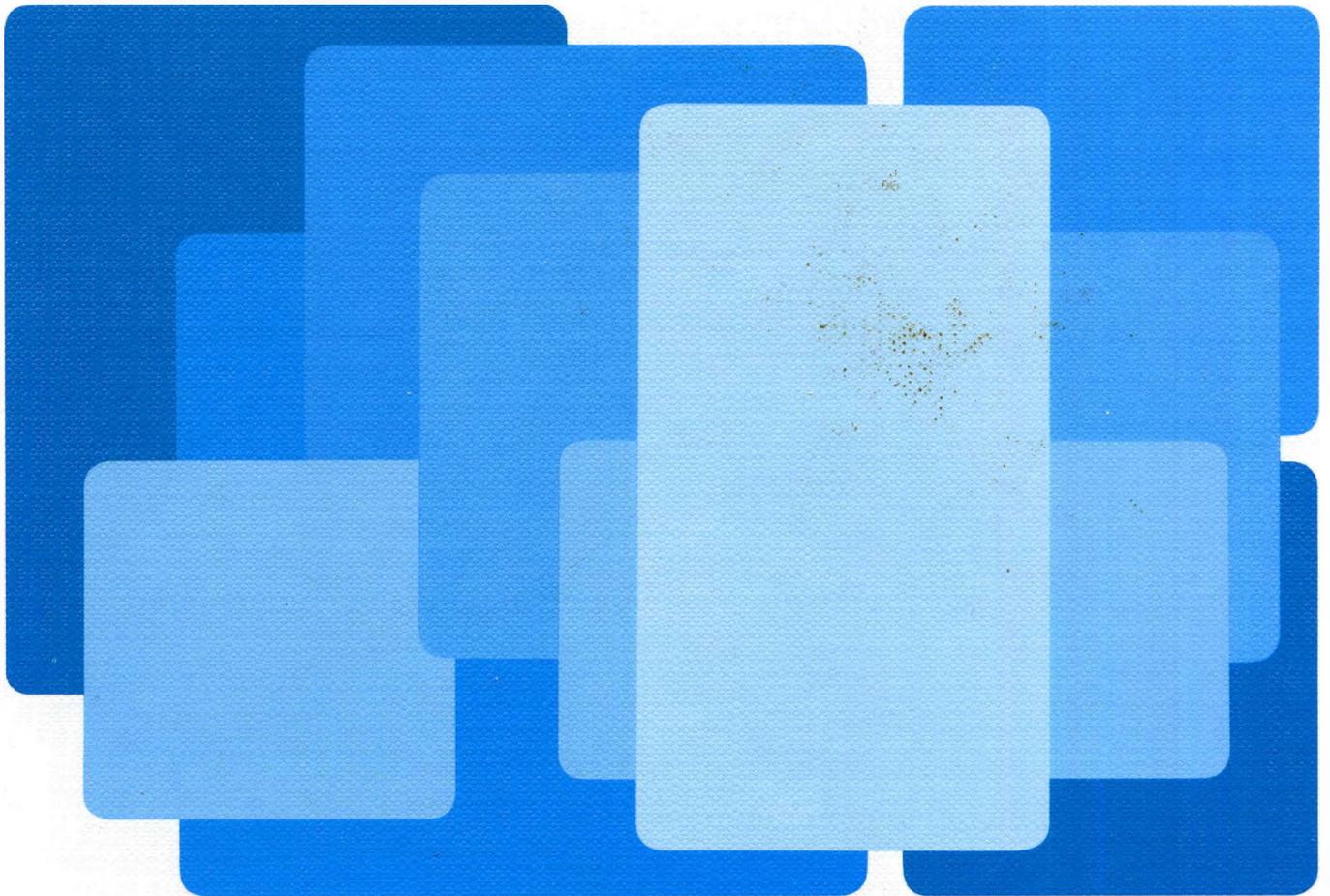


**MANNESMANN  
REXROTH**

**Маннесманн  
Рексрот**

**УЧЕБНЫЙ  
КУРС  
ГИДРАВЛИКИ  
Том II**



**RSU 00303/10.86**

**SCAN by AF\_SERGEY  
(Ivanovo, Russia)**

**УЧЕБНЫЙ КУРС ГИДРАВЛИКИ  
ТОМ II**

**ПРОПОРЦИОНАЛЬНАЯ ТЕХНИКА  
И  
ТЕХНИКА СЕРВОКЛАПАНОВ**

**Учебник и справочник по  
гидравлическим пропорциональным клапанам и сервоклапанам,  
а также электронным компонентам,  
применяемых в управлениях и контурах регулирования.**

**Авторский коллектив:**

**Х. Дёrr, Р. Эвальд, Й. Хуттер, Д. Кретц, Ф. Лидхегенер, А. Шмитт  
Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне /ФРГ**

**М. Райк  
ХИДАК ГмбХ, Сульцбах /ФРГ**

**Издатель:** Маннесманн Рексрот ГмбХ  
п/я 340  
8770 Лор на майне /ФРГ  
Телефон: (09352) 180  
Телекс: 06 894 18

**Печатное издание:** Шлойнунг Друк СД ГмбХ + Ко. КГ  
Полиграфическое предприятие  
Эльтерштрассе, № 27  
8772 Марктхейденфельд /ФРГ

**Литографии:** Хельд ГмбХ  
Оффсетная репродукция  
Макс-фон-Лауэ-Штрассе, № 36  
8770 Вюрцбург /ФРГ

**Фоторафии и  
изображения:** Маннесманн Рексрот ГмбХ /ФРГ  
ХИДАК ГмбХ, Сульцбах /ФРГ

**№ печатного издания:** RSU 00 303/10.86 (1-е издание)  
ISBN 3-8023-0898-0  
© 1986 г., Маннесманн Рексрот ГмбХ  
Без права переиздания

## ПРЕДИСЛОВИЕ

**Является ли пропорциональная гидравлика предвестником гибридной технологии, которая объединяет гидравлическую передачу энергии с прецизионностью и универсальностью электронного управления ?**

На такой вопрос, выдвинутый в середине 70-х годов, после многолетнего, успешного использования пропорциональной гидравлики, можно однозначно ответить : "Да !"

### **Пропорциональная гидравлика предлагает мощность и универсальность**

Пропорциональные клапаны и насосы со своими регулируемыми электромагнитами предлагают подходящие устройства сопряжения для электронного управления, а вследствие этого большую универсальность технологических процессов на производственных машинах вплоть до свободно программируемых управлений и приводов.

Пропорциональная гидравлика восполняет пробел между традиционной гидравликой переключения и сервогидравликой.

Она предоставляла и предоставляет по сей день возможность для реализации новых концепций машин как на серийных, так и на специальных станках.

В довольно короткое время она заняла соответствующее место в гидравлической технике приводов и управлений. При этом содействовало успешному применению то обстоятельство, что пропорциональная гидравлика больше ориентируется на гидравлику переключения, чем на сервогидравлику. Разработка электронных усилителей, которые по своей конструкции и принципу действия устроены легко обозримо, внесла последнее звено в такой процесс.

Ориентирование о возможностях пропорциональной гидравлики является в настоящее время базой для успешного планирования современных, гидравлическим способом управляемых, технологических машин.

Пропорциональная гидравлика уже в настоящее время встречается на многих производственных машинах — почти во всех областях использования гидравлической техники приводов и управления — поэтому освоению такого современного технического оснащения уделяется большое внимание.

Книга *"Учебный курс гидравлики, пропорциональная техника и техника сервоклапанов"* предусматривается для желающих повысить свою квалификацию, которые хотят ознакомиться с такой техникой.

Она годится для тех, кто хочет познакомиться с техникой пропорциональных клапанов или повысить свою квалификацию.

Книга исходит из того, что читатель уже владеет основами гидравлики, которые например, описываются в *"Учебном курсе гидравлики"*.

Преднамеренно описываются в одной и той же книге пропорциональные клапаны и сервоклапаны для того, чтобы, с одной стороны, продемонстрировать полноправность обоих технических решений, а, с другой стороны, чтобы ясно подчеркнуть, что существует плавный переход между пропорциональной гидравликой и техникой сервоклапанов. Становится ясным, что пропорциональная гидравлика не является "самым простым и дешевым решением в сервогидравлике". Для лучшего понимания примеров управления принесут пользу знания основ электротехники. Специальные модули электронных усилителей, однако, объясняются, исходя из их принципа действия. Кроме принципа действия гидравлических и электронных компонентов, описывается их взаимодействие посредством примеров использования на практике. Обширная глава посвящается вычислению параметров управления при использовании пропорциональной техники. Детальное описание хода вычисления производится на основании реализованного на практике управления.

В книге опущены слишком теоретические выкладки систем регулирования для того, чтобы не предъявлять повышенные требования к желающим ознакомиться с данными видами технического оборудования, а также с тем, чтобы не вызывать опасений относительно невозможности постигнуть принципы пропорциональной гидравлики и сервогидравлики. Начиная с управления и кончая контуром регулирования, читатель получает обширную информацию, которая дает ему возможность претворить такие знания за практике. Примеры сконструированных установок закругляют о производственных поставках.

При повышении квалификации всегда больше места занимают темы, касающиеся техники приводов и управления. Данная книга должна внести свой вклад, чтобы читатель всегда был ориентирован в актуальных проблемах разработки таких технических устройств.

Маннесманн Рексрот ГмбХ

## СОДЕРЖАНИЕ

Глава А  
**Введение в технику пропорциональных клапанов**  
Арно Шмитт

Глава В  
**Пропорциональные клапаны, приборная техника**  
Арно Шмитт

Глава С  
**Компенсация нагрузки с  
помощью клапанов постоянной разности давлений**  
Дитер Кретц

Глава D  
**Электроника управления для пропорциональных клапанов**  
Хериберт Дерр

Глава Е  
**Критерии для определения параметров управления с  
помощью пропорциональных клапанов**  
Роланд Эвальд

Глава F  
**Введение в технику сервоклапанов**  
Дитер Кретц

Глава G  
**Сервоклапаны, приборная техника**  
Фридель Лидхегенер

Глава H  
**От управления к контуру регулирования**  
Арно Шмитт, Дитер Кретц

Глава J  
**Влияние динамических свойств сервоклапана на  
контур регулирования**  
Дитер Кретц

Глава K  
**Фильтрация на гидравлических установках с  
сервоклапанами и пропорциональными клапанами**  
Мартин Райк

Глава L  
**Примеры выполненных установок с  
использованием пропорциональных клапанов  
и сервоклапанов**  
Йозеф Хуттер

**Глава А**  
**Введение в технику пропорциональных клапанов**

**Арно Шмитт**

С помощью примера можно наглядно пояснить возможности пропорциональной техники.

Для этого возьмем поточную линию сварки для изготовления автомобильных кузовов:

Перед тем, как некоторые автомобилисты смогут самостоятельно проверять технические возможности ускорения своего автомобиля, некоторые узлы конструкции еще во время производственной фазы подвергаются чрезвычайно строгому ускорению. Если проанализировать диаграмму на рис. 2 относительно ускорения деталей автомобильного кузова на поточной линии сварки, то получаются величины, которые в пересчете соответствуют ускорению в пределах 0 – 100 км/час в течение примерно 11 секунд.

На поточной линии сварки производится сборка и сваривание деталей кузова, которые группируются вокруг платформы. На нескольких позициях или, лучше говоря, путем нескольких производственных шагов производится такой технологический процесс.

Для этого приподнимаются или опускаются одновременно все подъемные позиции, чтобы произвести установку на рабочую позицию, т.е., установку в зоне сварочных клещей.

Прием в каждом случае подготовленных монтажных деталей из листового металла осуществляется посередине подъема при замедленной скорости. "Скорость приема" не должна превышать 0,15 м/сек. В противном случае будут выбрасываться автоматически вложенные детали из листового металла. С другой стороны, однако, операции по подъему или опусканию должны производиться по мере возможности быстро, т.е. экономично.

Это является возможным при использовании пропорциональной гидравлики. При решении вышеуказанной проблемы без использования пропорциональной техники необходимо будет, например, значительно понизить максимальную скорость. Пришлось бы применять замедляющие клапаны с соответствующими нагружаемыми механическим способом кулачками для ускорения и замедления, а также регуляторы потока для задания скорости, и, естественно, гидрораспределители для направления. Наряду с более высокими расходами на приборы, несмотря на пониженные величины ускорения и скорости, решения данной проблемы было бы связано с проведением более жесткого, неточного и негибкого режима.

Пропорциональная гидравлика обеспечивает, таким образом, более плавное решение, несмотря на то, что будут перемещаться большие массы и достигаться более высокие величины ускорения и скорости.

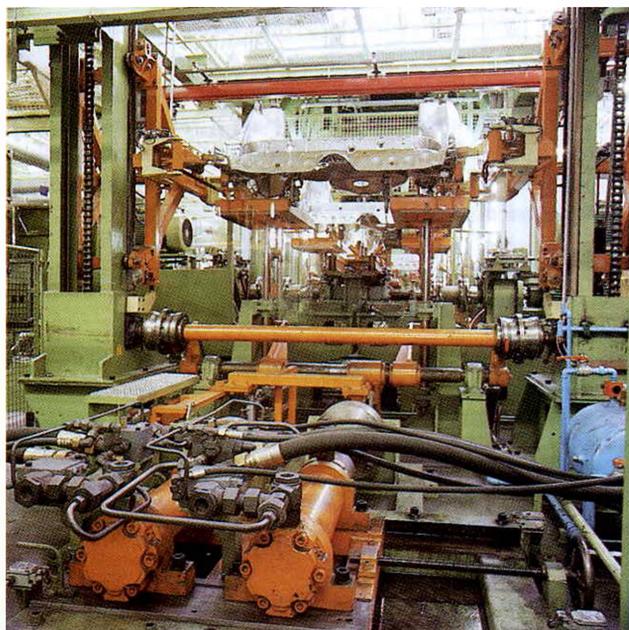


Рис. 2: Один цилиндр, второй цилиндр служит в качестве резервного цилиндра, приводит в действие посредством механических устройств одновременно все позиции.

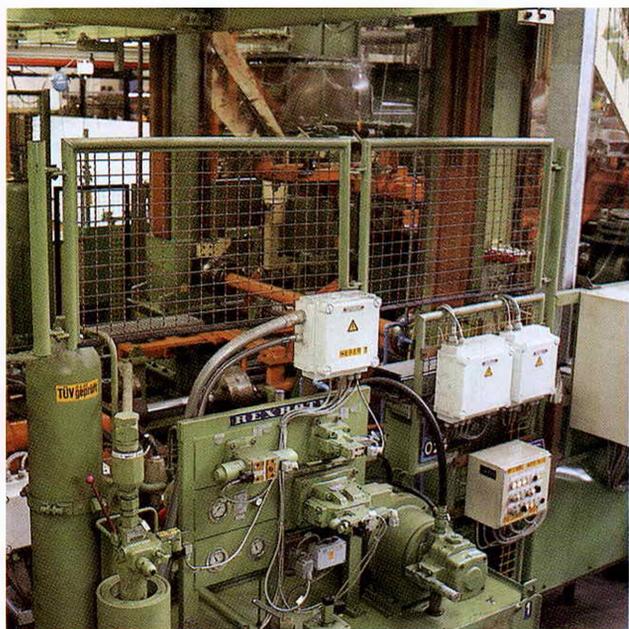


Рис. 3: Требуемое для процесса ускорения 460 л/мин. масло под давлением поставляет аккумуляторный блок, размещенный слева. Пластинчатый насос типа V4, расположенный справа, заполняет аккумулятор во время "неподвижных" фаз. Справа размещается пропорциональный распределитель типа 4WRZ 25.

$D = 140 \text{ мм}$   
 $d = 100 \text{ мм}$   
 $H = 450 \text{ мм}$   
 $v_{\text{макс.}} = 0,5 \text{ м/сек.}$   
 $Q_{\text{макс.}} = 460 \text{ дм}^3/\text{мин.}$   
 $p = 110 \text{ дан/см}^2$

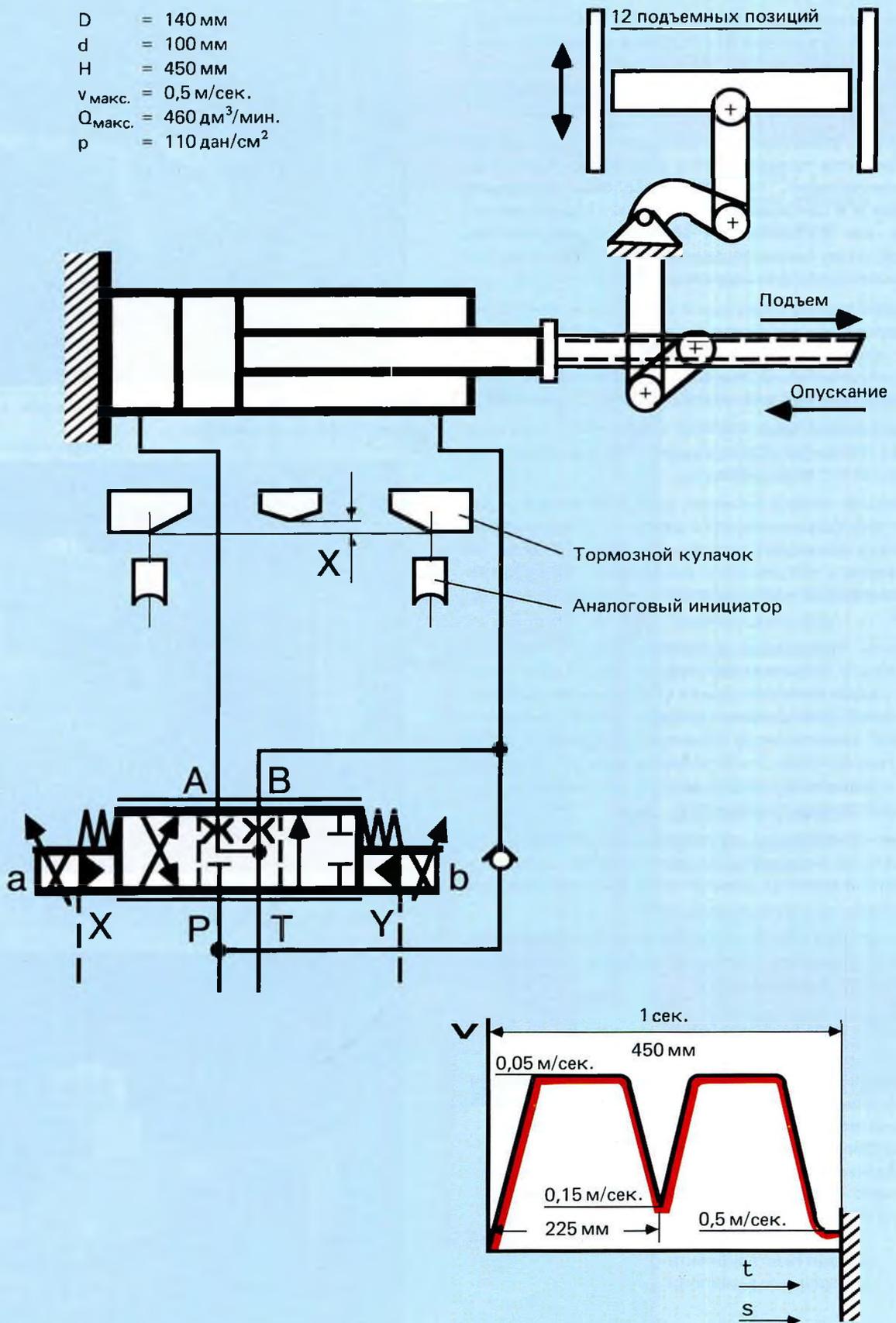


Рис. 4: Принципиальная схема гидромеханического привода на поточной линии сварки (наверху) и его ход перемещений на диаграмме (справа внизу).

Пропорциональные клапаны и пропорциональные насосы со своими регулируемыми электромагнитами предлагают соответствующие интерфейсы для электронного управления и вследствие этого обеспечивают большую оперативную подвижность технологических процессов на специализированных машинах или станках, включая свободно программируемые управления и приводы.

Технические преимущества пропорциональных приборов заключаются прежде всего в контролируемых переходах переключения, плавном управлении заданными значениями и в сокращении количества гидравлических приборов для определенных заданий по управлению. Благодаря этому вносится вклад в уменьшение расхода сырья и материалов для гидравлических контуров.

Посредством пропорциональных клапанов можно производить более простые, более быстрые и точные технологические процессы при одновременном улучшении процесса переключения. Вследствие контролируемых процессов переключения можно избегать пиков давления.

Более длительный срок службы механических и гидравлических элементов конструкции — это еще одно преимущество такого вида работы.

Электрическая подача сигналов для направления и расхода или для гидравлического давления предоставляют возможность размещать пропорциональные приборы непосредственно у потребителя. Вследствие этого улучшается динамическая характеристика гидравлического управления.

Интенсивное применение пропорциональных приборов наблюдалось у пользователей гидравлики только тогда, когда на гидравлическом рынке стали предлагаться простые по своей конструкции приборы. Такие приборы не отличаются значительным образом от стандартной программы гидросистем. Было использовано для них даже по мере возможности много деталей или узлов из стандартной программы гидросистем.

Широкому применению пропорциональной техники содействовала также, в конце концов, разработка надежно работающих и простых электронных карт европейского формата.

Для каждого вида пропорциональных приборов был сконструирован усилитель, который содержит специфическую для прибора электронику.

Как правило, сюда включаются :

- стабилизация напряжения
- образователь линейной быстроменяющейся функции с насыщением
- образователь функции
- потенциометры заданных значений
- реле заданных значений
- импульсно-модулированная оконечная ступень

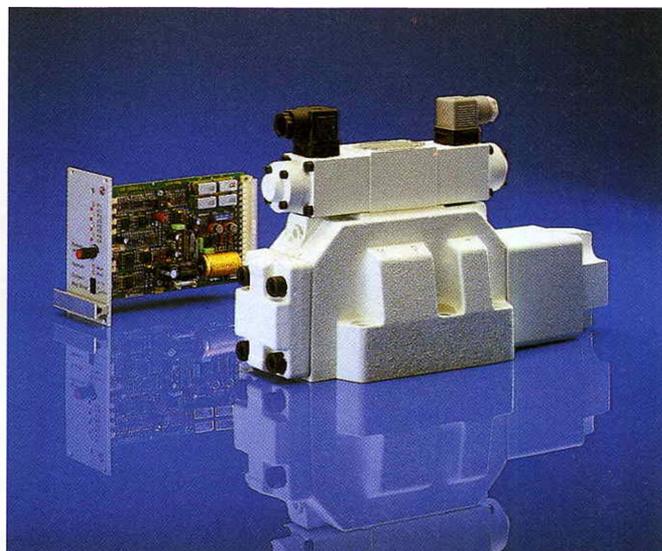


Рис. 5: Пропорциональный распределитель типа 4WRZ, электроника управления

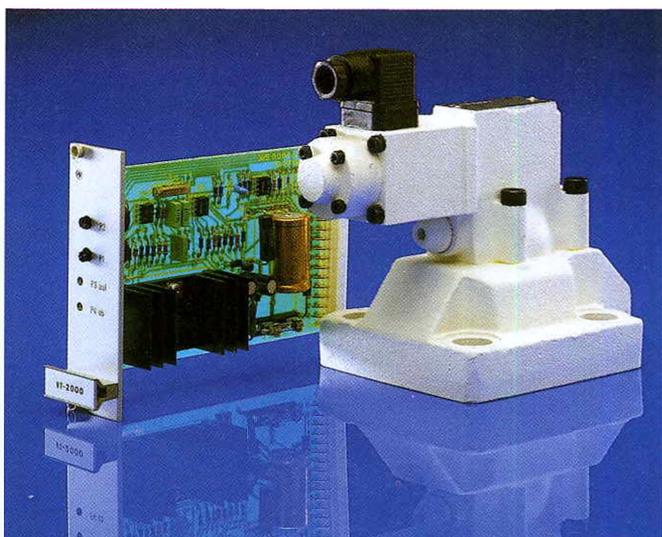


Рис. 6: Пропорциональный клапан для ограничения давления типа DBE, электроника управления

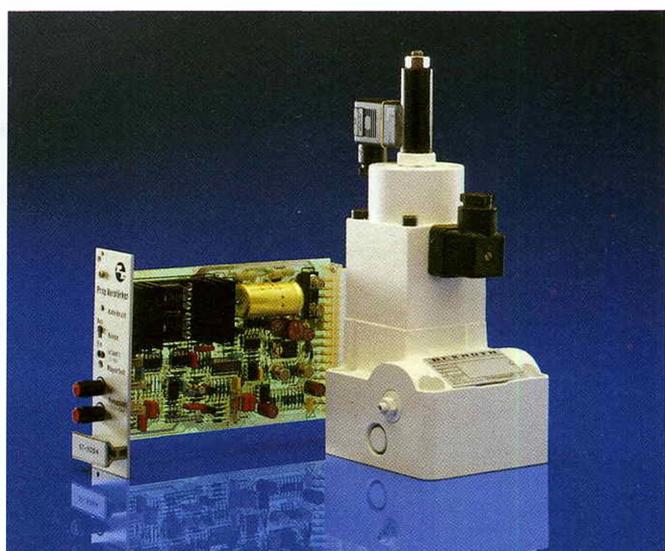
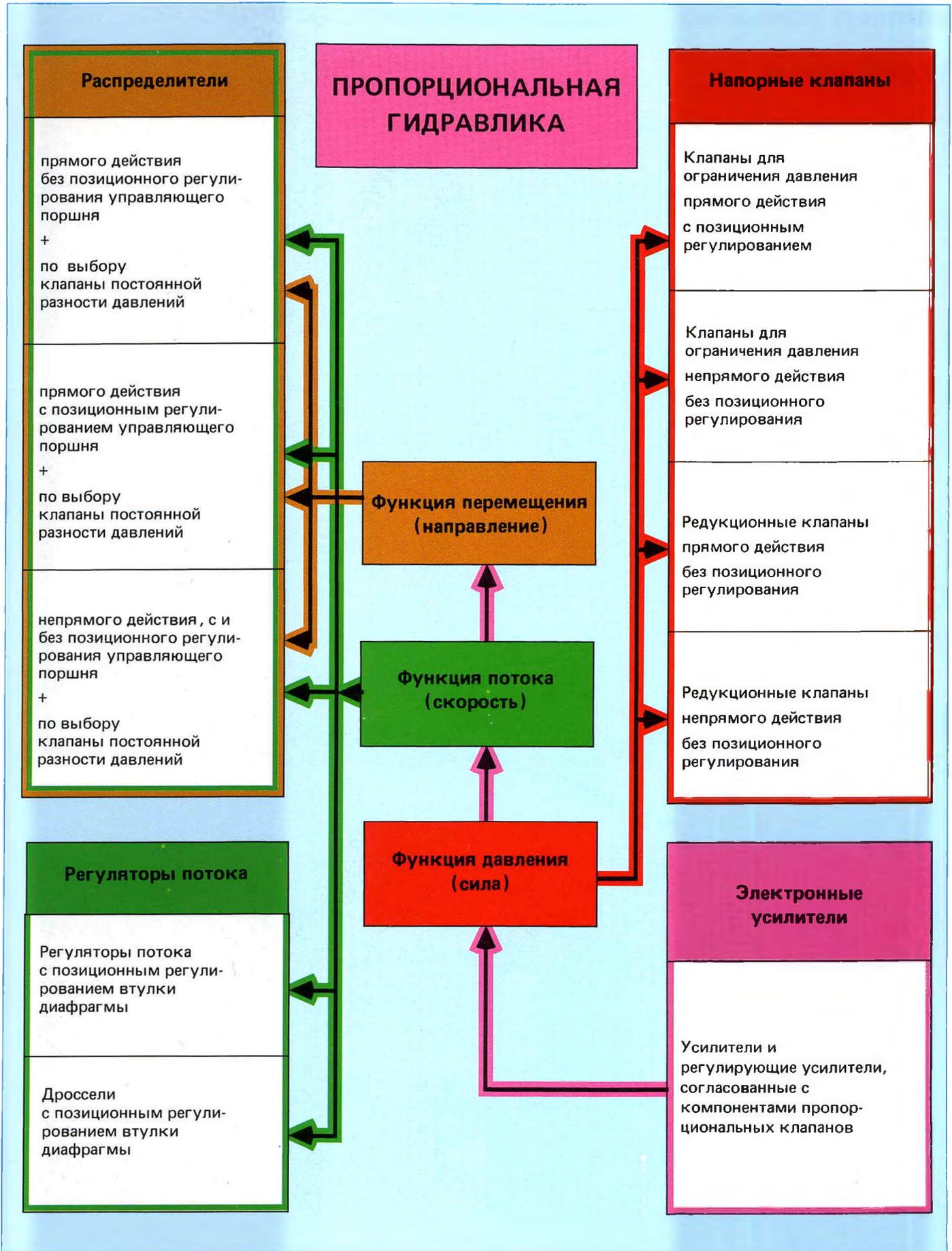


Рис. 7: Пропорциональные регуляторы потока типа 2FRE, электроника управления

Какие функции возможно будет производить или какие приборы имеются в распоряжении, указывается в нижеприведенном обзоре.



Для заметок



Глава В  
**Пропорциональные клапаны, приборная техника**

Арно Шмитт

## РЕГУЛИРУЕМЫЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТЫ

Регулируемые электромагниты являются связующим звеном между электроникой и гидравликой.

Регулируемые электромагниты относятся к группе подъемных электромагнитов. Пропорционально электрическому току, как к входной величине, они вырабатывают силу и перемещение, как выходную величину.

В зависимости от практического применения различаются:

- Электромагниты с аналоговой характеристикой "перемещение – ток", так называемые "регулируемые по подъему электромагниты"

и

- электромагниты с особо определенной характеристикой "сила – расход", так называемые "регулируемые по силе электромагниты".

Для пропорционального току изменения выходной величины силы и перемещения можно применять только электромагниты постоянного тока. Электромагниты переменного тока в связи со своим зависимым от подъема потреблением тока должны занимать свое конечное положение подъема по мере возможности без промедления.

### Электромагнит, регулируемый в зависимости от силы

При электромагните, регулируемом по силе, регулируется сила электромагнита посредством изменения тока "i", при этом якорь электромагнита не производит значительного подъема.

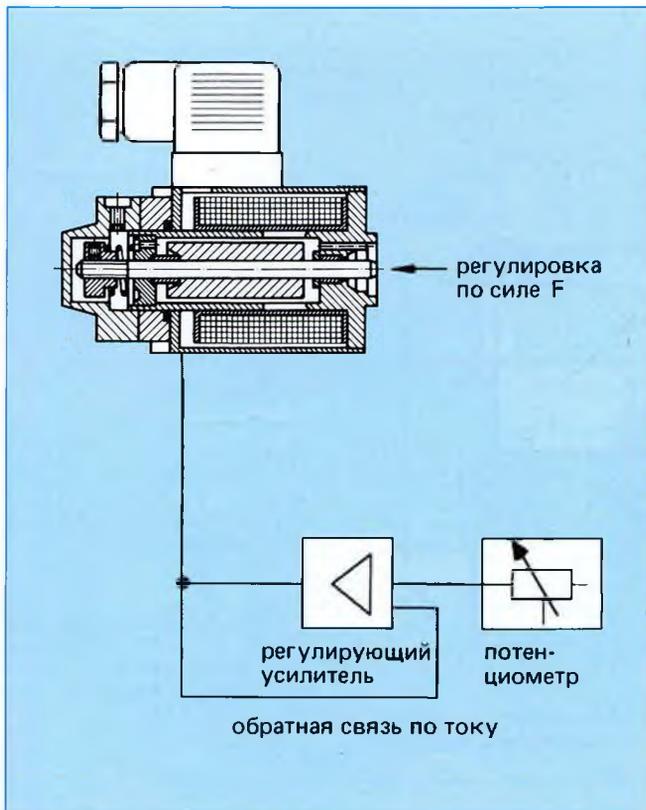


Рис. 1: Регулируемый электромагнит по силе

Вследствие обратной связи по току в электрическом усилителе электромагнитный ток, а таким образом, и электромагнитная сила, поддерживаются постоянной величины даже при изменении сопротивления электромагнита.

Значительной особенностью регулируемого по силе электромагнита является графическая характеристика "сила – подъем".

Электромагнитная сила остается постоянной величины по всему диапазону подъема при одинаковом токе.

Для демонстрируемого электромагнита подъем составляет около 1,5 мм. Такой диапазон используется.

Монтажный объем электромагнита, регулируемого по силе, небольшой величины. Это обусловлено коротким подъемом. Благодаря этому применяется электромагнит, регулируемый по силе, для пропорциональных распределителей и напорных клапанов. При этом электромагнитная сила преобразовывается в гидравлическое давление.

Регулируемый электромагнит – это регулируемый, работающий в масле, электромагнит постоянного тока.

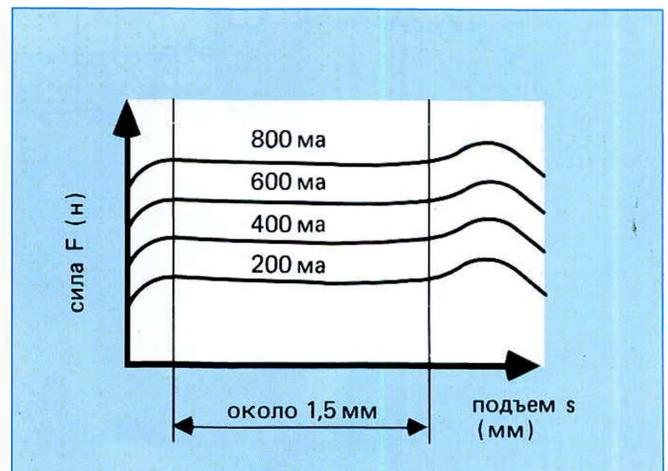


Рис. 2: Графическая характеристика "сила - подъем"

**Электромагнит, регулируемый по подъему**

При электромагните, регулируемом по подъему (рис. 4), положение якоря регулируется посредством замкнутого контура регулирования и удерживается независимо от противодействующей силы, если такая сила будет действовать в допустимом рабочем диапазоне.

С помощью регулируемого по подъему электромагнита могут, например, непосредственно приводиться в действие пропорциональные распределители, регуляторы потока, а также напорные клапаны, и управляться в любом положении подъема. Подъем магнита составляет в зависимости от конструктивных параметров 3 – 5 мм.

Электромагнит, регулируемый по подъему, применяется преимущественно, как уже описывалось выше, для четырехлинейных пропорциональных клапанов прямого действия.

В сочетании с электрической обратной связью поддерживаются малой величины гистерезис и погрешность повторяемости электромагнита. Кроме того, возникающие гидродинамические силы на заторе клапана регулируются (относительно малая сила электромагнита по сравнению с возмущающими силами).

При клапанах непрямого действия заряжается управляемым гидравлическим давлением большая установочная поверхность. Имеющиеся в распоряжении перестановочные усилия вследствие этого неодинаковой величины, и возмущающие силы не сильно влияют в процентном отношении. Поэтому могут конструироваться пропорциональные клапаны непрямого действия без электрической обратной связи.

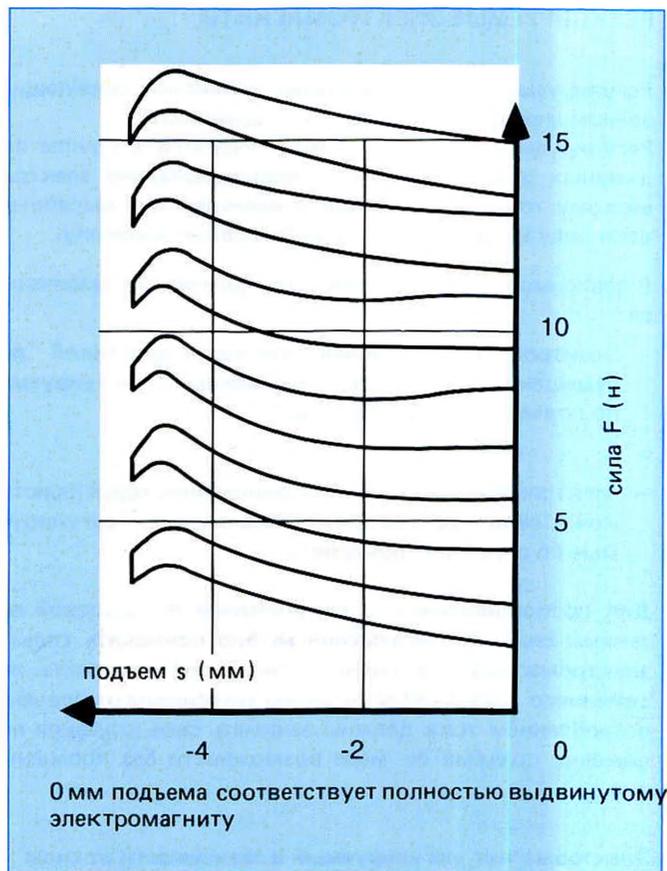


Рис. 3: Графическая характеристика, электромагнит, регулируемый по подъему

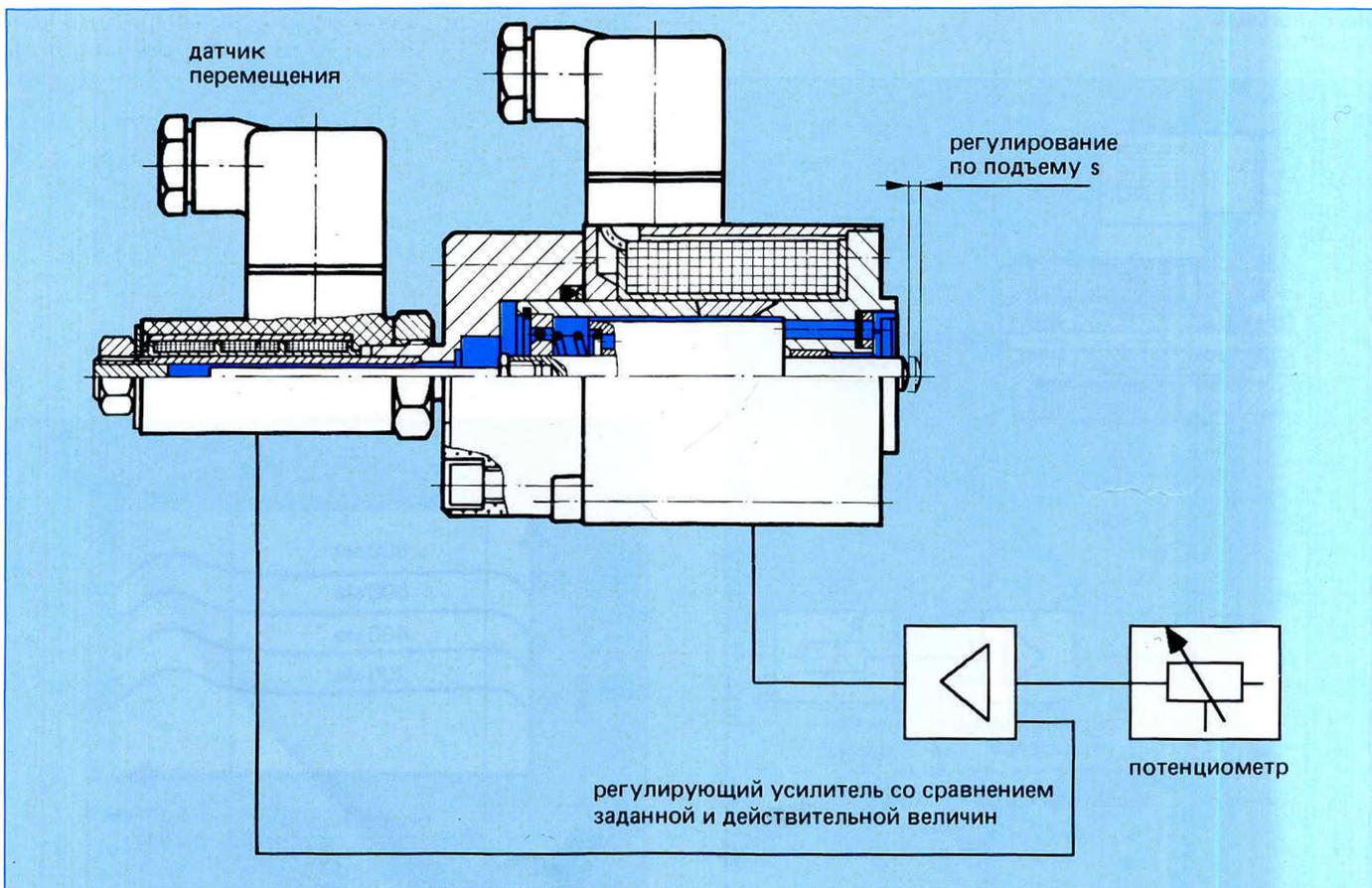


Рис. 4: Регулируемый электромагнит с регулированием по силе

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Пропорциональный распределитель служит для оказания воздействия на направление и величину объемного расхода.

### Пропорциональный распределитель прямого действия

В связи с данным клапаном будут описываться также в виде примера такие характерные пункты для описываемых в последующем изложении пропорциональных распределителей, как гистерезис, точность при повторении, управляющий поршень, принципиальные данные к графической характеристике и к временной характеристике управляющего поршня.

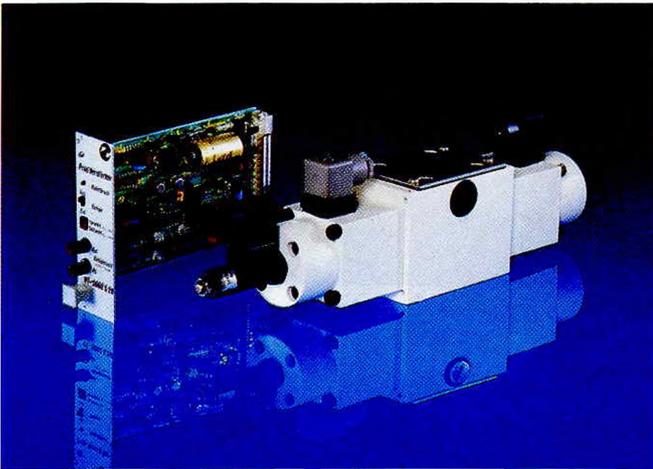


Рис. 5: Пропорциональный распределитель прямого действия типа 4 WRE 10 с электрической обратной связью, электронное управление

Как при переключающем распределителе, действует регулируемый электромагнит непосредственно на управляющий клапан.

### Принцип действия

К основным составным частям клапана относятся корпус (1), один или два регулируемых электромагнита (2) с аналоговой характеристикой "перемещение — ток", при исполнении на рис. 6 сюда включаются еще индуктивный датчик перемещения (3), управляющий поршень (4), а также одна или две возвратных пружины (5).

Если не будут приведены в действие электромагниты, то управляющий поршень (4) будет удерживаться посредством возвратной пружины (5) на средней позиции. Приведение в действие управляющего поршня осуществляется непосредственно через регулируемый электромагнит.

При изображенном на рисунке поршне закрыто соединение между P, A, B и T. Если будет, например, возбуждаться электромагнит A (слева), то он передвинет управляющий поршень вправо. Будет налажено соединение P → B и A → T.

Чем выше будет теперь поступающий сигнал из электрического управления (подробное описание см. в разделе "Электроника управления для пропорциональных клапанов"), тем дальше будет передвигаться вправо управляющий поршень. Подъем, таким образом, пропорционален электрическому сигналу. Чем выше подъем, тем больше проходное сечение и тем больше объемный расход. Левый электромагнит на рис. 6 предусматривается

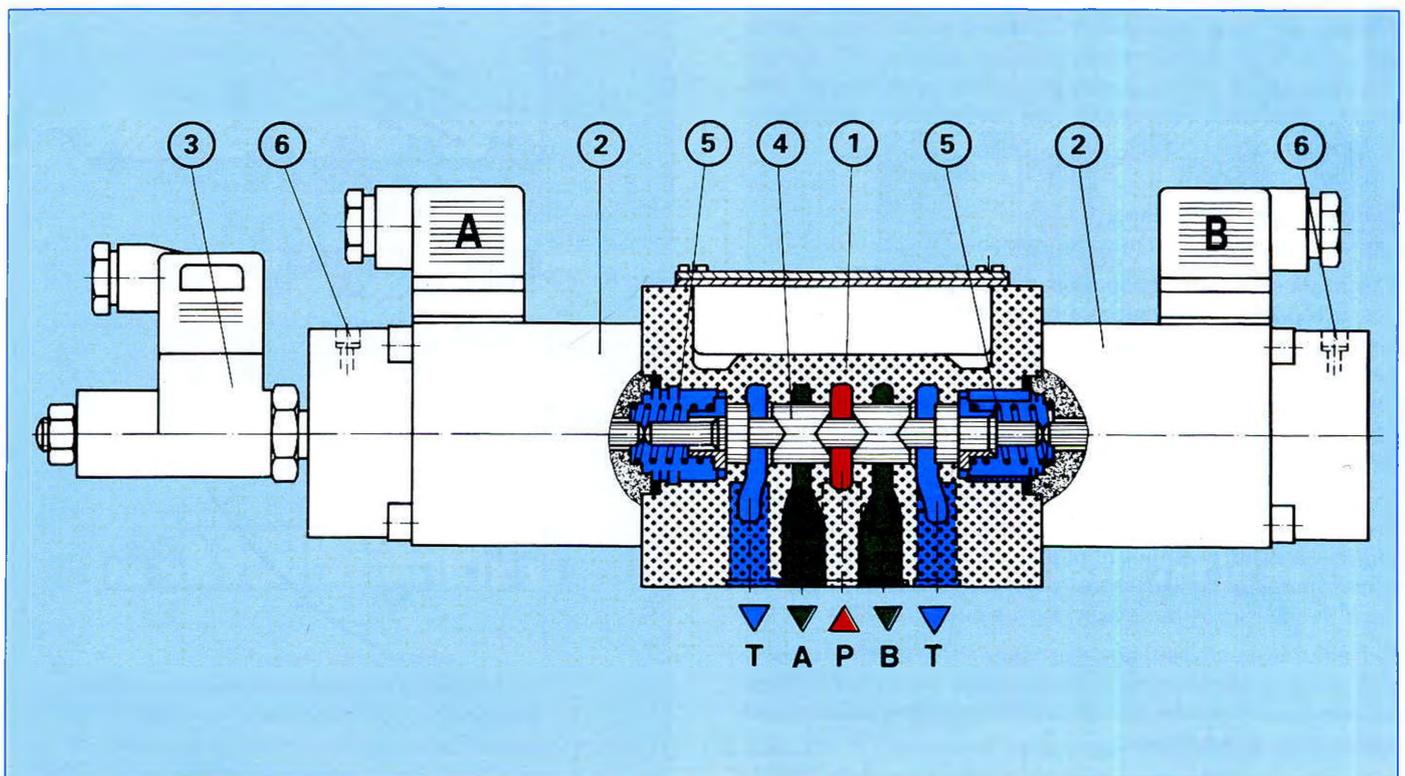


Рис. 6: Пропорциональный распределитель прямого действия с электрической обратной связью

с индуктивным датчиком перемещения. Такой датчик регистрирует действительное положение управляющего поршня и "сигнализирует" его в виде электрического сигнала (в вольтах) электронному усилителю пропорционально подъему.

Поскольку датчик перемещения устроен с двойным подъемом, контролируются вследствие этого 2 положения переключения.

Кроме того, речь идет здесь о герметичном исполнении (под давлением), для которого не требуется предусматривать никакого присоединения линии отвода утечки масла. Вследствие этого не требуется также дополнительного уплотнения. Это значит, что никакой дополнительный коэффициент трения не оказывает отрицательного воздействия на точность клапана.

В электрическом усилителе сравнивается действительная величина (действительная позиция управляющего поршня) с предварительно заданным значением, заданной величиной. Речь идет здесь о позиционном контуре автоматического управления, который распознает существующие отклонения между предварительно заданным значением (заданная величина) и действительным значением (действительная величина) и производит поправки путем соответствующих сигналов к определенным электромагнитам.

На практике это означает, что в зависимости от размера клапана гистерезис, а также точность при повторении клапана, составляют около  $\leq 1\%$ .

Гистерезис в общем можно охарактеризовать, как зависимость одного состояния от прежних состояний.

Если сигнал будет проходить, начиная с 0 до максимального значения, а потом снова в обратном направлении, то поршень будет занимать в каждом случае положение, которое будет пропорционально сигналу. Вытекающее отклонение при одинаковом заданном значении, которое, однако, будет устанавливаться, исходя из разного направления (начиная с низкого, а также высокого значения), называют гистерезис или погрешность гистерезиса (рис. 8).

Точность при повторении  
(также называется воспроизводимостью)

Под этим понятием подразумевается диапазон, в пределах которого при установке одного и того же входного сигнала будут достигаться выходные сигналы. По отношению к управляющему поршню это означает, что при повторной установке одного и того же заданного значения отклонение от позиции будет составлять  $\leq 1\%$  (при WRE).

Клапан согласно рис. 7 не имеет датчика перемещения на электромагните. Вследствие этого не контролируется дополнительно позиция поршня. В результате этого вытекает снова в зависимости от размера клапана гистерезис в 5 – 6% и точность при повторении в 2 – 3%.

Бывают такие случаи, при которых такая точность является вполне достаточной. Вследствие этого такое конструктивное исполнение представляет собой дешевое решение данной проблемы.

Управляющий поршень, конструктивное исполнение

Как это демонстрируется на изображении в разрезе (рис. 6), управляющий поршень отличается от стандартного поршня распределителя. Он предусматривается с мембраноподобными проходными сечениями дроссельных отверстий треугольной формы. Такие сечения содействуют получению прогрессивной расходной характеристики (рис. 9).

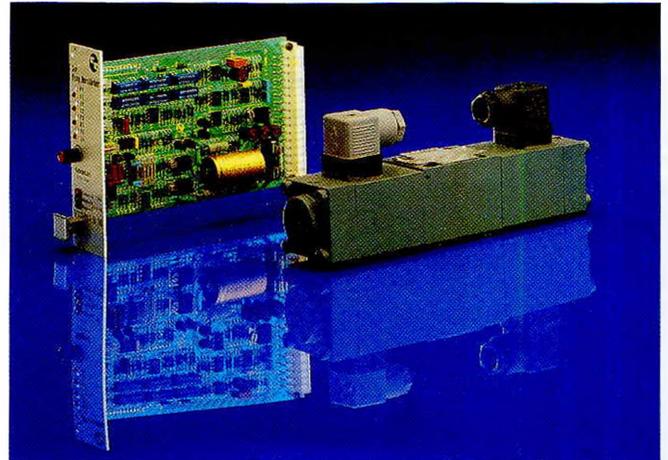


Рис. 7: Пропорцион. распределитель прямого действия типа 4 WRA 6 без обратной связи, электроника управл.

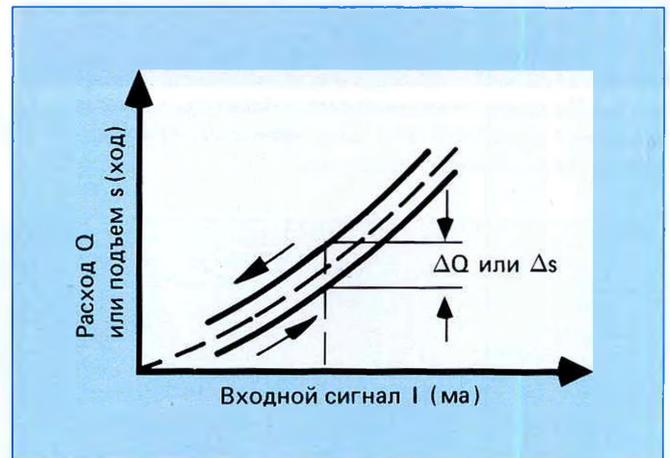


Рис. 8: Гистерезис



Рис. 9: Графическая характеристика Q-h или графическая характеристика Q-I

Управляющие кромки поршня треугольной формы (рис. 10), а управляющие кромки корпуса остаются при всех позициях поршня всегда в зацеплении друг с другом. Это значит, что всегда имеется в наличии определенное проходное сечение в форме треугольника.

Таким образом, не бывает ни одной позиции, как это характерно для стандартных распределителей (переключающих), на которой обе такие кромки лишь в результате "холостого хода" входят в сцепление или отцепляются друг от друга при открывании.

Кроме того, всегда дросселируются впускные и сливные отверстия.

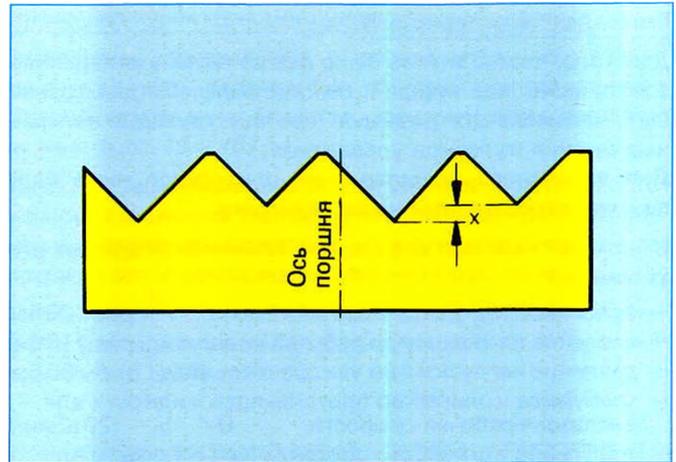


Рис. 10: Смещенные дросселирующие пазы по окружности поршня и длинный ход поршня обеспечивают хорошую разрешающую способность

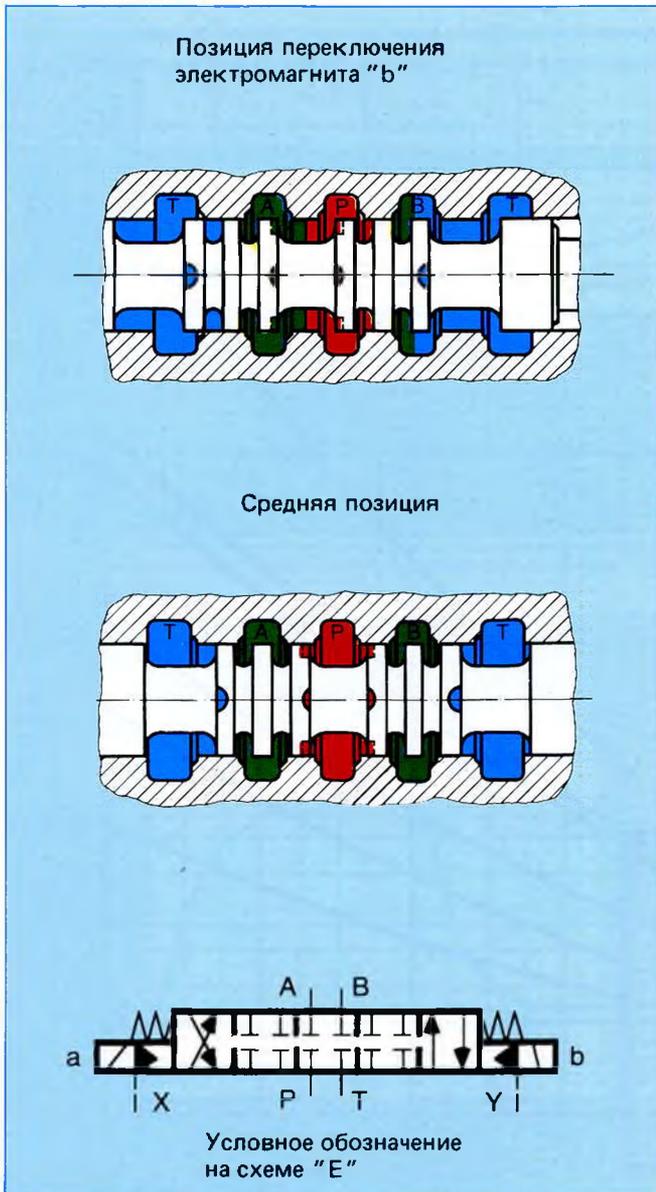


Рис. 11: Перекрытие переключающего распределителя ДУ 25, условное обозначение на схеме "Е" (закрытая средняя позиция)

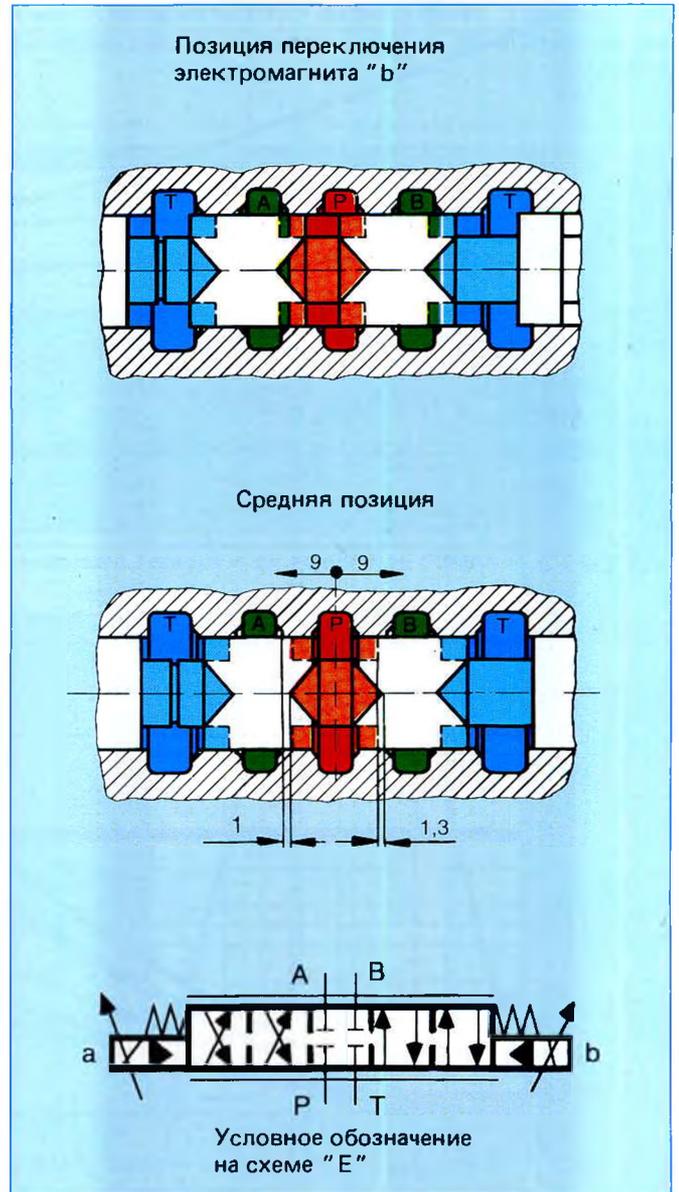


Рис. 12: Перекрытие пропорционального распределителя ДУ 25, условное обозначение на схеме "Е" (закрытая средняя позиция)

Расходная характеристика

Для того, чтобы можно было всегда оптимально использовать макс. ход поршня, были определены для различных номинальных расходов соответствующие поперечные сечения кулачков управления.

Для наглядного представления приводятся ниже один пример и графическая характеристика.

В наличии имеются следующие технические данные для установки:

- установленное давление в системе  $p = 120$  бар
- давление нагрузки при рабочей скорости  $p = 110$  бар
- давление нагрузки при ускоренном ходе  $p = 60$  бар
- требуемое количество протекающей жидкости для диапазона рабочей скорости  $Q = 5 - 20$  л/мин.
- требуемое количество протекающей жидкости для диапазо. скорости ускорен. хода  $Q = 60 - 150$  л/мин.

Допустим, что был выбран пропорциональный клапан, как это делается обычным образом, в виде стандартного переключающего клапана (для  $Q = 150$  л/мин. номинального расхода). Такая ошибка, которая делается, к сожалению, очень часто, поведет к получению следующих величин:

- потеря давления на клапане при ускоренном ходе  
 $p_v = 120 - 60 = 60$  бар  
 $Q_{\text{треб. уск. хода}} = 60 - 150$  л/мин.
- потеря давления на клапане при рабочем ходе  
 $p_v = 120 - 110 = 10$  бар  
 $Q_{\text{треб. раб. хода}} = 5 - 20$  л/мин.

Ускоренный ход

Расход  $Q = 150$  л/мин. при  $p_v = 60$  бар достигается при заданной величине, составляющей около 66%,  $Q = 60$  л/мин. – при заданной величине, составляющей около 48%. Остается в распоряжении диапазон регулирования, составляющий только 18%.

Рабочий ход

Для установки рабочих скоростей остается в распоряжении только 10% (47% заданного значения при 20 л/мин., 37% заданного значения при 5 л/мин.) от общего диапазона регулирования. При гистерезисе клапана, например, в 3% (= 30%, взятых по отношению к диапазону регулирования в 10%), станут заметными затруднения при установке в связи с плохой разрешающей способностью.

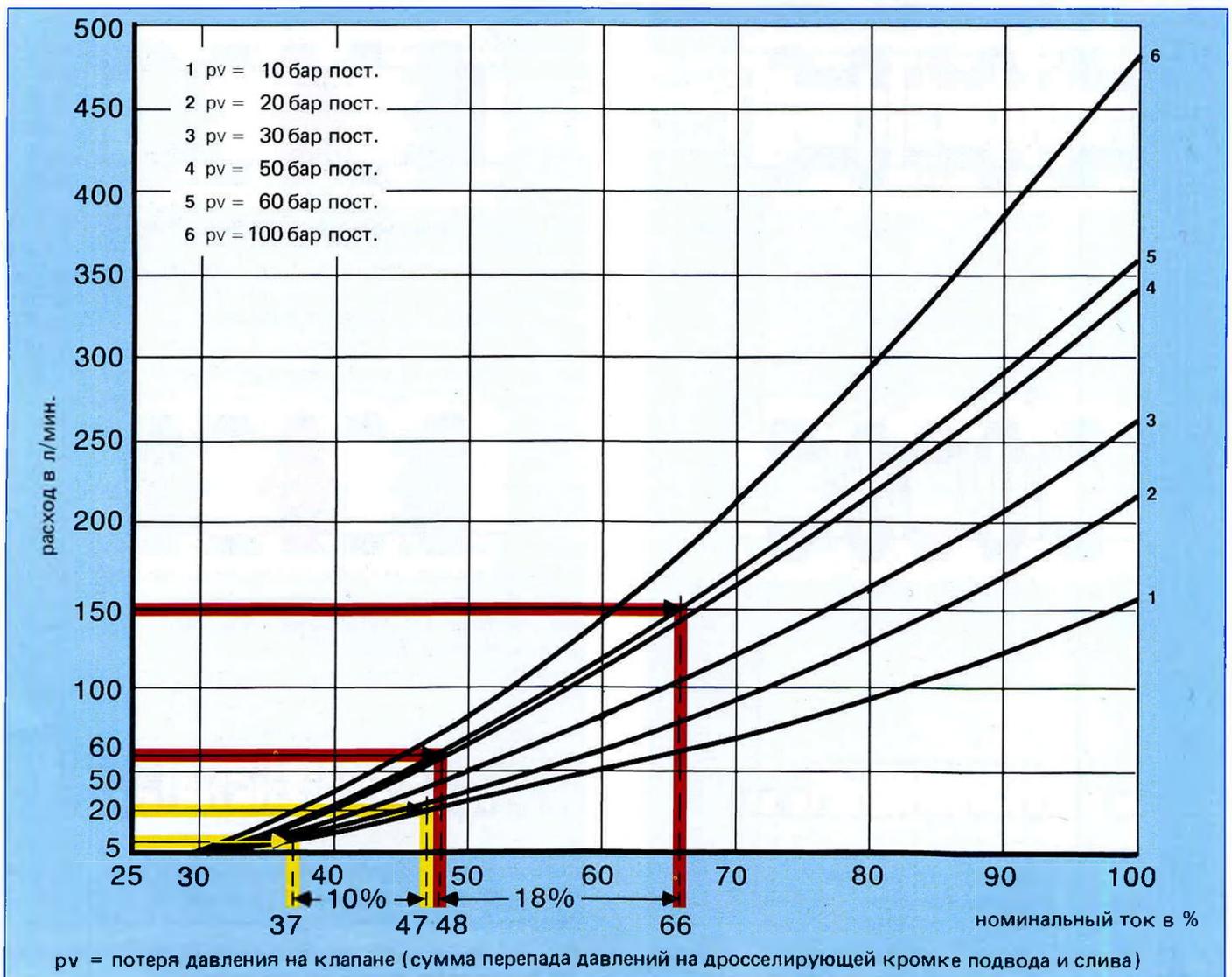


Рис. 13: Характеристика "расход - номинальный ток" для 150 л/мин., номинального расхода при потере давления на клапане в 10 бар.

Наш выбор был бы правильным, если бы мы выбрали, например, клапан согласно следующей графической характеристике (рис. 14):

– Условия при ускоренном ходе  
Заданное значение находится в пределах 66% – 98% (60 150 л/мин.). Вследствие этого диапазон настройки составит 32%.

– Условия при рабочем ходе  
Заданное значение находится теперь в пределах 36% – 63%, откуда вытекает, что диапазон регулировки будет значительно большей величины, в следствии этого обеспечивается лучшая разрешающая способность. Одновременно, происходит, естественно, отклонение под воздействием точности при повторении.

Временная характеристика управляющего поршня

Диаграммы, приведенные в последующем изложении, демонстрируют переходную функцию управляющего поршня при скачкообразном, электрическом, входном сигнале (рис. 15 и 16).

Переход с одной позиции на другую происходит без "колебаний с большой амплитудной". Поршень перемещается в течение относительно короткого времени и, несмотря на это, с демпфированием на новую позицию.

Также имеется в распоряжении больше времени на установку для проведения процессов ускорения и торможения, чем это требуется.

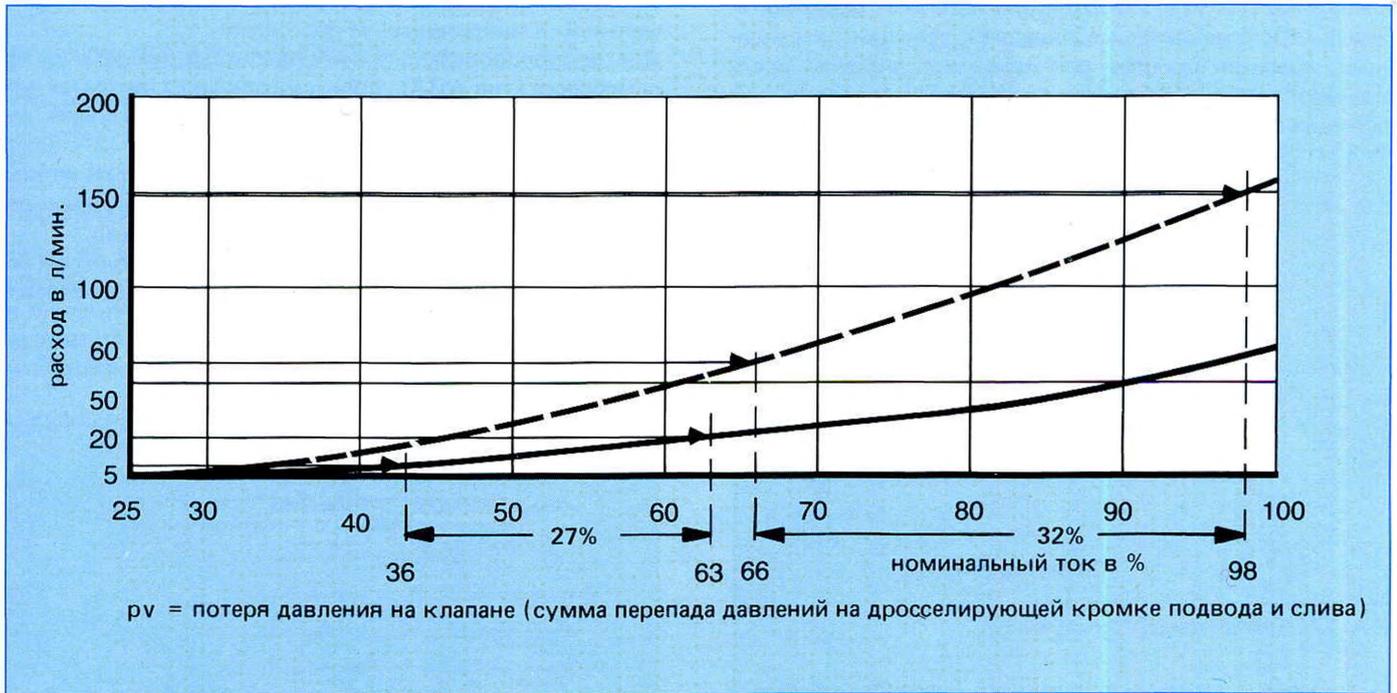


Рис. 14: Характеристика "расход - номинальный ток" для номинального расхода в 64 л/мин. при потере давления на клапане в 10 бар.

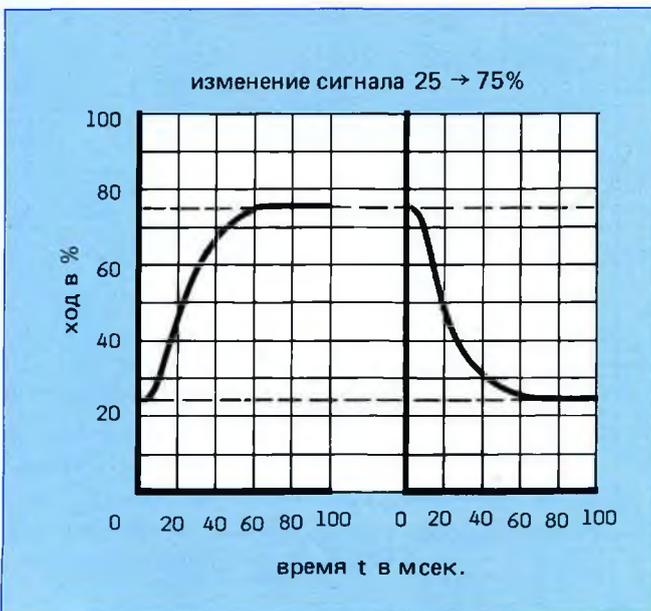


Рис. 15: Переходная функция при скачкообразном, электрическом, входном сигнале, изменение сигнала 25 → 75%

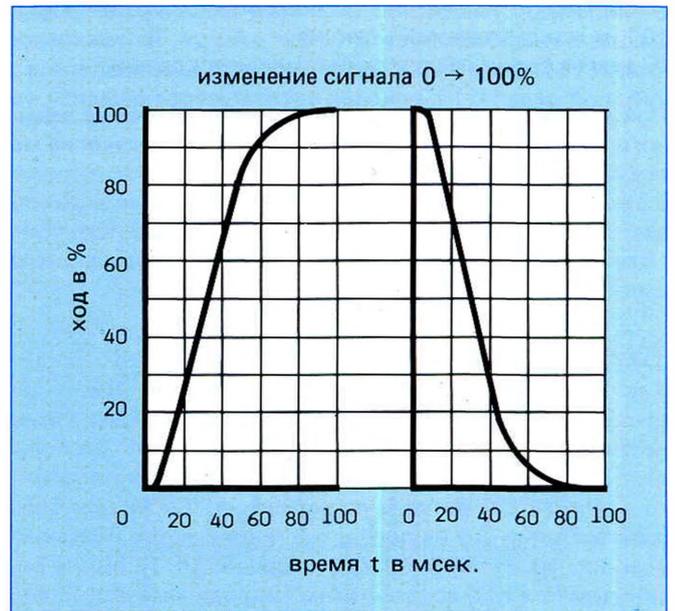


Рис. 16: Переходная функция при скачкообразном, электрическом, входном сигнале, изменение сигнала 0 → 100%

Ускорение, замедление

При описываемом в начале примере установки речь шла об ускорении платформы с деталями автомобильного кузова. Такое ускорение или также замедление гидроцилиндра или гидродвигателя означает изменение поступающего количества в единицу времени. Изменение количества жидкости в направлении + или - производится через пропорциональный клапан. Заданное значение, в течение какого времени такое изменение количества, а вследствие этого и позиции управляющего поршня, должно устанавливаться в электронном управлении регулируемых магнитов. Назначаемое электроникой заданное значение изменяется в течение заданного времени и достигает установленного в виде конечного значения, заданного значения.

Электрический узел конструкции называют образователем быстроизменяющейся линейной функции с насыщением, диапазон времени для изменения значения представляет собой время быстроизменяющейся линейной функции с насыщением.

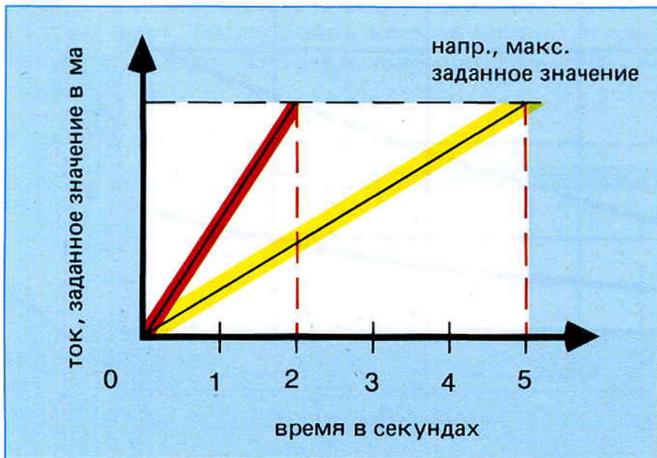


Рис. 17: Диаграмма "ток - время"

К примеру: Изменение заданного значения, начиная с "0" на макс. в течение 2 секунд.

→ короткое время на ускорение, большое ускорение

К примеру: Изменение заданного значения, начиная с "0" на макс. в течение 5 секунд.

→ долгое время на ускорение, малое ускорение

При процессе торможения происходит изменение заданного значения соответственно с высокого значения на малое значение.

В связи с электроникой управления об этом еще раз будет более подробно описываться в дальнейшем (см. "Электроника управления для пропорциональных клапанов").

Предел мощности

Как для переключающих распределителей, так и для пропорциональных клапанов, существуют пределы мощности, соблюдение которых следует учитывать. Заслуживает интереса при этом характеристика клапанов прямого действия без датчика перемещения. Также при большем значении  $\Delta p$  не повышается количество протекающей жидкости свыше предела мощности. Поршень сам затягивается под воздействием гидродинамических сил. В данном случае поэтому можно говорить об "естественном" пределе мощности.

Какой поршень будет выбираться для установки в зависимости от расхода или какому размеру поршня будет отдаваться предпочтение, зависит от устанавливаемого давления в системе. Об этом будет более подробно описываться на основании примеров в разделе "Критерии для определения параметров управления при использовании пропорциональных клапанов".

Выражаясь в общем, можно сказать, что следует, однако, стремиться к тому, чтобы заданное значение для максимального количества почти достигало 100%.

Диапазон управления (разрешающая способность)

Под понятием "диапазон управления" (на практике употребляется часто также понятие "диапазон регулирования") подразумевается соотношение между минимальным и максимальным расходами.

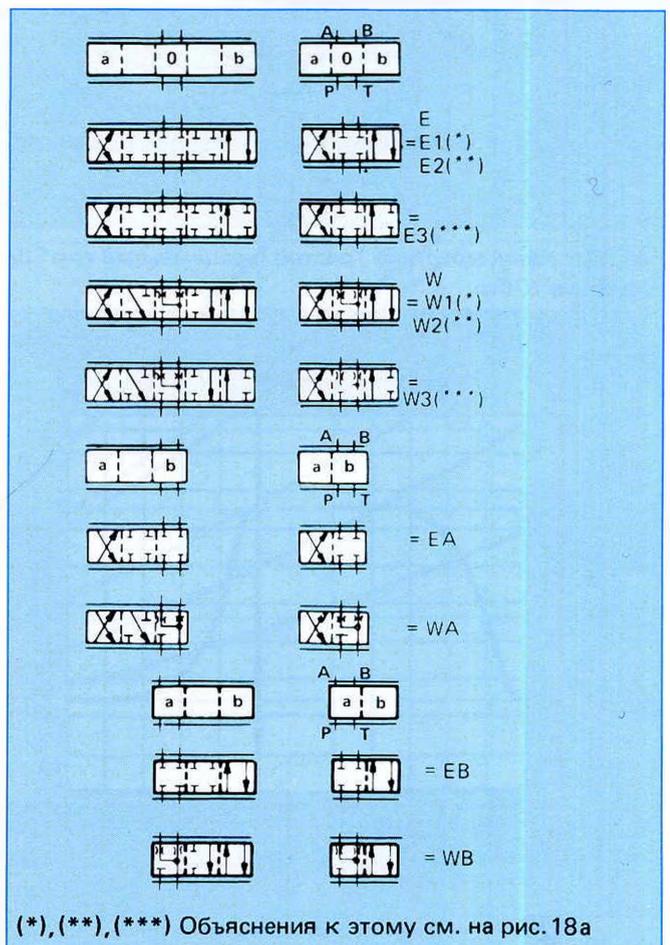
Для пропорционального распределителя без датчика перемещения (тип WRA) предусматривается диапазон управления 1 : 20. При макс. количестве в 40 л/мин. составил бы самый малый расход 2 л/мин.

Значительную роль при этом играет погрешность повторения, которая, выражаясь в виде величины, должна лежать значительно ниже, чем самый малый расход.

Для пропорциональных распределителей с датчиком перемещения (тип WRE) диапазон управления выражается примерно в виде соотношения 1 : 100.

Конструктивные исполнения поршней

Нижеприведенные конструктивные исполнения поршней можно встретить преимущественно на практике:



(\*), (\*\*), (\*\*\*) Объяснения к этому см. на рис. 18а

Рис. 18: Условные обозначения на схеме с переходными функциями

(\*) При условном обозначении на схеме E1 и W1:

$$P \rightarrow A = Q_{\max.} \mid B \rightarrow T = Q/2$$

$$P \rightarrow B = Q/2 \mid A \rightarrow T = Q_{\max.}$$

(\*\*) При условном обозначении на схеме E2 и W2:

$$P \rightarrow A = Q/2 \mid B \rightarrow T = Q_{\max.}$$

$$P \rightarrow B = Q_{\max.} \mid A \rightarrow T = Q/2$$

(\*\*\*) При условном обозначении на схеме E2 и W3:

$$P \rightarrow A = Q_{\max.} \mid B \rightarrow T = \text{закрыто}$$

$$P \rightarrow B = Q/2 \mid A \rightarrow T = Q_{\max.}$$

Рис. 18а: Расходные характеристики поршней

Примеры к отдельным модификациям поршней

Поршень E

Поршень E отличается наилучшей тормозной характеристикой. Проходные сечения потока  $P \rightarrow A$  и  $B \rightarrow T$ , а также  $P \rightarrow B$  и  $A \rightarrow T$ , одинаковые. Он применяется поэтому при цилиндрах синхронного хода или, как это изображается на рис. 20, при гидродвигателях.

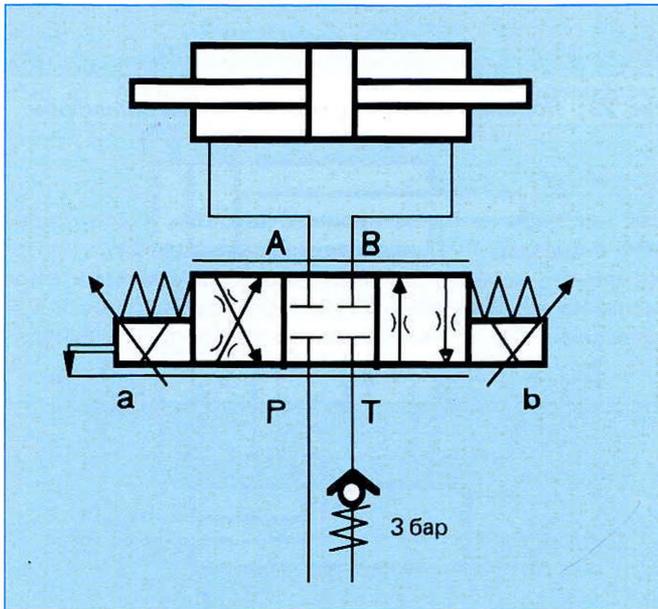


Рис. 19: Поршень E с цилиндром синхронного хода

При гидродвигателях рекомендуем предусматривать подачу питания в линии потребителя согласно рис. 20.

Возможные образования вакуума могут вызвать у гидродвигателей повышенный уровень шума.

Если двигатель должен удерживаться точно под нагрузкой, то в таких случаях следует предусматривать, как это принято вообще, стояночный тормоз.

Если двигатель будет без нагрузки, то не произойдет никакого дрейфового смещения под воздействием масла утечки у двигателя большей величины.

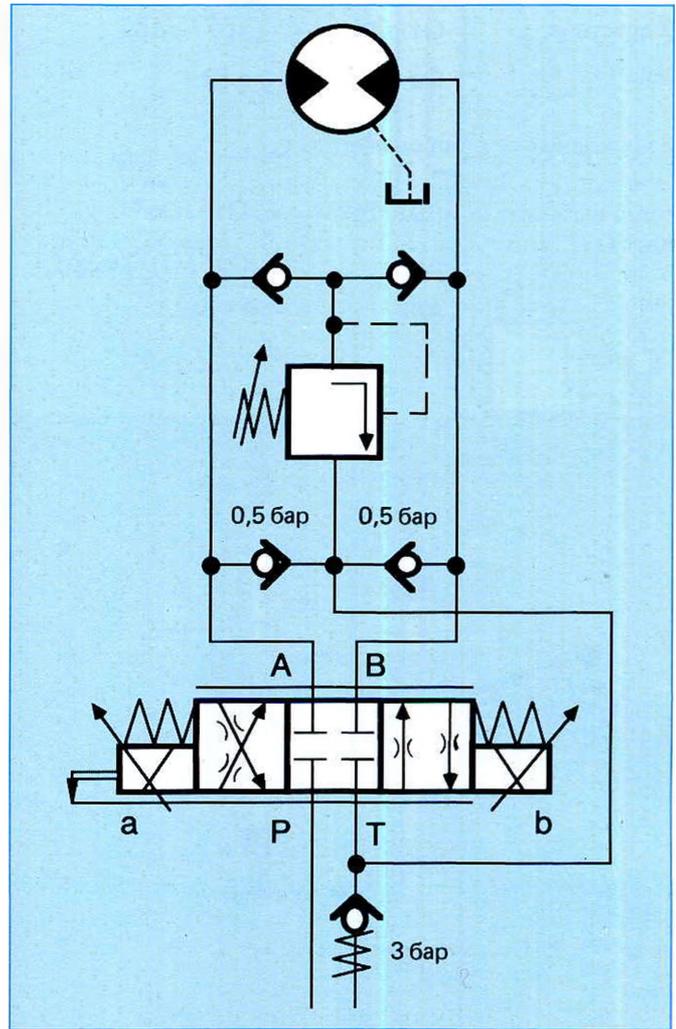


Рис. 20: Поршень E с гидродвигателем

При таком переключении с цилиндром с соотношением поверхностей  $A_K : A_R = 2 : 1$  следует выбирать поршень с соотношением отверстий дросселей также 2 : 1. Такому условию соответствует поршень E1 (также поршень W1).

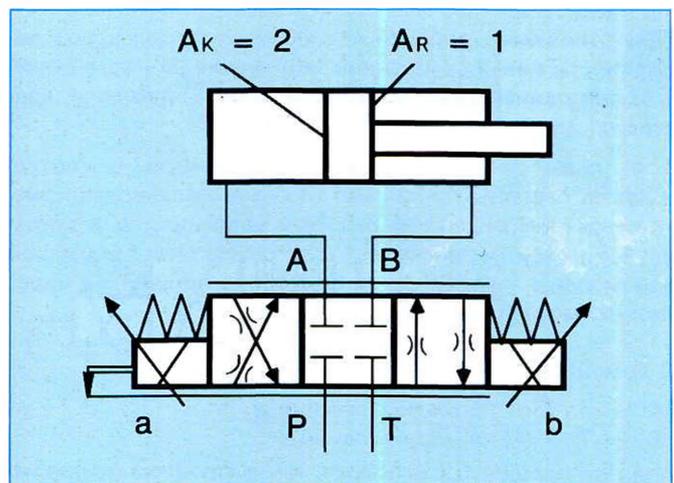


Рис. 21: Поршень E1 с дифференциальным цилиндром

На следующем эскизе (рис. 22) наглядно изображаются взаимодействия. Участки дросселирования символизируют проходные сечения в пропорциональном клапане.

В действии  $Q_1 / Q_2 = \sqrt{\Delta p_1} / \sqrt{\Delta p_2}$   
 если  $Q_2 = 2 \cdot Q_1$

и проходные сечения одинаковые,

тогда вытекает  $\Delta p_1 / \Delta p_2 \cong Q_1^2 / Q_2^2$   
 отсюда  $\Delta p_2 \cong (Q_2^2 / Q_1^2) \cdot \Delta p_1$   
 -->  $\Delta p_2 \cong 4 \cdot \Delta p_1$

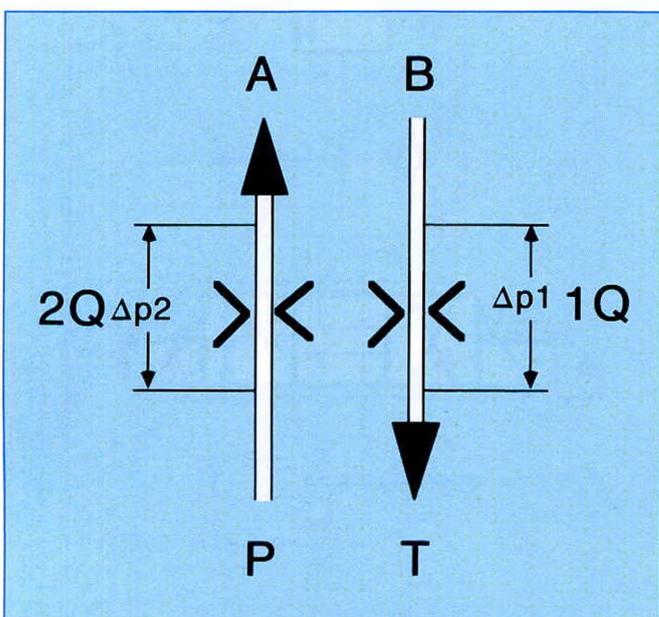


Рис. 22: Зависимость расхода от перепада давлений

Такое взаимодействие наглядно демонстрирует, что требуется четырехкратный перепад давлений для того, чтобы при одинаковом проходном сечении пропустить двойное количество.

При отношении поверхности поршня к кольцевой поверхности как 2 : 1 составит отношение разности давлений при одинаковом поперечном сечении дросселя, например, для P → A и B → T, как 4 : 1.

Если силы инерции, подлежащие торможению, потребуют со стороны поршневого кольца противодействие, которое превышает 1/4 рабочего давления, то в таком случае можно установить, что в результате квадратной взаимосвязи между Δр и Q сторона поршня не будет полностью заполнена.

С помощью поршня E1

(P → A = 1/1 проходное сечение и  
 B → T = 1/2 проходное сечение)

или при поршне E2 наоборот, таких проблем можно избежать.

**Поршень E3**

(Просим также обратить внимание на схему переключения W3.)

Поршень E3 применяется для того, чтобы при цилиндре с соотношением площадей как 2 : 1 сохранить относительно простым способом дифференциальную схему.

Обратный клапан можно использовать также как промежуточную плиту.

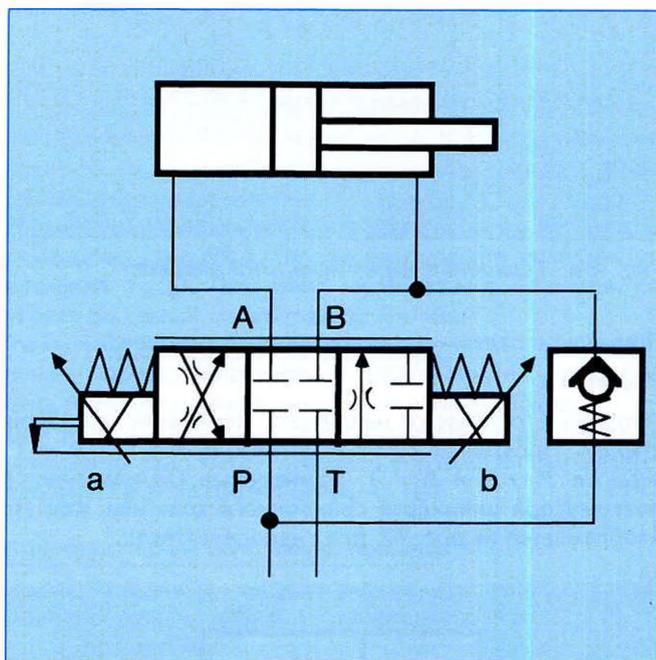


Рис. 23: Поршень E3 с дифференциальным цилиндром

**Поршень W**

При цилиндре с односторонним штоком и соотношением площадей 1 : 1, предотвращает поршень W утечки масла. На нагруженном цилиндре под воздействием утечки масла. На средней позиции существует связь от A и B к T размером в 3% от номинального поперечного сечения.

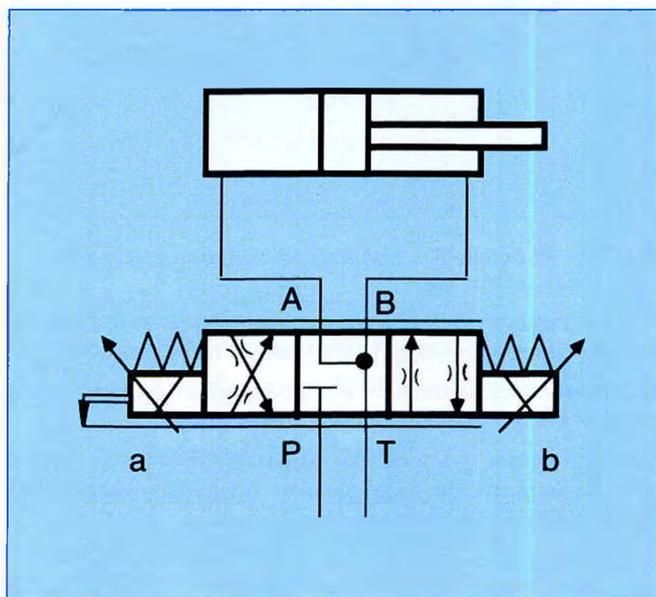


Рис. 24: Поршень W с дифференциальным цилиндром

Поршень W1, поршень W2

У такого поршня, как и у поршня E1, соотношение отверстий дросселя составляет 2 : 1 для цилиндров с соотношением поверхностей как 2 : 1 и, как у поршня W на средней позиции, существует связь от A и B к T размером в 3% от номинального поперечного сечения.

Поршень W3

С помощью поршня W3, как и с помощью поршня E3, реализуется дифференциальное переключение. Вследствие этого не происходит никакой упругой отдачи цилиндра после торможения, поскольку B → T разгружается.

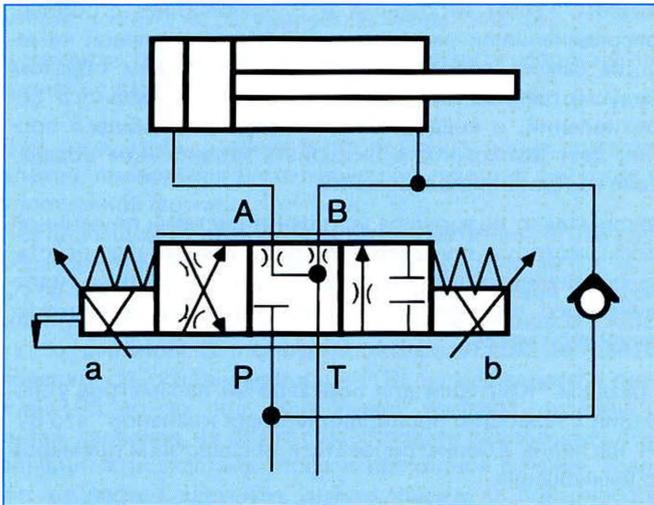


Рис. 25: Поршень W3 с дифференциальным цилиндром

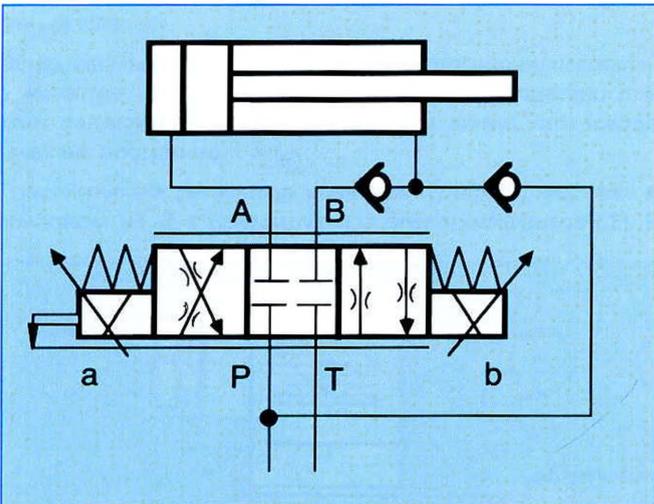


Рис. 26: Дифференциальная схема с поршнем E, соотношение площадей

Другие примеры переключения

На рис. 27 изображается цилиндр с односторонним штоком, соотношение площадей составляет почти 1 : 1. Вертикальное размещение с весовым уравниванием. Применяется поршень W1. Весовое уравнивание осуществляется посредством клапана для ограничения давления (DBDs ...) прямого действия с запиранием линии цилиндра, свободным от утечки масла.

На рис. 28 изображается цилиндр с односторонним штоком, с соотношением площадей 2 : 1 и дифференциальной схемой. Вертикальное размещение с весовым уравниванием, клапан с поршнем W1.

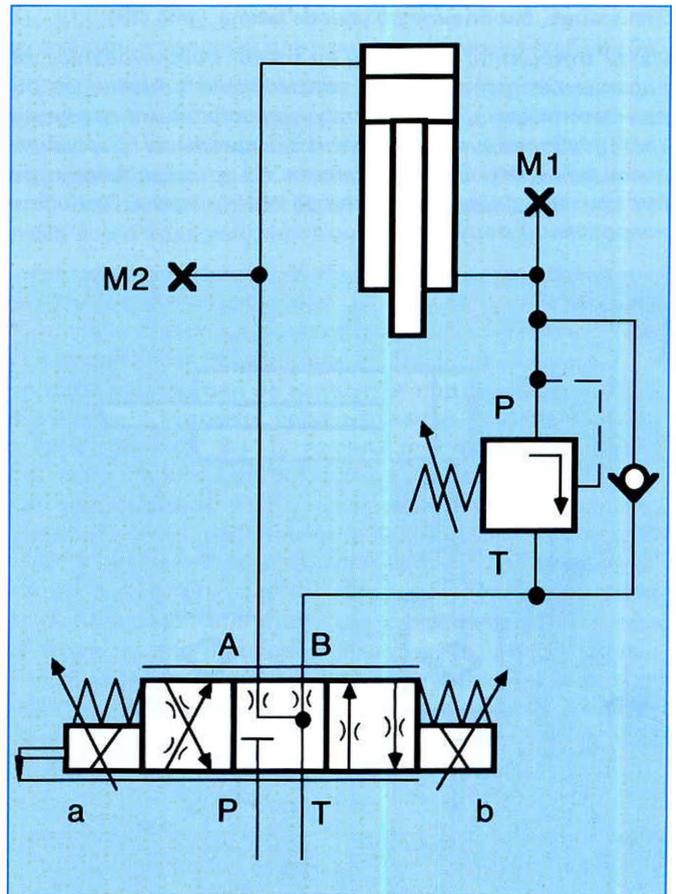


Рис. 27

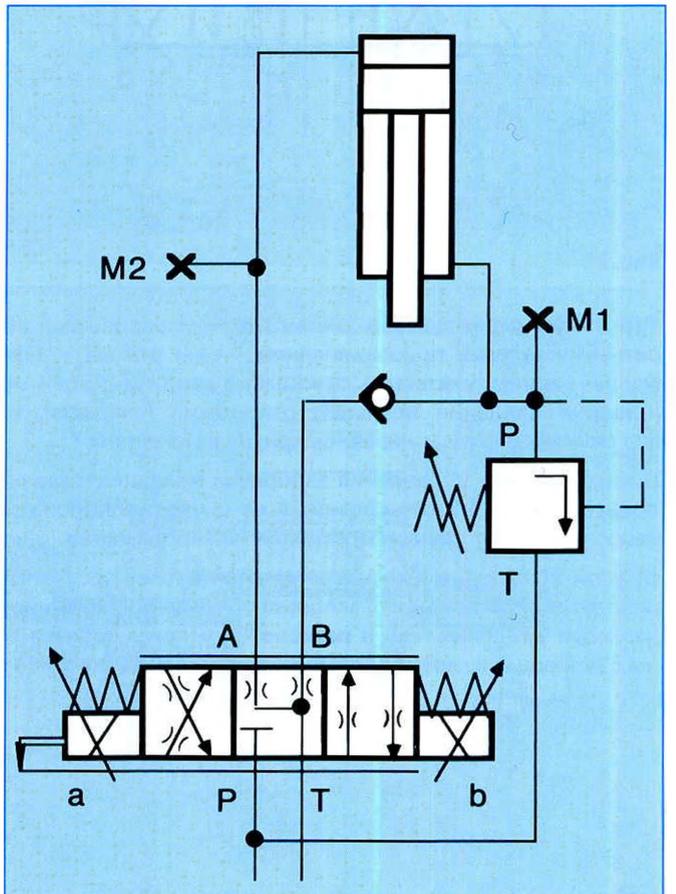


Рис. 28

Запирание, свободное от утечки масла (рис. 29)

Из-за отношений давлений не может обеспечиваться запирание без утечки масла посредством сдвоенного обратного клапана. В таком случае необходимо предусмотреть деблокируемые обратные клапаны с присоединением линии отвода утечек масла. На примере демонстрируется запирание, свободное от утечки масла, для обоих направлений движения.

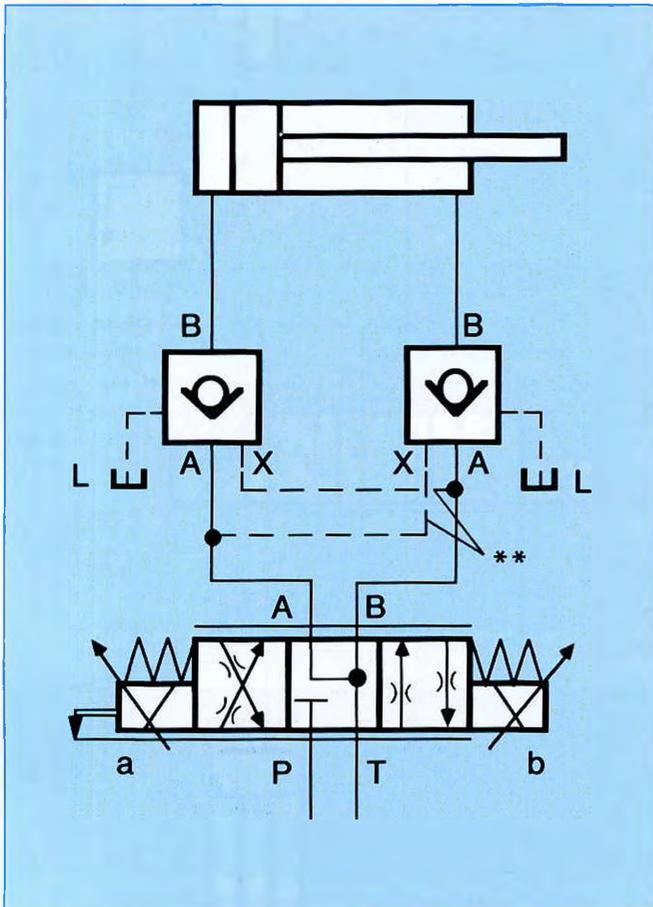


Рис. 29

При таком переключении, несмотря на управляемый обратный клапан с присоединением линии отвода утечек масла, следует учитывать отношение давлений. Если отношения давлений превысят отношения площадей, то это может повести к неравномерным движениям \*\*.

В таком случае управление запорным клапаном следует предусмотреть на периферии, а не с противоположной стороны, как это демонстрируется на изображении.

Другой возможностью для запирания может послужить использование сливного запорного клапана постоянной разности давлений (см. в разделе "Компенсация нагрузки с помощью клапана постоянной разности давлений").

#### Указания для использования на практике

Следует следить за тем, чтобы присоединение клапана А соединялось с присоединением А цилиндра, т.е. со стороны поршня. Это касается в особенности клапанов E1, W1, E3 и W3, но на это должно обращать внимание также при основном поршне, поскольку в клапане более короткий путь от А → Т.

Оптимальные динамические величины могут достигаться только тогда, когда соединения между пропорциональным клапаном и потребителем (гидроцилиндр, гидродвигатель) предусматриваются по мере возможности короткими. Поэтому четырехлинейный пропорциональный клапан используется преимущественно таким образом, чтобы выходы А и В соединялись с обоими присоединениями реверсируемой вытеснительной камеры на самом коротком пути. Только таким образом предусмотренное сочетание входного и выходного сопротивлений, с соединением посредством общего поршня, дает возможность оказывать интенсивное воздействие на протекание движений.

Максимально возможное ускорение системы пружинной массы, которую представляет собой каждая гидросистема, определяется посредством времени установки гидравлического прибора или посредством самой системы пружинной массы.

В разделе "Критерии для определения параметров управления с помощью пропорциональных клапанов" это будет наглядно демонстрироваться посредством примеров по вычислению.

\*\* Обращайте внимание на пояснение в тексте !

**Пропорциональный распределитель непрямого действия**

Как при переключающих распределителях, так и при пропорциональных клапанах, предварительно устанавливаются большие условные проходы. Также и в этом случае это производится потому, что требуются перестановочные усилия для смещения основного золотника.

Обыкновенно клапаны до типоразмера 10 прямого действия, а, начиная с типоразмера 10, они непрямого действия.

Пропорциональный распределитель непрямого действия (рис. 33) состоит из управляющего клапана (3) с регулируемыми электромагнитами (1) и (2), главного клапана (7) с основным поршнем (8) и центрирующей пружиной, а также из регулировочной пружины (9).

В качестве регулируемого электромагнита используется вариант с характеристикой "сила – ток".

Для того, чтобы можно было получить общее представление, приводится в последующем принцип действия в упрощенной форме:

Поступающий от электрического управления сигнал преобразовывается в регулируемых электромагнитах (1) или (2) в пропорциональную силу. В соответствии с силой мы получим на выходе (А или В) управляющего клапана (3) давление. Это давление оказывает воздействие на поверхность основного поршня (8) и смещает его к пружине (9) до тех пор, пока между усилием пружины и силой давления не будет существовать равновесие. Ход поршня, а вследствие этого и проходное сечение, зависит от напора давления, действующего на поверхность поршня. Для оказания влияния на давление можно применять клапан для ограничения давления или редукционный клапан.

Описываемый здесь клапан имеет редукционный клапан в качестве управляющего клапана. Преимущество при этом заключается в том, что масло в линии управления течет не постоянно.

Трехлинейный регулятор давления (рис. 30) состоит в основном из 2-х регулируемых электромагнитов (1) и

(2), корпуса (3), управляющего поршня (4) и 2-х измерительных поршней для измерения давления (5) и (6).

Регулируемый электромагнит преобразовывает электрический сигнал в пропорциональную силу, это значит, что повышение управляющего тока увеличивает соответствующим образом силу электромагнита. Установленная сила электромагнита остается постоянной величины во время всего хода регулирования.

Когда электромагниты не будут приведены в действие, как это изображается на рис. 30, управляющий поршень (4) удерживается пружинами на средней позиции. Присоединения А и В соединены с присоединением Т, и вследствие этого они не находятся под давлением. Присоединение Р закрыто. Если, например, будет включаться электромагнит В (1), то сила электромагнита действует через поршень для измерения давления (5) на управляющий поршень (4) и смещает такой поршень вправо. Вследствие этого масло течет от Р к А. Присоединение В остается попрежнему соединенным с Т. Давление, возникающее в присоединении А, заряжает давлением через радиальное сверленное отверстие в управляющем поршне (4) поршень для измерения давления (6). Вытекающая отсюда сила давления противодействует силе электромагнита и смещает управляющий поршень (4) в направлении закрывания, когда между двумя силами будет достигаться равновесие.

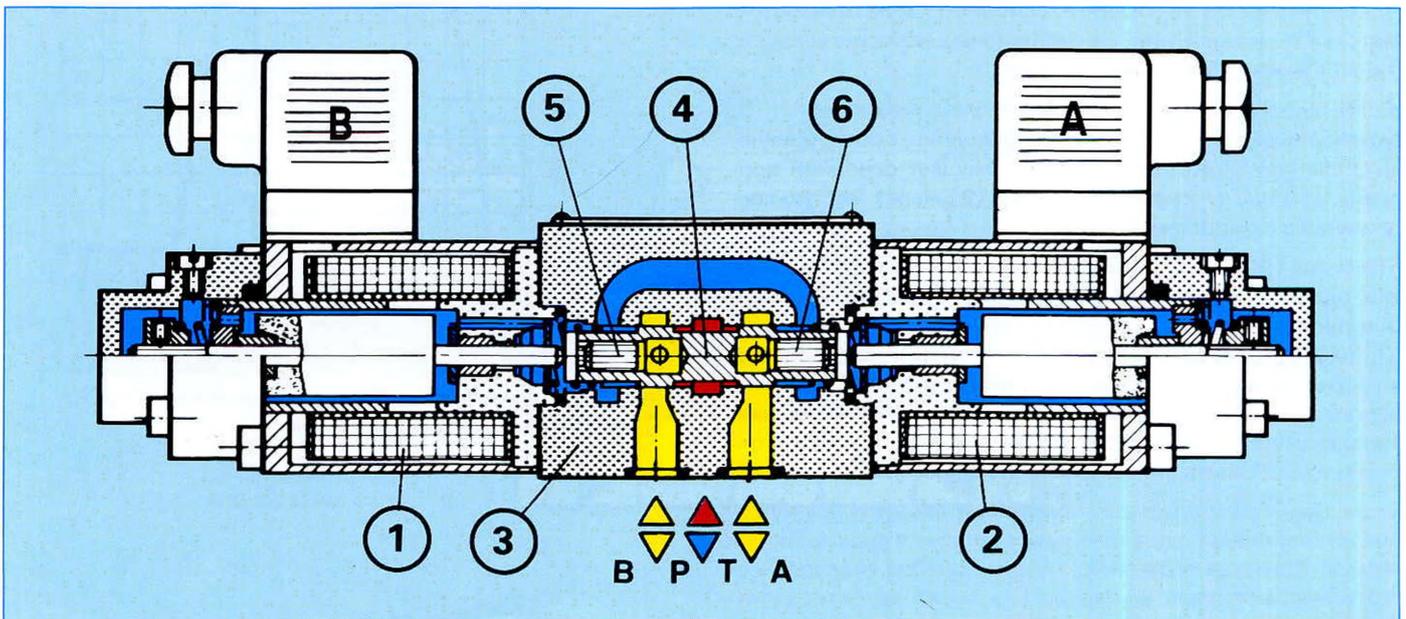
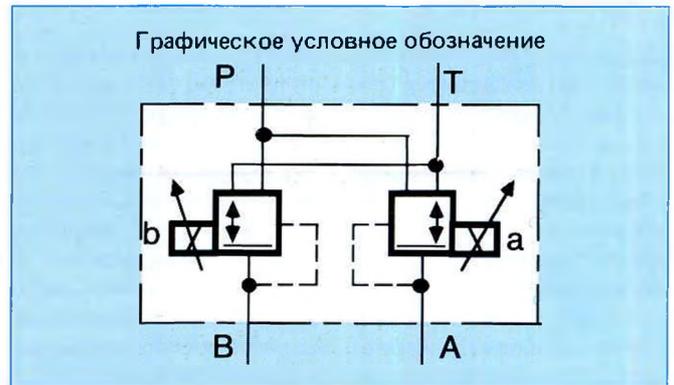


Рис. 30: Трехлинейный пропорциональный регулятор давления типа 3DREP6, применяемый как управляющий клапан

Измерительный поршень (6) опирается при этом на толкатель электромагнита (2).

Соединение  $P \rightarrow A$  прерывается, давление в рабочем присоединении А поддерживается постоянной величины.

Понижение электромагнитной силы поведет к образованию избытка силы давления на управляющем поршне (4). Поэтому произойдет смещение такого поршня влево.

Через соединение присоединений  $A \rightarrow T$  может вытекать гидравлическое масло и соответствующим образом понижаться давление.

Равновесие сил означает в свою очередь стабилизацию давления, но теперь на более низком уровне. В положении покоя — регулируемый электромагнит обесточен — открыты присоединения А или В к Т, это значит, что масло может беспрепятственно течь в бак и В или А будет без давления. Одновременно прерывается соединение  $P \rightarrow A$  или  $P \rightarrow B$ .

С помощью управляющего клапана видоизменяем мы, таким образом, давление в присоединениях А или В пропорционально электрическому входному сигналу.

Если камеры (10) и (12) будут без давления, т.е. А и В управляющего клапана, то основной клапан (8) будет удерживаться центрирующей пружиной (9) в среднем положении.

Теперь давайте рассмотрим действие на основной поршень.

Если, например, снова будет возбуждаться электромагнит В, то гидравлическое масло поступит либо внутри из канала Р, либо снаружи через присоединение Х посредством управляющего клапана в камеру (10). Там нарастет давление пропорционально входному сигналу. Отсюда вытекающая сила давления передвигает основной поршень (8) к пружине (9) (рис. 33а) до тех пор, пока усилие пружины и сила давления не уравновесятся. Величина давления в линии управления определяет, таким образом, позицию поршня, вследствие этого освободившееся мембранообразное поперечное сечение, а в результате этого количество протекающей жидкости.

Конструктивное исполнение основного золотника соответствует исполнению пропорциональных распределителей прямого действия.

Если будет вводиться в действие электромагнит А (2), устанавливается в камере (12) давление, соответствующее сигналу. Такое давление перемещает основной поршень (рис. 33b) снова к пружине (9) через жестко соединенную с поршнем тягу (13).

Пружина (9) была предварительно натянута между своими опорами и беззазорно подогнана между крышкой и корпусом.

Применение одной пружины для обоих направлений поршня обеспечивает в сочетании с подгонкой при одинаковом сигнале одинаковое отклонение для каждого направления. Кроме того, подвеска опор пружины отличается чрезвычайно малым гистерезисом.

Если будет разгружаться камера под давлением, пружина устанавливает управляющий поршень в среднее положение. Имеются возможности для подвода гидравлического масла (внутри и снаружи), а также для отвода гидравлического масла (внутри и снаружи), как и при "переключающих" распределителях непрямого действия.

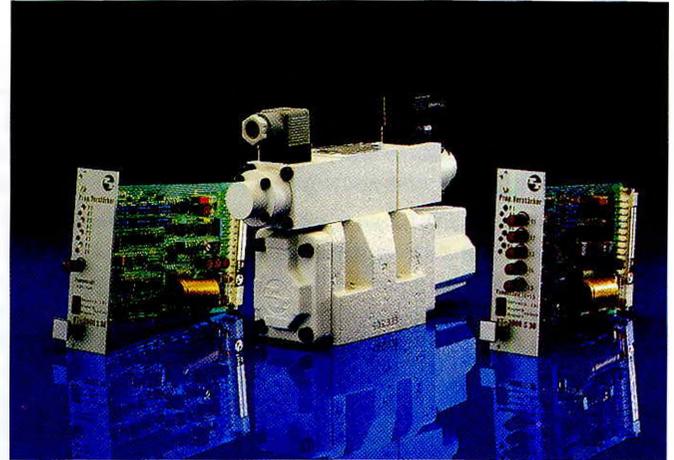


Рис. 31: Пропорциональный распределитель непрямого действия типа 4WRZ, электроника управления

Требуемое давление управления составляет  $p_{St \text{ мин.}} = 30 \text{ бар}$  и  $p_{St \text{ макс.}} = 100 \text{ бар}$ .

Гистерезис составляет примерно 6%.

Точность при повторении составляет 3%.

Графическая характеристика переходной функции при скачкообразном электрическом входном сигнале показывает также здесь, что управляющий поршень перемещается на свою новую позицию (рис. 32) без колебаний с большой амплитудой. Это объясняется тем, что центрирующая пружина крепкая. Вследствие этого не оказывают никакого воздействия на позицию поршня также гидродинамические силы.

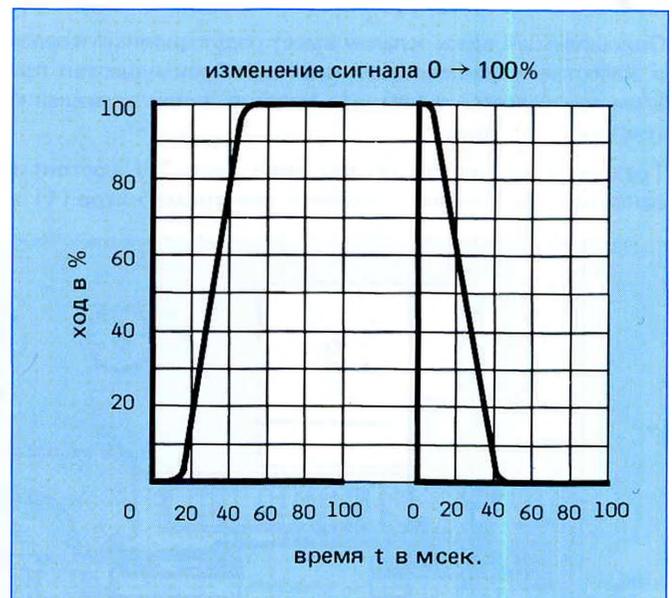
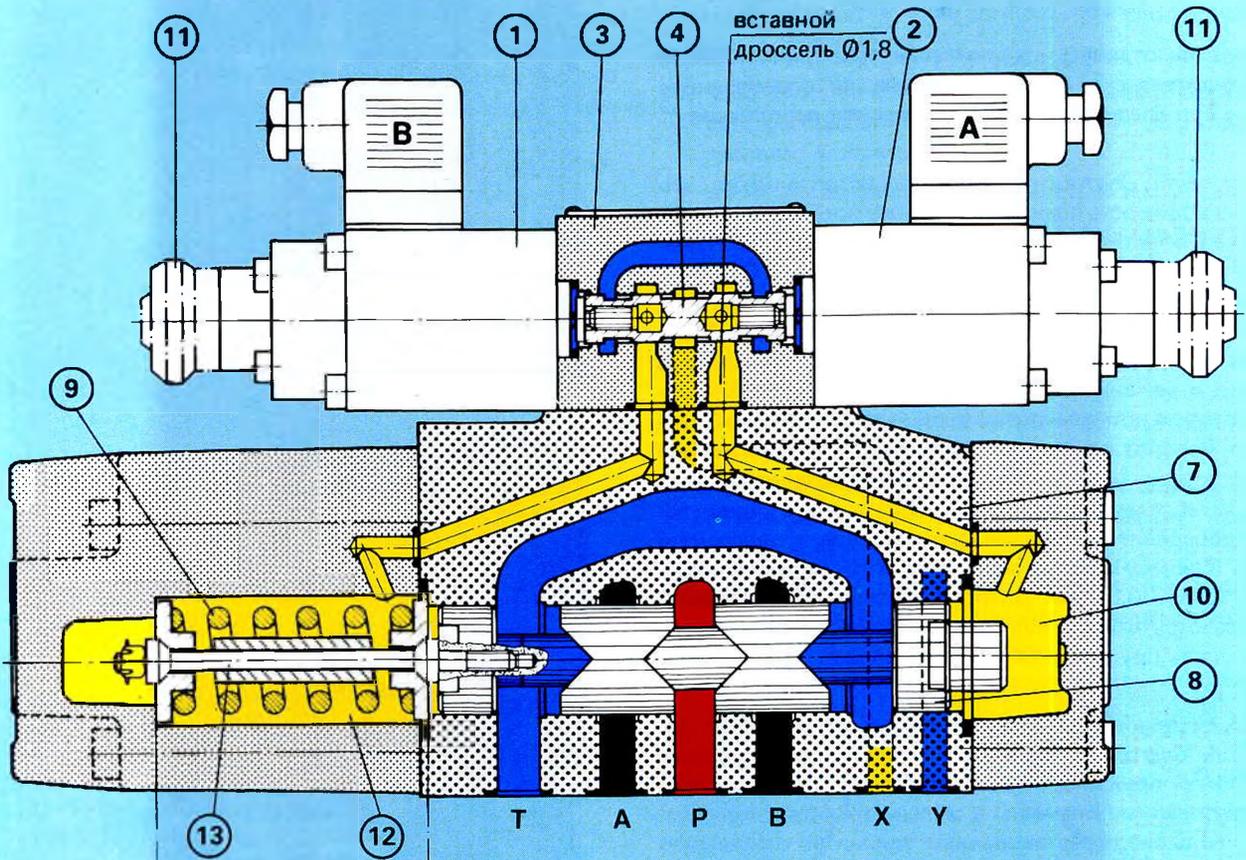


Рис. 32: Переходная функция при скачкообразном электрическом входном сигнале



Тип 4 WRZ 16...-30/6A..Z4

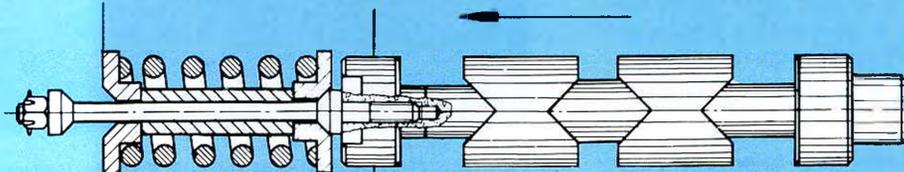


Рис. 33а

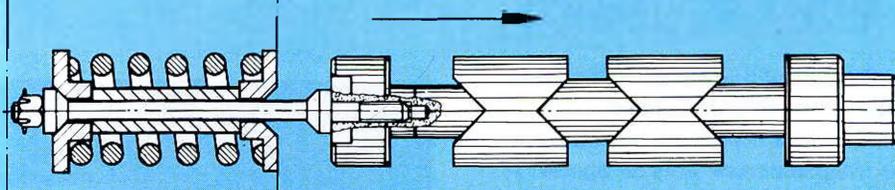


Рис. 33б

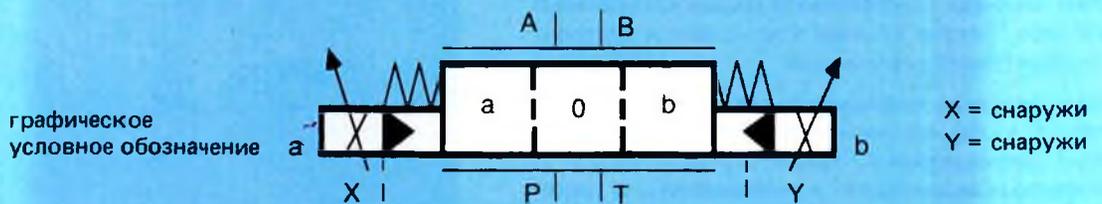


Рис. 33: Пропорциональный распределитель непрямого действия типа 4 WRZ с односторонним "центрированием пружины"

В связи с этим следует ответить на часто повторяющийся вопрос:

**“Следует ли отдавать предпочтение пропорциональным распределителям с обратной связью по перемещению поршня при сравнении с другими видами исполнения?”**

Соответствует действительности то обстоятельство, что воспроизводимость позиции основного поршня при электрической обратной связи по перемещению, при одинаковой температуре масла, лежит в диапазоне 0,01 мм. Учитывать следует, однако, также и то, что различные температуры масла (20 ... 70°C), дрейф от изменения температуры датчика перемещения и соединительного рычажного механизма вызовут изменения позиции поршня, которые при измерении в лаборатории фирмы Маннесманн Рексрот составляли 0,03 ... 0,04 мм, при общем ходе на поршне пропорционального распределителя типа 4WRE 10 в 4 мм. Воспроизводимость пропорциональных распределителей непрямого действия в программе фирмы Маннесманн Рексрот, типов 4WRZ, лежит в диапазоне 0,06 ... 0,07 мм. Дрейф от изменения температуры здесь отсутствует, существует непосредственная обратная связь пружины. Общий ход подается размером в 5,5 мм.

Хорошая воспроизводимость у клапанов типа 4WRZ достигается, благодаря высокому коэффициенту жесткости силовой пружины на основном поршне в сочетании с центрированием пружины с малым трением (полусфера) — большие перестановочные усилия по отношению к возможным возмущающим воздействиям.

Электрическая обратная связь для пропорциональных распределителей прямого действия является целесообразной, поскольку соотношение между возникающими возмущающими воздействиями и имеющейся в распоряжении электромагнитной силой невыгодное (относительно малая электромагнитная сила по отношению к возмущающим воздействиям).

Большое значение для обеспечения хорошей воспроизводимости процесса управления как для пропорциональных распределителей прямого действия, так и для пропорциональных распределителей непрямого действия, в программе фирмы Рексрот имеют точно изготовленные, узкой формы канавки треугольного профиля в управляющих поршнях.

Механические трения, вызванные также из-за наличия частиц загрязнения в масле, оказывают воздействие на воспроизводимость только тогда, когда одинаковое заданное значение должно удерживаться долгое время — эффект засорения. При быстрых изменениях заданного значения, которые в настоящее время являются стандартным требованием, предъявляемым почти ко всем установкам, влияние коэффициента трения чрезвычайно незначительное. Затвор клапана удерживается постоянно в состоянии трения скольжения.

Во время проведения операций по регулированию важным является, чтобы исполнительный блок, т.е., пропорциональный распределитель, таким образом, наряду с хорошей воспроизводимостью и незначительным гистерезисом, отличался еще хорошей динамикой. Однако это может достигаться с помощью пропорционального электромагнитного управления (индуктивной электромагнитной системы) с недостаточным совершенством. По-

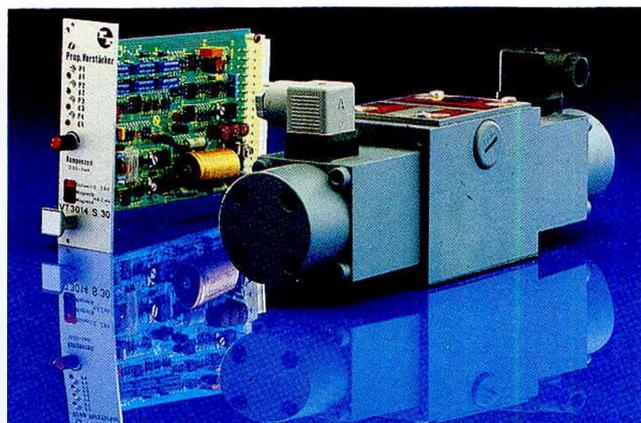


Рис. 34: Пропорциональный распределитель прямого действия без обратной связи по положению поршня типа 4WRE 10, электроника управления

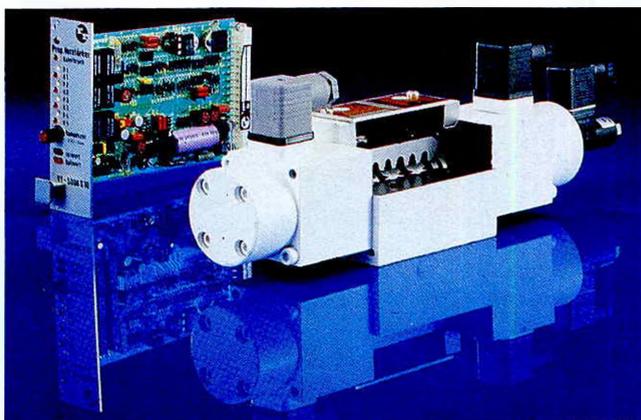


Рис. 35: Пропорциональный распределитель прямого действия с обратной связью по положению поршня типа 4WRE 10, электроника управления

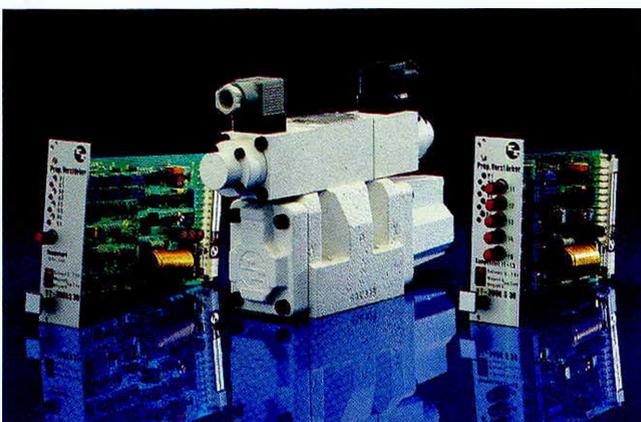


Рис. 36: Пропорциональный распределитель непрямого действия без обратной связи по положению поршня типа 4WRZ 10, электроника управления

этому для таких случаев рекомендуется управление посредством сервоклапанов (двигатель с регулируемым вращающим моментом) (см. на рис. 37). Регулировочная характеристика у таких устройств с обратной связью лучше, если будет предусматриваться сервоуправление.

Преимущество пропорциональных распределителей непрямого действия без обратной связи заключается в том, что у них более простая конструкция и незначительные расходы на электронику, например, отпадает необходимость в отдельной прокладке кабеля при экраниро-

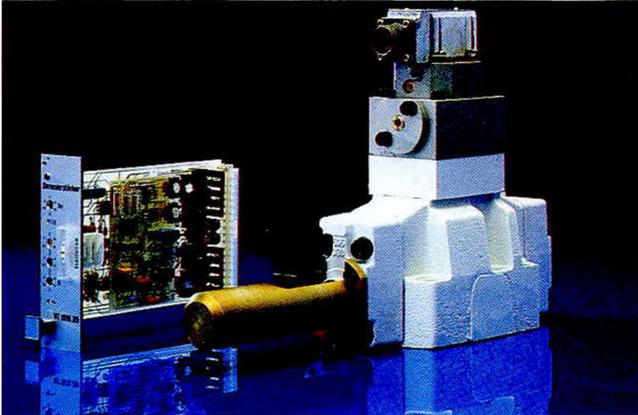


Рис. 37: Четырехлинейный регулирующий клапан непрямого действия с обратной связью по положению поршня типа 4 WRD 16, электроника управления

ванном исполнении позиционного датчика. Выбор "черного или белого" решения — "за" или "против" по теме "обратная связь по положению поршня на пропорциональном распределителе" — является невыполнимым. Только в зависимости от случая применения и его требований можно найти лучшее решение.

В заключение к описанию пропорциональных распределителей следует в виде резюме подчеркнуть их самые главные особенности:

1. Конструкция как у четырехлинейных трехпозиционных распределителей с пружинным центрированием среднего положения.
2. Незначительная чувствительность к загрязнениям.
3. Управление направлением и расходом объединяется в одном устройстве. Для выполнения программ не требуется никаких дополнительных распределителей и дросселей для движений ускоренного и замедленного ходов. Переходы с одной скорости на другую осуществляются не скачками, а плавно.
4. Относительно длинные ходы поршня как и у переключающих распределителей.
5. Потребитель непрерывно находится под давлением в результате воздействия 2-х управляющих кромок на впуске и выпуске.
6. В сочетании с электроникой управления можно очень просто и надежно реализовать процессы ускорения и замедления.

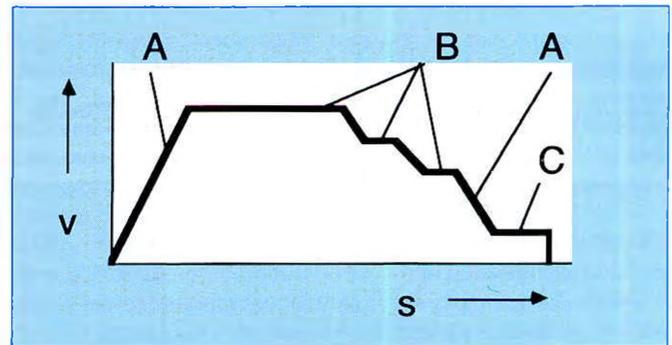


Рис. 38: Диаграмма "скорость - перемещение"

- A = ускорение или замедление
- B = различные скорости
- C = остаточная скорость перед остановом

Время на ускорение и замедление предварительно задаются электроникой и не зависят от гидравлических воздействий (вязкость масла).

7. Потребление тока как и у электромагнитов постоянного тока.

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ НАПОРНЫЕ КЛАПАНЫ

Они служат для электрической дистанционной установки давления, при этом имеется возможность дополнительно оказывать воздействие электрическим способом на повышение и понижение давления во времени. Давление, таким образом, может изменяться с помощью электрической заданной величины в соответствии с требованиями процесса или подгоняться к таким требованиям.

### Пропорциональный клапан для ограничения давления прямого действия

Пропорциональный клапан для ограничения давления выполнен в виде седельной конструкции. Он состоит из корпуса (1), регулируемого электромагнита (2) с индуктивным датчиком перемещения (3), седла клапана (4), конусного затвора (5), а также из пружины сжатия (6) (рис. 41).

Регулируемый электромагнит представляет собой электромагнит, регулируемый по перемещению. Он заменяет здесь до некоторой степени ручную перестановку посредством регулировочного шпинделя.

Предварительная установка заданного значения через усилитель способствует выполнению хода электромагнитом, пропорционального заданному значению. Такой электромагнит предварительно натягивает пружину сжатия (6) посредством опоры пружины (7) и нажимает конический затвор на седло. Позиция опоры пружины (т.е. якоря электромагнита), а вследствие этого косвенно установка давления, регистрируется индуктивным датчиком перемещения и контролируется вместе с электроникой управления в контуре позиционного регулирования. Возникающие отклонения регулируемой величины от заданного значения корректируются со стороны аппаратуры по регулированию. С помощью такого принципа исключается электромагнитное трение. Обеспечивается чрезвычайно точное, воспроизводимое усилие предварительной затяжки пружины: гистерезис < 1% максимального давления настройки; точность при повторении: < 0,5% максимального давления настройки.

Максимальное давление настройки зависит от ступени давления (25 бар, 180 бар, 315 бар). Различные ступени достигаются посредством отличающихся друг от друга седел клапанов, т.е., они достигаются в результате различных поперечных сечений седел. Поскольку сила электромагнита остается одинаковой величины, наивысшая ступень давления имеет наименьшее поперечное сечение седла.

На графической характеристике в качестве примера для ступени давления в 25 бар можно установить, что макс. давление настройки зависит еще и от расхода.

При заданной величине "0", при перерыве в снабжении электроэнергией для регулируемого электромагнита или при поломке кабеля на датчике перемещения устанавливается самое низкое давление настройки. (Это зависит от ступени давления и расхода.)

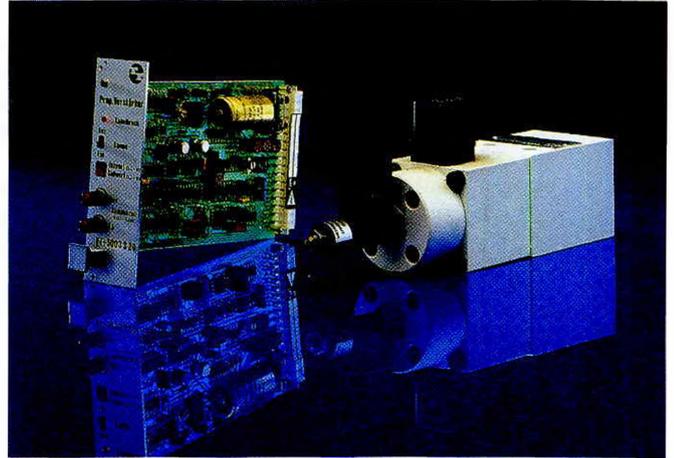


Рис. 39: Пропорциональный клапан для ограничения давления прямого действия типа DBETR, усилитель типа VT 5003



Рис. 40: Давление настройки в зависимости от напряжения заданного значения

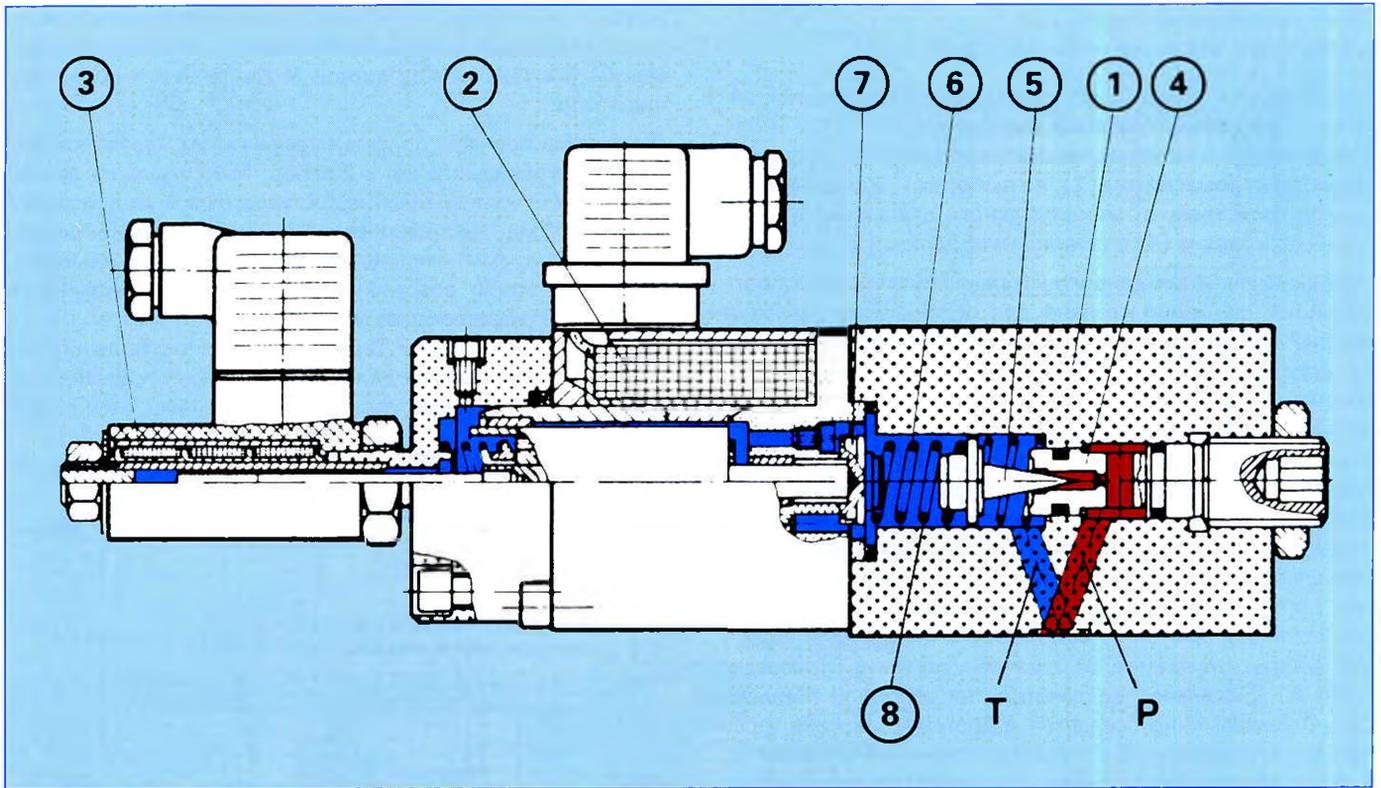
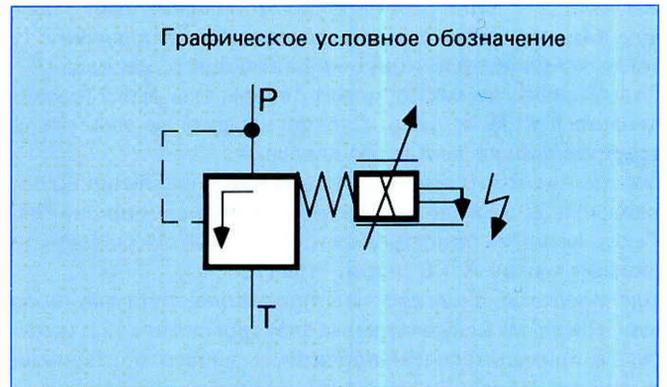


Рис. 41: Пропорциональный клапан для ограничения давления прямого действия типа DBETR с позиционным регулированием предварительной затяжки пружины

В связи с этим следует еще упомянуть пружину (8). Она предназначена для того, чтобы при сигнале "0" такие движущиеся детали, как, например, якорь, смогли отодвигаться назад для того, чтобы достигать всегда самого низкого  $p_{мин.}$ . Если клапан будет встроен вертикально, то он будет служить, кроме того, для компенсации массы якоря.



**Пропорциональный клапан для ограничения давления непрямого действия**

Для большего количества протекающей жидкости применяются клапаны непрямого действия.

Клапан состоит из управляющего клапана (1) с регулируемым электромагнитом (2), по выбору с предохранительным устройством от максимального давления (3), и из главного клапана (4) с основным поршнем (5) (рис. 44).

Основная функция данного клапана соответствует "нормальной" функции клапана для ограничения давления непрямого действия. Разница заключается в наличии блока предварительного регулирования. Пружина сжатия заменяется регулируемым электромагнитом. Это регулируемый электромагнит с "регулировкой по силе". Определенной силе тока, предварительно заданной через электронику управления, соответствует, таким образом, пропорциональная сила на конус каскада управления (6). Более высокий ток на входе содействует образованию большей силы электромагнита, а вследствие этого означает более высокую установку давления; более низкий ток на входе влечет за собой более низкую установку давления. Получаемое от системы давление (присоединение А) оказывает воздействие на основной поршень (5). Одновременно создается в системе давление через линию управления (10), предусмотренную с соплами (7, 8, 9), с нагруженной пружиной стороны основного поршня (11). Через сопло (12) такое давление системы оказывает воздействие на конус управляющего каскада (6), противодействуя при этом силе регулируемого электромагнита (2). Если системное давление превышает заданную в соответствии с силой электромагнита величину, то тогда открывается конус управляющего каскада (6). Гидравлическое масло может теперь течь через присоединение Y (13) к баку. Следует следить за тем, чтобы это проводилось всегда без давления.

Вследствие комбинации сопел в линии управления возникает теперь перепад давлений на основном поршне (5). Такой поршень приподнимается с седла и открывает соединение между А и В (насос → бак).

Для предохранения системы против недопустимо высоких токов на регулируемом электромагните (2), которые в принудительном порядке вызывают образование высоких давлений, может по желанию дополнительно встраиваться нагруженный пружиной клапан для ограничения давления в качестве предохранительного устройства от максимального давления (3). Такой клапан может одновременно взять на себя функцию по предохранению насоса.

При установке давления на предохранительном от максимального давления устройстве (3) следует учитывать расстояние настройки к макс. установке давления для того, чтобы такое устройство срабатывало действительно только при пиках давления.

Такое расстояние должно составлять, как ориентировочное значение, около 10% макс. рабочего давления.

К примеру;

макс. рабочее давление посредством электроники управления = 100 бар, установка предохранительного устройства от максимального давления = 110 бар.

Различные ступени давления (к примеру здесь: 50, 100, 200, 315 бар) достигаются снова посредством различных поперечных сечений седла. Наряду с обычными графическими характеристиками "Рабочее давление в зави-

симости от расхода" и "Самое низкое давление настройки в зависимости от расхода", важную роль играет еще взаимодействие между входным давлением и потреблением тока.

В качестве примера подается графическая характеристика для ступени давления в 200 бар. Максимальное давление одной ступени давления достигается всегда при макс. токе в 800 ма. На практике это означает, что выбирается только требуемая ступень давления, а не более высокая, для того, чтобы обеспечивалась по мере возможности наилучшая разрешающая способность.

График демонстрирует также наглядно, что больший гистерезис возникает всегда тогда, когда будет применяться другое электрическое управление, например, не VT 2000 без пульсации.

Посредством данного клапана могут достигаться следующие параметры:

- Линейная зависимость "ток — входное давление":  $\pm 3,5\%$
- Точность на повторение:  $< \pm 2\%$
- Гистерезис:  $\pm 1,5\%$
- Рекомендуемая тонкость фильтрации:  $\leq 10 \text{ мк}$  (напорный фильтр в подводящей линии)

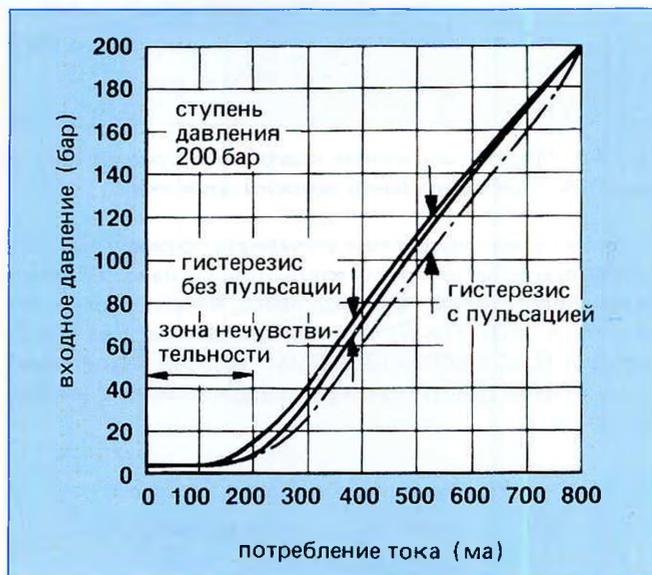


Рис. 42: Зависимость входного давления от потребления тока

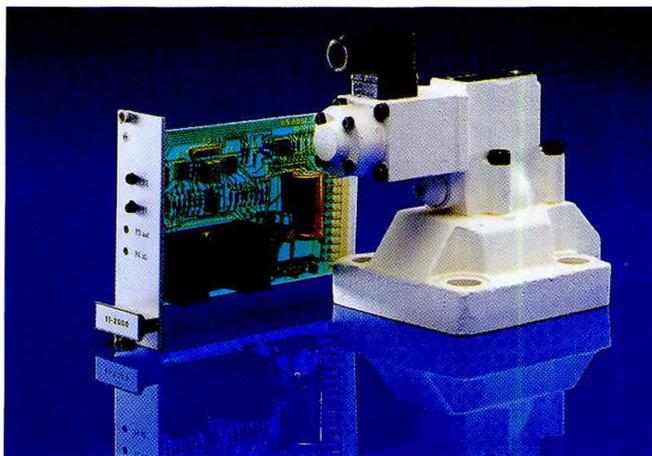


Рис. 43: Пропорциональный клапан для ограничения давления непрямого действия типа DBE, электроника управления

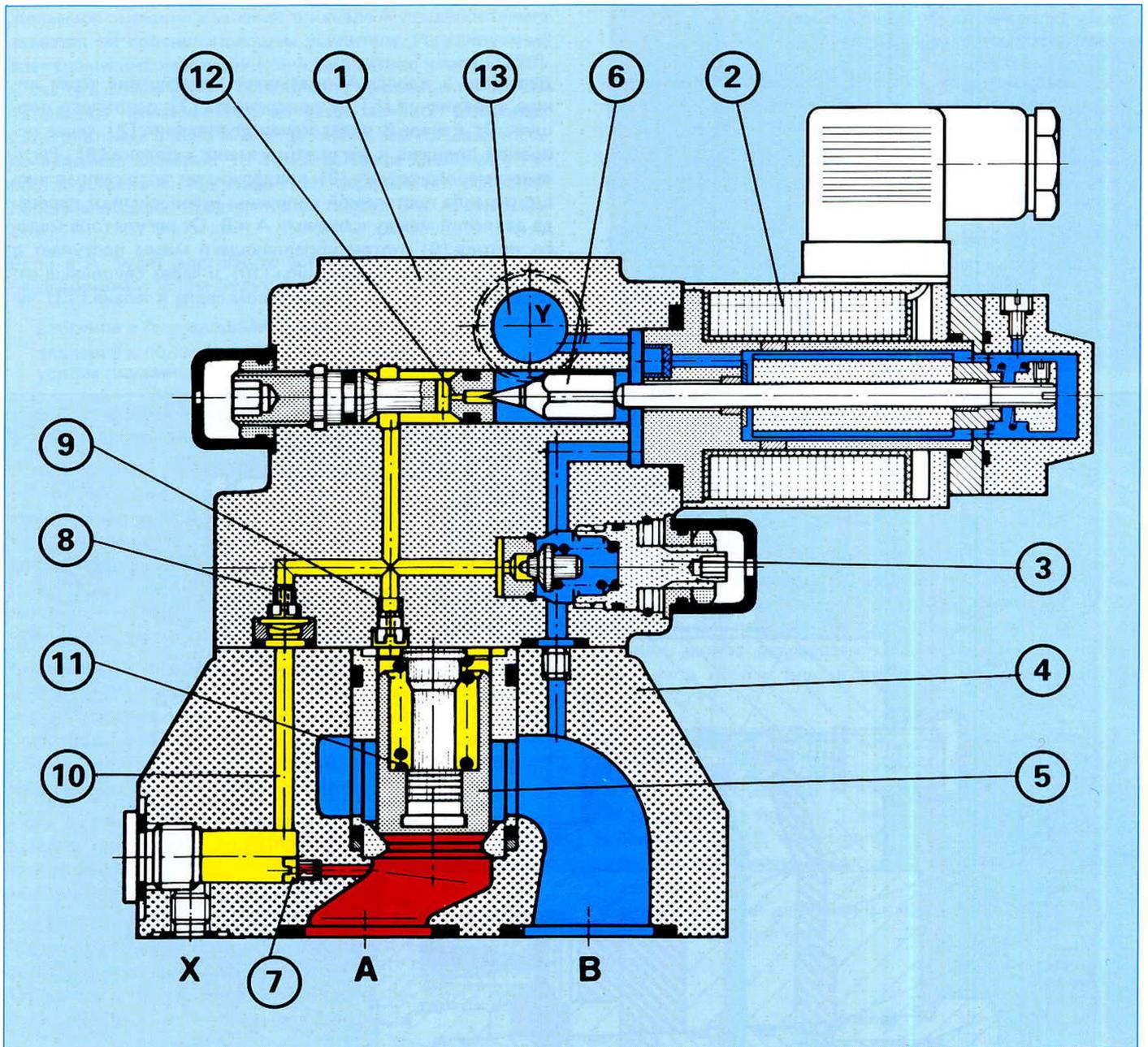
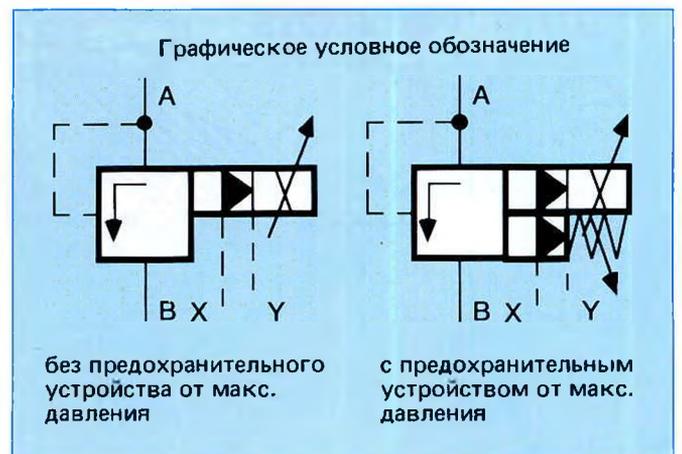


Рис. 44: Пропорциональный клапан для ограничения давления непрямого действия с предохранительным устройством от максимального давления типа DBEM



**Пропорциональный редукционный клапан  
непрямого действия типа DRE**

Сила электромагнита, как и при вышеописанном клапане для ограничения давления, оказывает непосредственно воздействие на управляющий конус.

Установка давления в канале А производится в зависимости от тока с помощью регулируемого электромагнита (2).

На позиции покоя — заданное значение "0" (отсутствует давление или расход у В) — удерживает пружина (10) вставку основного поршня на ее исходной позиции. Соединение между В и А закрыто. Вследствие этого подается скачок в момент трогания.

Давление в канале А оказывает воздействие через линию управления (6) на поверхность (7) основного поршня. От канала В ведет канал управления (8) через основной поршень к регулятору малого потока (9). Регулятор малого потока (9) поддерживает поток управляющего масла постоянной величины независимо от перепада давлений между каналами А и В. От регулятора малого потока (9) поток управляющего масла поступает в полость установки пружины (10) и через сверленные отверстия (11) и (12) посредством седла клапана (13) через линию Y (14, 15, 16) в бак.

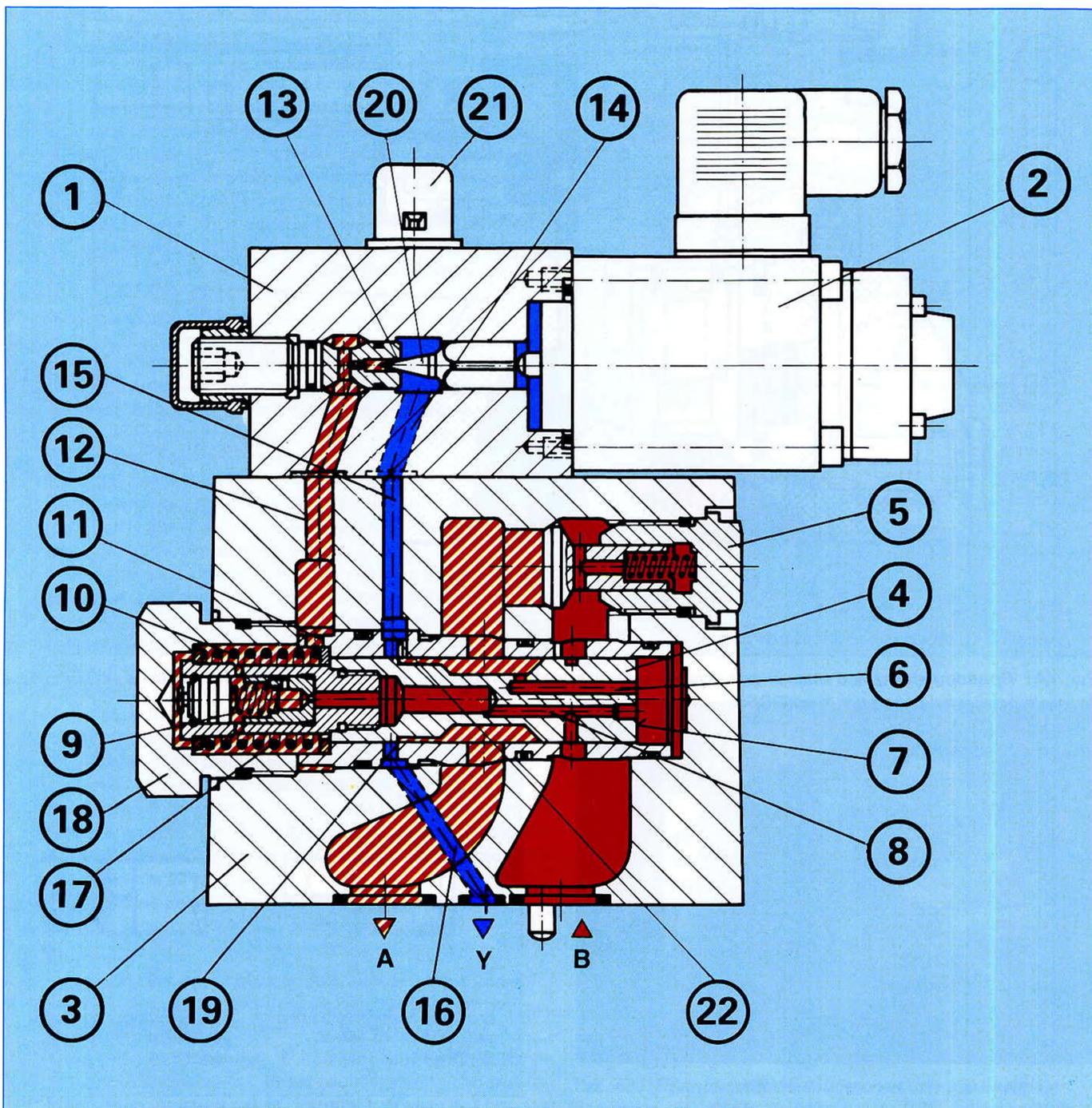


Рис. 45: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 10

Желаемое значение давления в канале А предварительно задается на соответствующем усилителе. Регулируемый электромагнит нажимает конусный затвор клапана (20) к седлу клапана (13) и ограничивает давление в полости установки пружины (10) до установленной величины. Если давление в канале А будет ниже, чем предварительно заданное значение, то более высокое давление в полости установки пружины (10) передвигает основной поршень вправо. Соединение от канала В к А открывается.

Если в А будет достигнуто установленное давление, то на основном поршне будет преобладать равновесие сил.

$$\begin{aligned} \text{давление в А} \cdot \text{площадь поршня (7)} &= \\ \text{давление в полости установки пружины (10)} &+ \\ \text{усилие пружины} & \end{aligned}$$

Если давление в А повысится, то поршень смещается влево в направлении закрывания В к А.

Если в стоячем столбе масла (например, цилиндр на упоре) потребуется понизить давление в А, то на задающем потенциометре соответствующего усилителя следует предварительно установить давление, которое без промедления будет в наличии в полости установки пружины (10). Более высокое давление в А на поверхности (7) основного поршня прижимает основной поршень к резьбовой заглушке (18) на упоре.

Соединение между А и В закрыто, а соединение между А и Y открыто. Усилие пружины (17) оказывает воздействие на гидравлическую силу на поверхности (7) основного поршня. На такой позиции основного поршня напорная жидкость может поступать из канала А через управляющую кромку (19) к Y в бак.

Если давление в А понизится до давления в полости установки пружины + Δр из пружины, закрывает основной поршень на управляющей кромке А к Y большие управляющие отверстия во втулке.

Остаточная разность давлений около 10 бар к новому заданному давлению в А разгружается только еще через тонкое управляющее отверстие (22). Благодаря этому достигается хорошая переходная характеристика без субгармонических колебаний давления.

Для свободного обратного течения из канала А к В можно по желанию встроить обратный клапан (5). Одна часть потока масла из канала А течет при этом одновременно через открытую управляющую кромку (19) основного поршня от А посредством Y к баку.

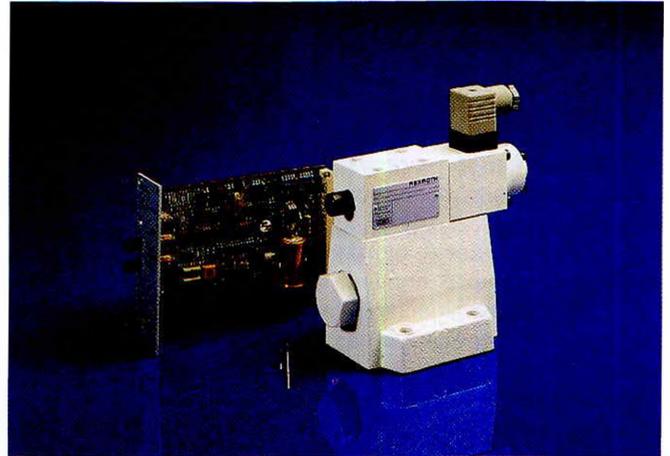


Рис. 46: Пропорциональный редуцирующий клапан непрямого действия типа DREM 20, электроника управления

### Тип DREM

Для гидравлического предохранения от недопустимо высокого электрического управляющего тока на регулируемом электромагните, который вызывает в принудительном порядке на присоединении А высокие давления, может встраиваться по желанию нагруженный пружиной клапан для ограничения максимального давления (21).

**Указание:** Если напорная жидкость течет обратно через обратный клапан (5) из канала А в канал В, одновременный параллельный поток через Y в бак оказывает воздействие на процесс торможения потребителя на А, когда в канале В торможение производится с помощью дросселя (например, с помощью пропорционального распределителя).

Для ограничения давления в канале А третий путь А к Y является непригодным.

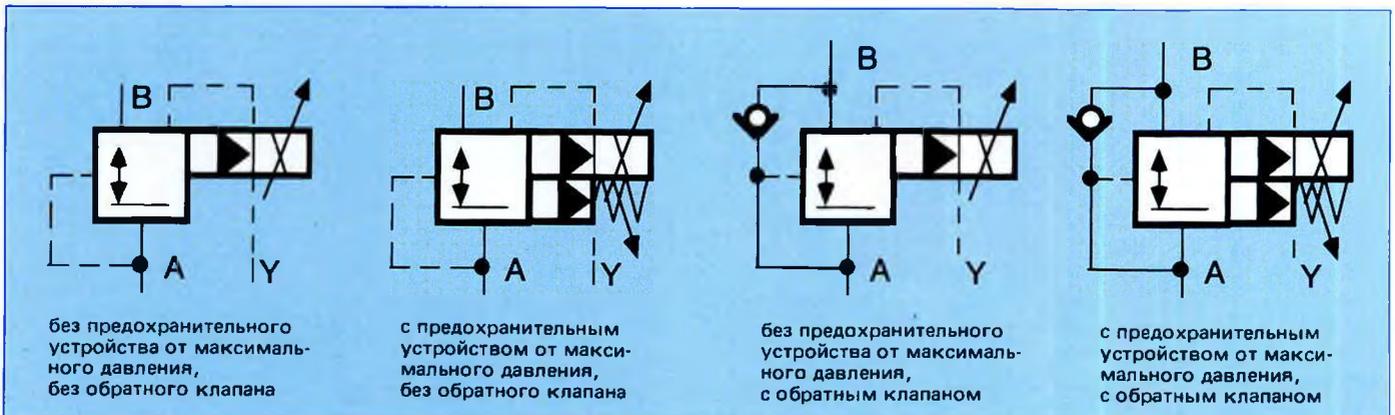


Рис. 47: Графическое условное обозначение

**Пропорциональный редукционный клапан  
непрямого действия типа DRE 30**

Установка давления в канале А производится в зависимости от тока помощью регулируемого электромагнита.

На позиции покоя — отсутствует давление в канале В — открыта вставка основного поршня (4) из канала В в канал А.

Давление в канале А оказывает воздействие на нижнюю сторону основного поршня в направлении закрывания, а давление управляющего клапана — на сторону пружины основного поршня в направлении открывания из канала В в А.

Управляющее масло отбирается из канала В и течет через сверленное отверстие (6), регулятор постоянного потока (9), сверленное отверстие (7), седло клапана (10) на конусном затворе клапана (8) и через канал Y в бак. В зависимости от электрического заданного значения на регулируемом электромагните (2) устанавливается на управляющем клапане (1) давление, которое оказывает воздействие на сторону пружины основного поршня. На позиции регулирования основного поршня (4) масло поступает из канала В в А таким образом, чтобы давление в канале А (установка управляющего клапана + пружины основного поршня) не превышалось.

Если потребитель не будет двигаться на присоединении А (например, поршень цилиндра на упоре) и для канала А посредством регулируемого электромагнита (2) бу-

дет установлено низкое давление, закрывает основной поршень (4) соединение из канала В в А и открывает одновременно соединение из канала А в полость установки пружины основного поршня (4). В этом положении может разгружаться объем сжатия в канале А через управляющий клапан (1) и присоединение Y.

Для свободного обратного течения из канала А в В можно встраивать по желанию обратный клапан (11).

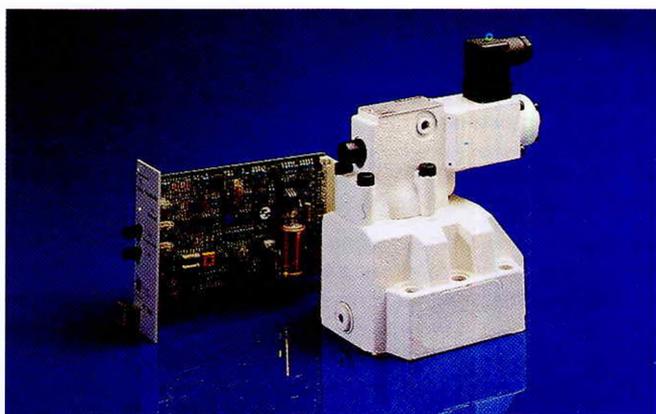


Рис. 48: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 30, электроника управления

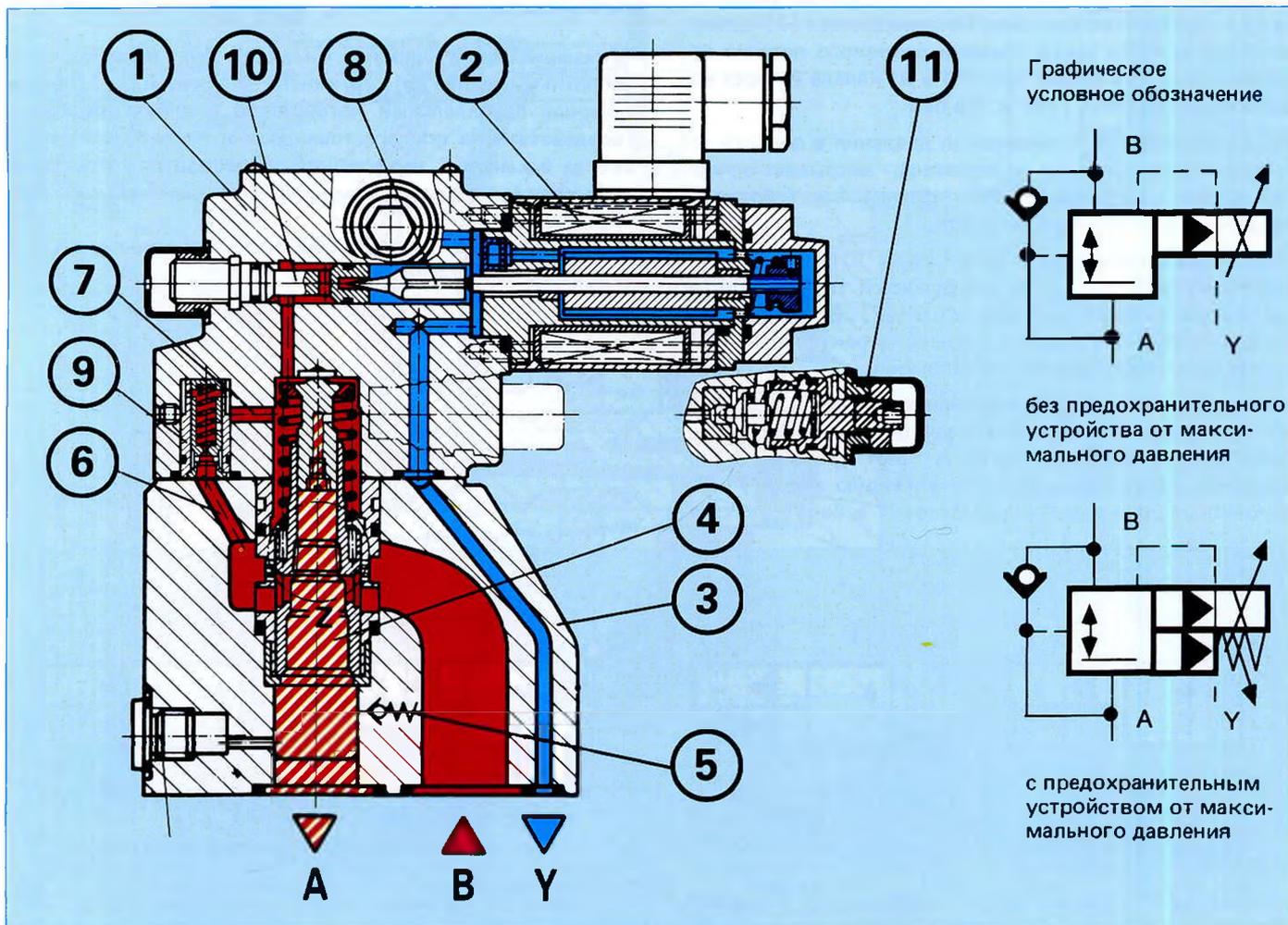


Рис. 49: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 30/DREM 30

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

### Двухлинейный пропорциональный регулятор потока с подключенным клапаном постоянной разности давлений (ДУ6)

Двухлинейный пропорциональный регулятор потока может регулировать заданный со стороны электрического заданного значения поток масла преимущественно в зависимости от давления и температуры. К самым важным деталям конструкции относятся: корпус (1), регулируемый электромагнит с индуктивным датчиком перемещения (2), измерительная диафрагма (3), клапан постоянной разности давлений (4), а также обратный клапан (5), монтаж которого производится по желанию.

Установка потока масла определяется с помощью заданного параметра электрического сигнала (заданное значение) на потенциометре. Такое предварительно значение вырабатывает через электронику управления (например, усилитель типа VT5010) соответствующий ток, а вследствие этого пропорциональный подъем на регулируемом электромагните (электромагнит, регулируемый по подъему). В соответствии с этим передвигается измерительная диафрагма (3) вниз и освобождает проходное сечение. Позиция измерительной диафрагмы зондируется индуктивным датчиком перемещения. Имеющиеся в наличии отклонения от заданного значения корректируются посредством регулировки. Клапан постоянной разности давлений поддерживает перепад давлений на измерительной диафрагме всегда постоянной величины. Вследствие этого поток масла не зависит от нагрузки. Удобная конструкция измерительной диафрагмы обеспечивает незначительный температурный дрейф. При заданном значении 0% измерительная диафрагма

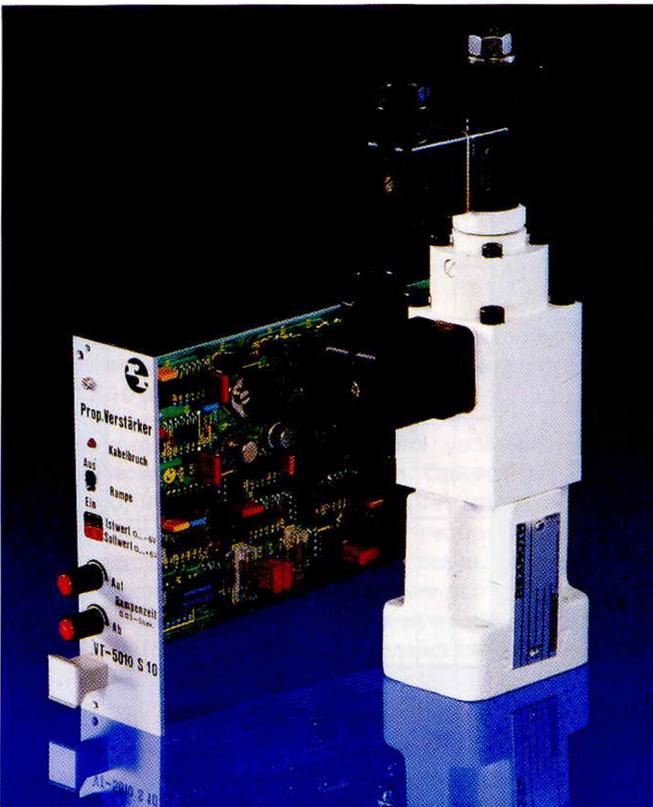


Рис. 50: Двухлинейный пропорциональный регулятор потока типа 2FRE6, электроника управления

закрыта. При перерыве в снабжении электроэнергией или поломке кабеля на датчике перемещения закрывается измерительная диафрагма.

Начиная с заданного значения в 0%, возможен пуск в ход без скачков. Посредством 2-х путевых контактных шин в электрическом усилителе может измерительная диафрагма открываться или закрываться с замедлением. Через обратный клапан (5) возможно обратное течение из В в А.

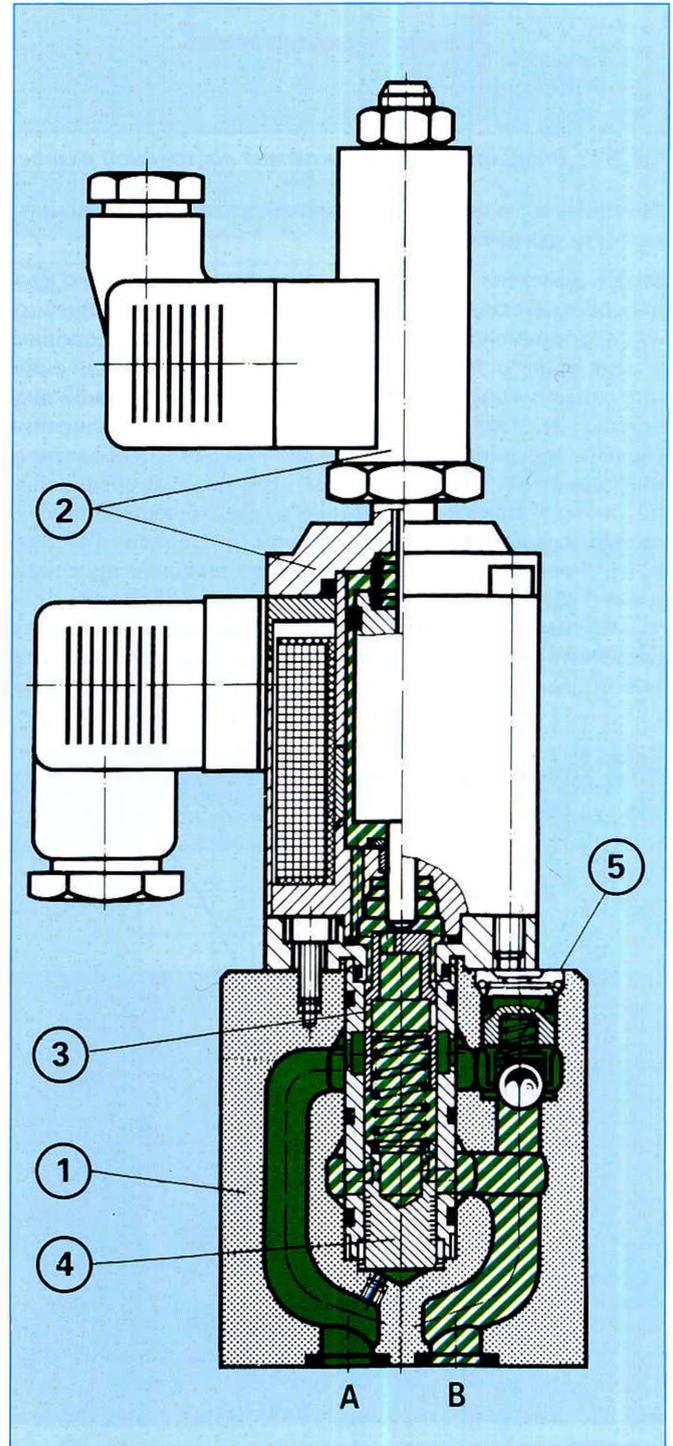


Рис. 51: Пропорциональный регулятор потока типа 2FRE6

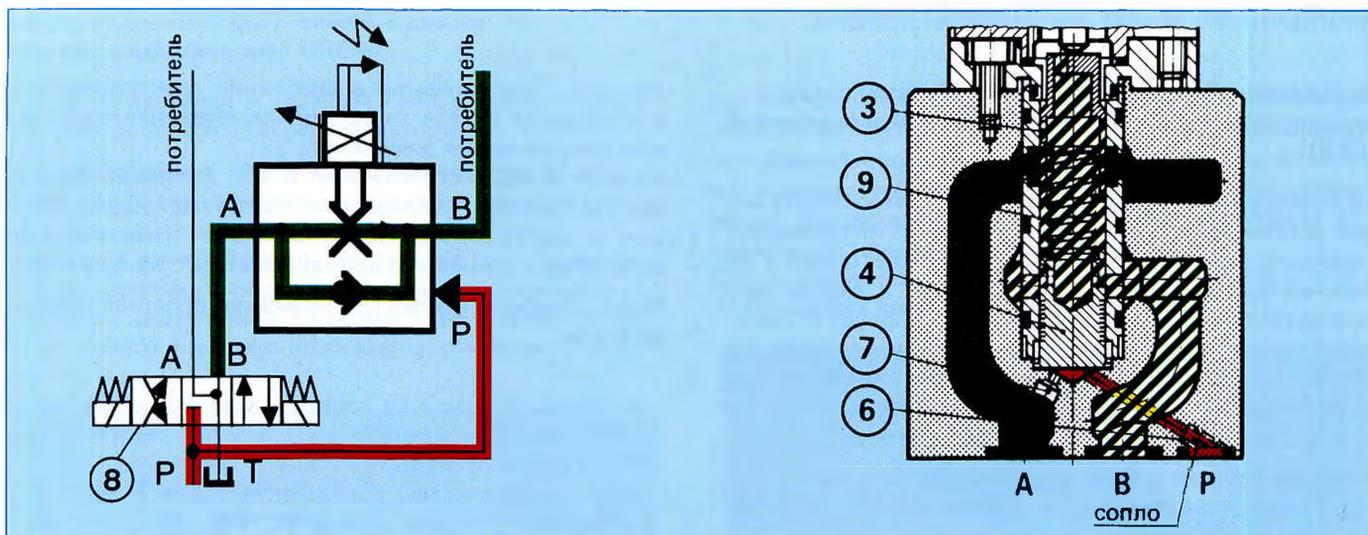


Рис. 52: Внешнее заперение клапана постоянной разности давлений

**Исполнение с внешним заперением клапана постоянной разности давлений**

Ввод в действие, а также основная функция, такого клапана соответствуют уже описанному выше двухлинейному пропорциональному регулятору потока. Дополнительно, однако, предусматривается для подавления скачка в момент трогания при открытой измерительной диафрагме (3) (заданное значение больше "0") заперение клапана постоянной разности давлений (4) посредством присоединения P (6) (рис. 52). Внутреннее соединение (7) между присоединением A и действующей поверхностью клапана постоянной разности давлений (4) закрыто. Вместо этого действует через внешнее присоединение P (6) давление в P перед распределителем (8) (см. пример переключения) на клапан постоянной разности давлений (4) и удерживает его, противодействуя усилию пружины (9), на позиции закрытия. Если распре-

делитель (8) будет включаться на левую позицию переключения (соединение P → B), то клапан постоянной разности давлений (4) тогда будет передвигаться с закрытой позиции на позицию регулирования. Вследствие этого предотвращается возможность скачка в момент трогания. Посредством применения различных измерительных диафрагм могут достигаться при заданном значении в 100% различные макс. потоки. Характеристические кривые на рис. 53 наглядно демонстрируют такие варианты. При соответствующем исполнении поперечного сечения диафрагмы достигается также диапазон тонкой регулировки, например, до 2 л/мин. (рис. 54). Электрическое заданное значение может любым образом плавно варьировать между 0 и макс. величиной. Частотная характеристика (Объяснения к понятию "частотная характеристика" см. в разделе "Введение в технику сервоклапанов".) демонстрирует скорость действия клапана (рис. 55).

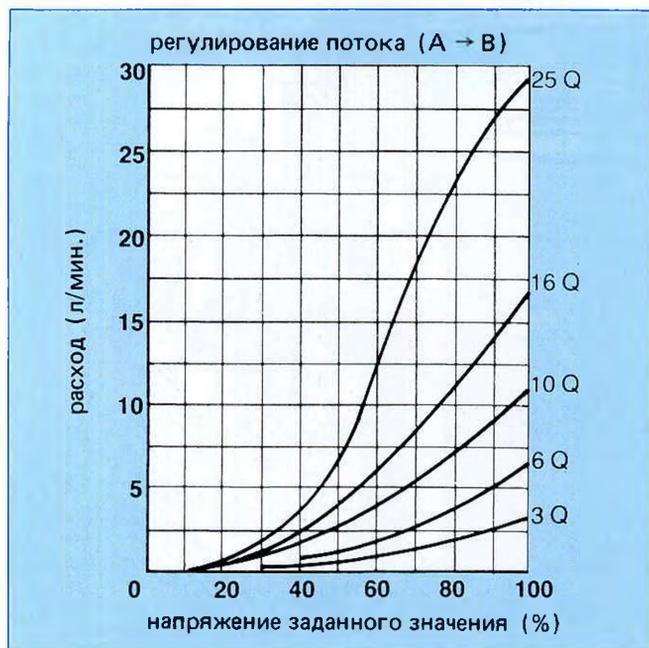


Рис. 53: Зависимость расхода от напряжения заданного значения

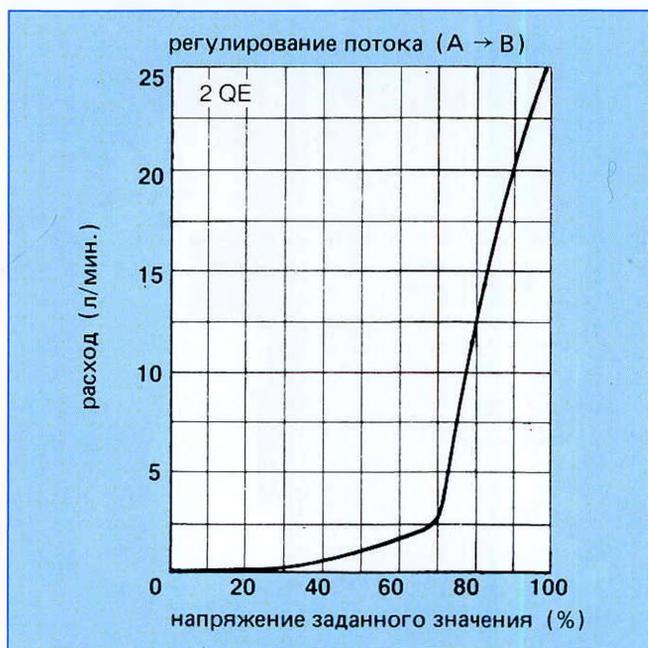


Рис. 54: Зависимость расхода от напряжения заданного значения при клапанах с прогрессивной характеристикой и скачком ускоренного хода

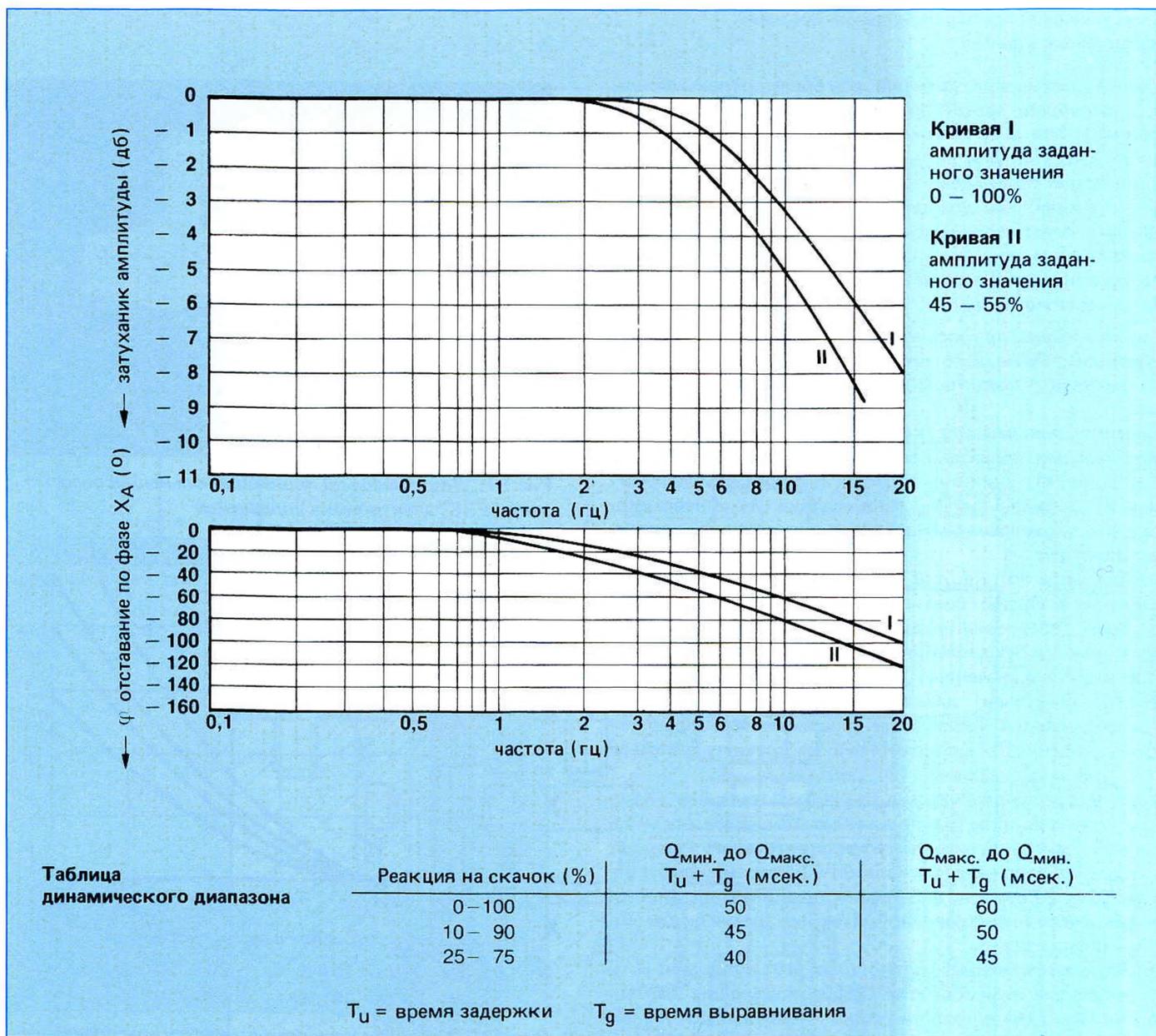


Рис. 55: Частотная характеристика

**Двухлинейный пропорциональный регулятор потока с предвключенным клапаном постоянной разности давлений (ДУ 10 и 16)**

Данный вид конструкции клапана упоминается лишь еще для исчерпанности изложения. Однако не "только" из-за того, что такой клапан не играет существенной роли, а потому, что электрическое преобразование сигналов и гидравлическая часть, собственно говоря, всем давно известны. Изменение поперечного сечения производится посредством хода регулируемого по ходу электромагнита. В результате взаимодействия дисковой диафрагмы и клапана постоянной разности давлений вырабатывается функция по регулированию потока.

Расходные характеристики могут быть в зависимости от формы диафрагмы либо линейными, либо прогрессивными.

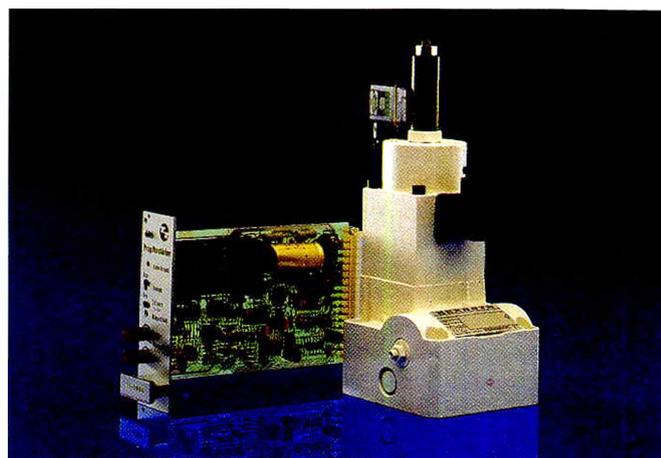


Рис. 56: Двухлинейный пропорциональный регулятор потока типа 2 FRE 10, электроника управления

**Двухлинейный пропорциональный дроссель (встроенный клапан)**

Данная комбинация приборов, для более крупных объемных расходов, может применяться как дроссель (диафрагма) или в сочетании с клапаном постоянной разности давлений для регулирования объемного расхода. К областям применения относятся, например, управления прессами или управления для машин, перерабатывающих пластмассу. Несмотря на большие количества протекающей жидкости, у прибора высокая динамичность, а вследствие этого незначительные затраты времени на переключение.

Двухлинейный пропорциональный дроссель — это дисковая диафрагма, у которой ход открытия предварительно задается посредством электрического заданного значения.

Дроссель поставляется как готовый к монтажу узел с монтажными габаритами согласно DIN-стандарту 24 342. В крышку (1) ввинчены втулка (2) с поршнем диафрагмы (3), а также датчик перемещений (4) и вспомогательное управление (5), включая регулируемый электромагнит (6).

Направление потока от А к В. Присоединение линии управления X следует соединить с присоединением А. Слив системы управления следует предусматривать к баку по возможности без давления.

При заданном значении "0" (регулируемый электромагнит (6) обесточен) давление оказывает воздействие в присоединении А через линию управления X и управляющий поршень (10) дополнительно на пружину в камере (8). Поршень диафрагмы (3) закрыт.

Если будет предварительно задаваться заданное значение, то в усилителе (7) произойдет сравнение между заданной (внешний сигнал) и действительной (возврат в исходное положение сигнала датчика перемещения) величинами. В соответствии с разностным значением производится управление регулируемым электромагнитом (6) с помощью тока.

Электромагнит перемещает поршень (10) к пружине (11). В результате взаимодействия дросселирующих элементов (13) и (14) в полости установки пружины (8) устанавливается давление таким образом, что нагруженный пружиной поршень диафрагмы (3) занимает позицию согласно установке заданного значения и вследствие этого определяет количество протекающей жидкости.

При прекращении подачи тока или при поломке кабеля автоматически закрывается поршень диафрагмы (схема защиты). Составные части контура регулирования по положению согласуются друг с другом таким образом, что заданное значение и ход поршня диафрагмы (3) относятся друг к другу прямо пропорционально. Отсюда вытекает, что для постоянных разностей давлений на диафрагме объемный поток от А к В зависит только от хода поршня диафрагмы и геометрических габаритов окошка (9).

Для системы с линейным законом открытия (FE..C10/L) в действии прямая пропорциональность между заданным значением и объемным расходом. Квадратный закон открытия (исполнение FE..C10/Q) означает, что вместе с заданным значением в квадрате увеличивается объемный расход.

Обе графические характеристики дают наглядные пояснения к этому.



Рис. 57: Двухлинейный пропорциональный дроссель типа FE..C, электроника управления

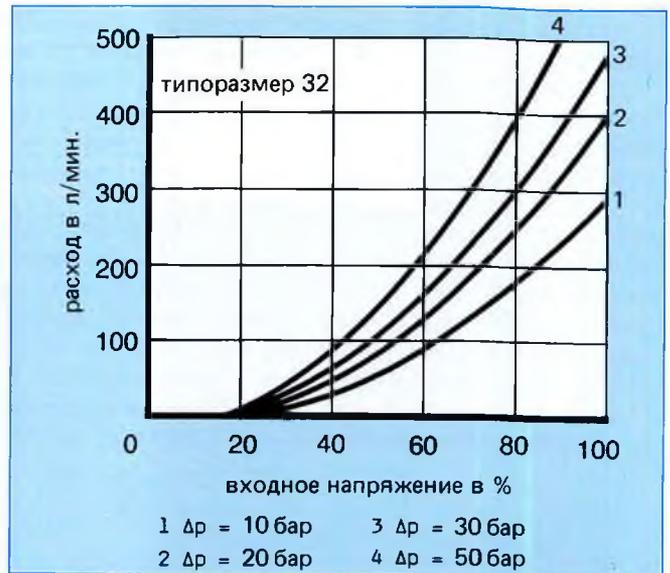


Рис. 58: Расходная характеристика, прогрессивная

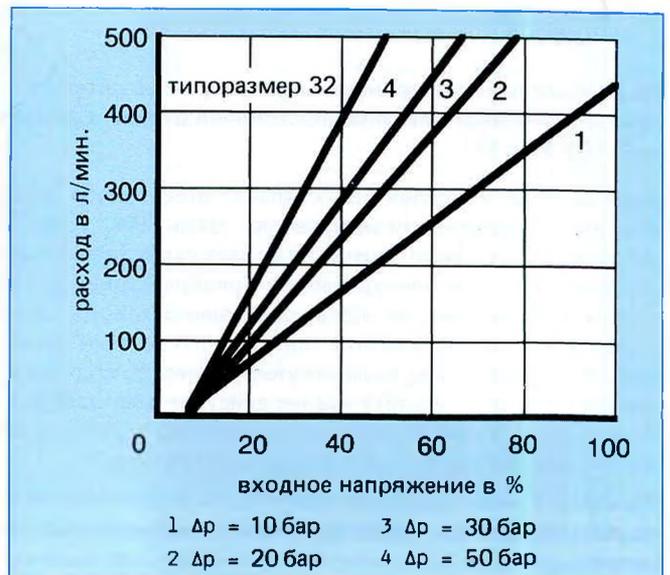


Рис. 59: Расходная характеристика, линейная

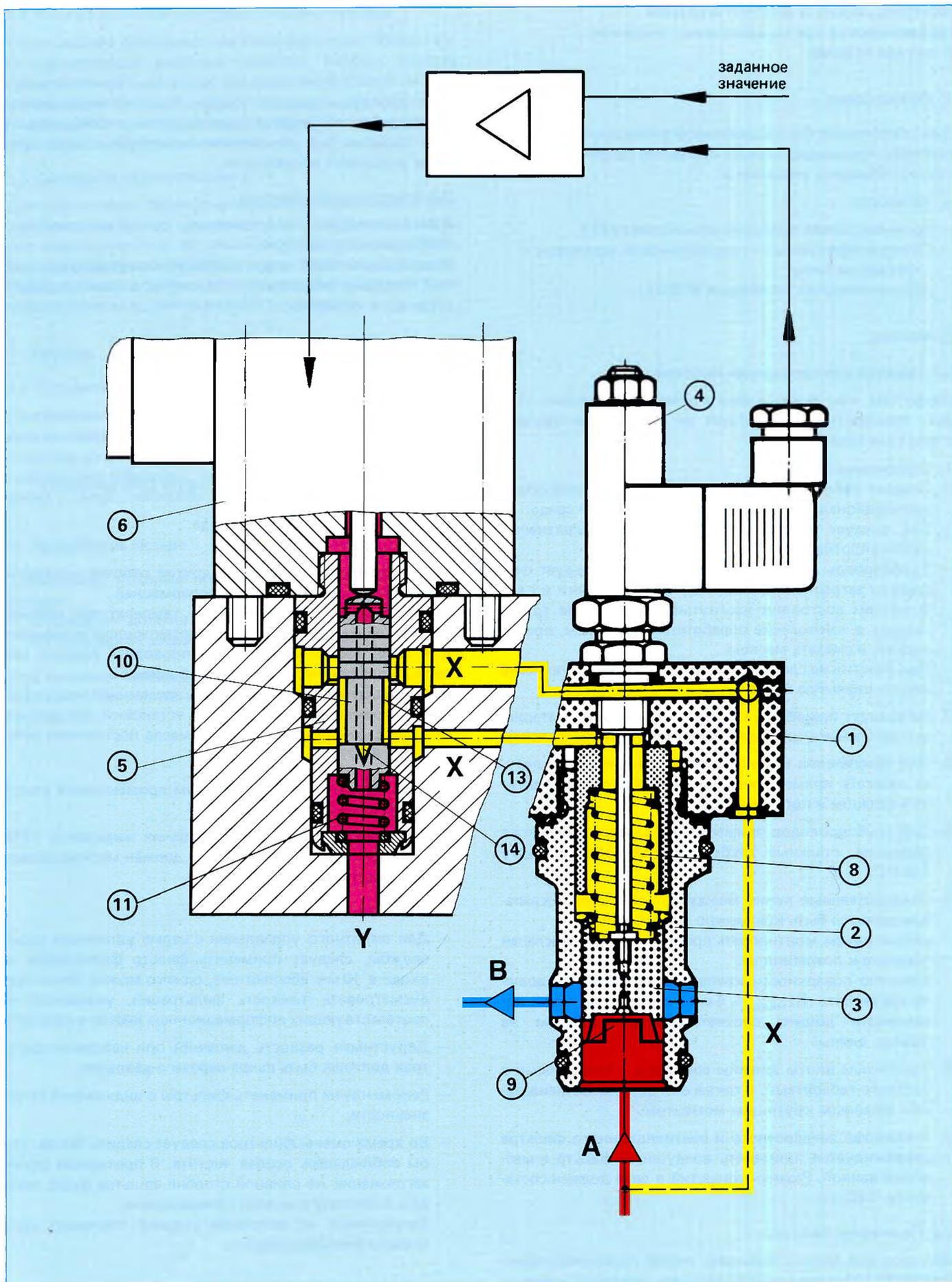


Рис. 60: Двухлинейный пропорциональный дроссель (встроенный клапан) типа FE..C

## МОНТАЖ, ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ гидравлических пропорциональных клапанов и техуход за ними

### 1. Общий обзор

Для обеспечения безукоризненной функциональной способности пропорциональных клапанов, просим дополнительно соблюдать указания в

- каталогах
- правилах Союза немецких инженеров (ФРГ), "Ввод в эксплуатацию гидравлических установок и техуход за ними" (Союз немецких инженеров № 3027).

### 2. Монтаж

#### 2.1 Правила для проведения монтажа

Перед тем, как монтировать клапан на установке, следует проверить, соответствует ли обозначение клапана с данными заказа.

##### 1. Содержание в чистоте:

- Следует соблюдать чистоту при монтаже приборов и пропорциональных клапанов в окружающей среде.
- Бак следует предохранить от внешних загрязнений путем уплотнения.
- Трубопроводы и бак перед встраиванием следует очистить от загрязнений, окалины, песка, стружки и т.п.
- В теплом состоянии изогнутые или сварные трубы следует в заключение обработать травлением, прополаскать и смазать маслом.
- При очистке не следует применять волокнистую ткань или специальную бумагу.

2. Не следует применять такие уплотнительные материалы, как пенька, шлаклевка или уплотнительная лента.

3. Для обеспечения высокой жесткости системы, следует избегать применения гибких трубопроводов между клапаном и потребителем.

4. Для трубопроводов применять бесшовные, точные по размерам, стальные трубы согласно DIN-стандарту 2391/C.

5. Соединительные линии между потребителем и клапаном должны быть как можно короткими; рекомендуем монтировать пропорциональный клапан поближе к потребителю.

Качество поверхности крепежной поверхности должно составлять  $Rt_{\text{макс.}} \leq 4 \text{ мк}$ , а ровность такой поверхности должна соответствовать  $\leq 0,01 \text{ мм}$  на 100 мм длины.

6. Крепежные винты должны совпадать с указанными в каталоге габаритами, а также они должны затягиваться с заданным крутящим моментом.

7. В качестве заправочного и вентиляционного фильтра рекомендуется применять воздушный фильтр с масляной ванной. Размер отверстий в сите должен составлять  $\leq 60 \text{ мк}$ .

#### 2.2 Положение монтажа

Для монтажа можно выбирать любое положение, преимущество отдается горизонтальному монтажу; однако,

если пропорциональный клапан будет устанавливаться на потребителе, следует следить за тем, чтобы клапанный поршень был расположен параллельно с направлением ускорения потребителя.

### 2.3 Электроприсоединение

Как производить присоединение, см. на соответствующей странице в каталоге.

Специальные виды защиты требуют особых мероприятий, которые указываются также на соответствующей странице в каталоге.

### 3. Ввод в эксплуатацию

#### 3.1 Рабочая жидкость

Следует принимать во внимание указания в каталоге! В общем могут применяться следующие рабочие жидкости:

- минеральное масло HLP согласно DIN-стандарту 51525
- растворы полигликоля в воде
- эфиры фосфорной кислоты

Если потребуются применять другие рабочие жидкости, просим обращаться к нам за информацией.

Рекомендуемые изготовителем температуры рабочих жидкостей не следует по мере возможности превышать для того, чтобы можно было проводить процесс при мягких для рабочей жидкости условиях.

Для того, чтобы обеспечивалась неизменная характеристика параметров срабатывания установки, рекомендуется поддерживать температуру масла постоянной величины ( $\pm 5^\circ\text{C}$ ).

#### 3.2 Соответствует ли требованиям применяемый уплотнительный материал?

Для трудно воспламеняемых рабочих жидкостей HFD, а также для температур  $> 90^\circ\text{C}$ , должен маркироваться тип посредством "V".

#### 3.3 Фильтрация

– Для плотного управления с целью удлинения срока службы, следует применять фильтр фильтрацию на входе в 10 мк абсолютных, однако можно также предусматривать тонкость фильтрации, указанную на соответствующих информационных листах в каталоге.

– Допустимая разность давлений при напорных фильтрах должна быть выше рабочего давления.

– Рекомендуем применять фильтры с индикацией загрязненности.

– Во время смены фильтров следует следить за тем, чтобы соблюдалась особая чистота. В противном случае загрязнения на сливной стороне фильтра будут попадать в систему и вызовут повреждения.

Загрязнения на впускной стороне понижают срок службы фильтроэлемента.

### 3.4 Рабочее давление для управляющего клапана

Управляющее давление не должно быть ниже 30 бар. Если управляющее давление превысит 100 бар, следует предусматривать на входе редукционный клапан на промежуточной плите.

Гидравлические удары из линии бака предотвращаются посредством обратного клапана.

### 3.5 Деаэрация электромагнита

Для обеспечения безукоризненной функциональной способности, требуется при вводе в эксплуатацию деаэрация электромагнита на самой высокой точке клапана. При соответствующих условиях при встраивании следует предотвращать возможность холостого хода линии бака посредством монтажа подпорного клапана.

## 4. Техуход

### 4.1 Отправление клапана на ремонт

При отправлении дефектного клапана на ремонт следует следить за тем, чтобы плита основания клапана предохранялась от загрязнений. Следует обратить внимание на тщательную упаковку, чтобы предотвращались повреждения в связи с транспортировкой.

## 5. Хранение на складе

Требования, которые предъявляются при хранении на складе:

- Помещение должно быть сухим и без пыли, не должно быть едких веществ в воздухе и пара.

При хранении свыше 3-х месяцев:

- Корпус заполнить консервационным маслом и запечатать.

Для заметок

Глава С

**Компенсация нагрузки с  
помощью клапанов постоянной разности давлений**

Дитер Кретц

## КЛАПАНЫ ПОСТОЯННОЙ РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЙ

Все до сих пор представленные пропорциональные распределители являются только дросселями, у которых с изменением отношений давлений изменяется также объемный расход. Если повышается давление нагрузки на потребителя, уменьшается объемный расход. Дроссели в качестве управляющих приборов поэтому только тогда целесообразны, когда нагрузки не колеблются или мало колеблются.

Типичная графическая характеристика дросселя изображается на рис. 1. Отчетливо видно изменение объемного расхода в зависимости от снижения давления клапана, которое при постоянном давлении насоса и бака зависит в свою очередь непосредственно от давления нагрузки.

$$p_v = p_s - \Delta p_L - \Delta p_T$$

- $p_v$  = снижение давления клапана
- $p_s$  = системное давление = постоянн. величина
- $\Delta p_T$  = давление бака = постоянн. величина
- $\Delta p_L$  = давление нагрузки = перемен. величина

Посредством соответствующих приборов и устройств должны компенсироваться вышеописанные влияния нагрузки.

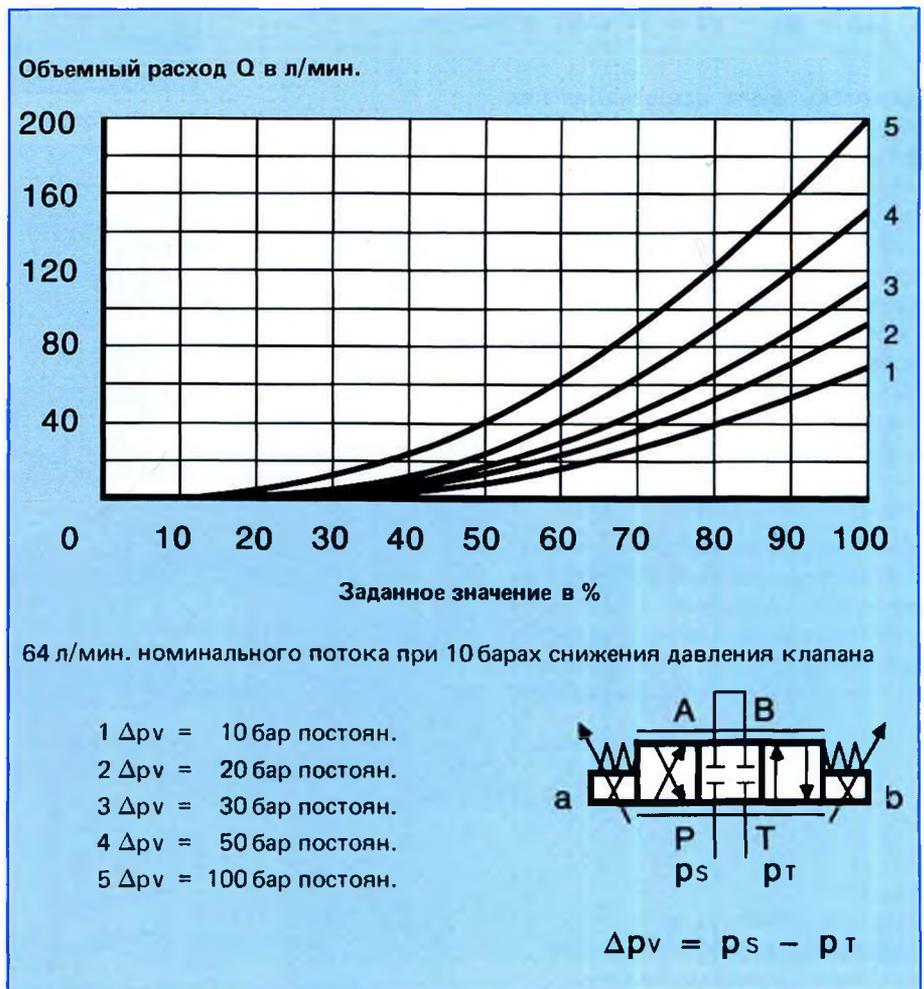


Рис. 1:  
Графическая характеристика дросселя пропорционального распределителя

**Компенсация нагрузки с помощью двухлинейного впускного клапана постоянной разности давлений**

При применении двухлинейного впускного клапана постоянной разности давлений — рис. 2 — перепад давлений на подводящей кромке дросселя пропорционального клапана поддерживается постоянной величины. Колебания давления нагрузки и изменения давления насоса, таким образом компенсируются. Это означает однако также, что расход не может увеличиваться за счет повышения давления насоса. Клапан вследствие этого должен выбираться по своему номинальному расходу согласно правилу —  $\Delta p$  клапана постоянной разности давлений.

**Функция двухлинейного впускного клапана постоянной разности давлений**

При двухлинейном впускном клапане постоянной разности давлений включаются последовательно друг за другом регулировочная диафрагма A1 и измерительная диафрагма A2. Для положения равновесия поршня должно указываться, что перепад давлений  $\Delta p = p_1 - p_2$  на измерительной диафрагме остается постоянной величины при переменном давлении потребителя. Для положения равновесия в действии, не принимая во внимание гидродинамическую силу, следующее:

$$p_1 \cdot A_K = p_2 \cdot A_K + F_F$$

отсюда вытекает

$$\Delta p = p_1 - p_2 = F_F / A_K \approx \text{постоян.}$$

Поскольку была встроена мягкая пружина и ход регулирования короткий, изменение усилия пружины незначительное, а вследствие этого перепад давлений почти постоянной величины.

Регулирующий золотник может изменять поперечное сечение регулировочной диафрагмы A1 только тогда, когда будет преодолеваться усилие пружины. Функция по регулированию потока будет эффективной только тогда, когда наружная разность давлений  $p_P - p_2$  будет больше, чем  $F_F / A_K$  (правило —  $\Delta p$ ).

Если при большем расходе будет повышаться гидравлическое сопротивление, то должна повышаться также наружная разность давлений для того, чтобы обеспечивалась функция по регулированию потока.

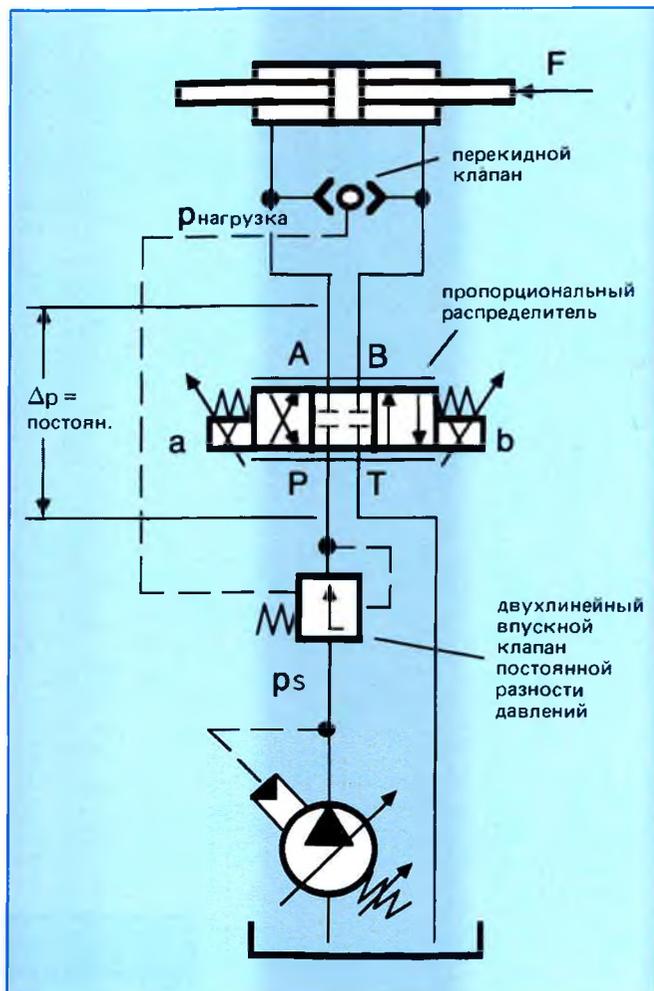


Рис. 2: Пример переключения

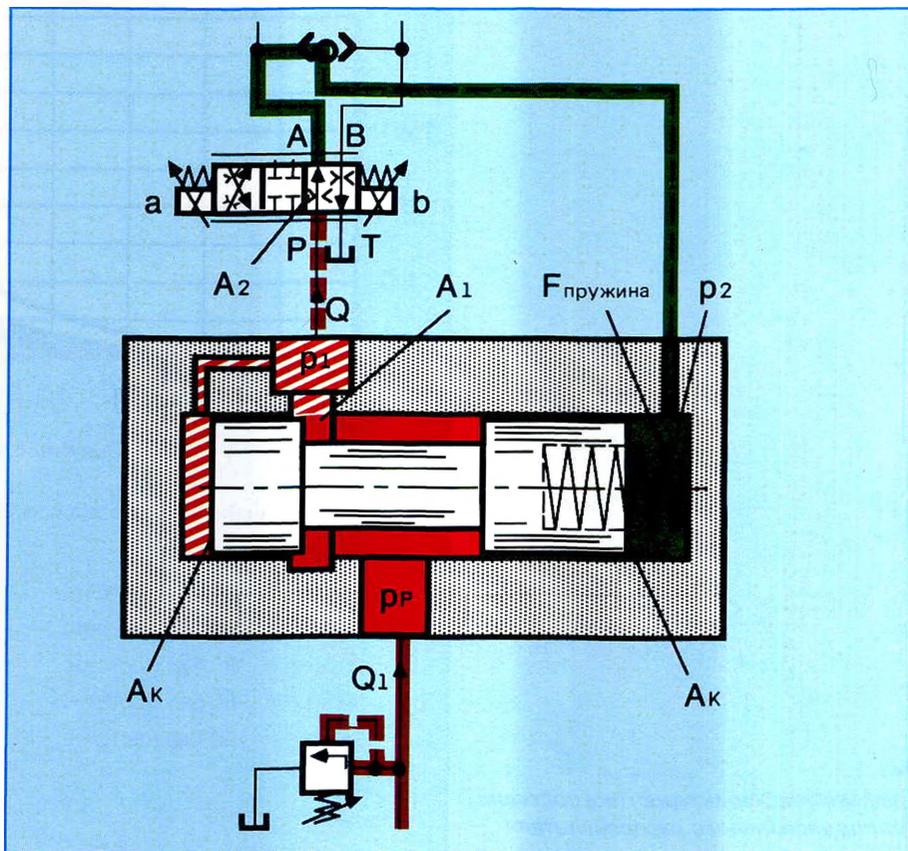


Рис. 3: Принципиальная схема Двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений

**Двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений в канале P типа ZDC  
(исполнение в промежуточной плите)**

Клапаны типа ZDC 10 являются клапанами в промежуточной плите прямого действия и двухлинейного или трехлинейного исполнения.

Они служат для компенсации нагрузки, как впускные клапаны постоянной разности давлений в канале P.

В основном такие клапаны состоят из корпуса (1), управляющего поршня (2), пружины сжатия (3) с опорой пружины (4) и крышки (5) со встроенным перекидным клапаном (6).

Пружина сжатия (3) удерживает управляющий поршень (2) в открытом положении от P к P1, когда разность давлений  $P1 \rightarrow A$  или  $P1 \rightarrow B$  меньше десяти бар. Если разность давлений превысит 10 бар, будет передвигаться поршень до тех пор влево, пока не будет восстановлена снова разность давлений.

Сигнал и управляющее масло поступают внутри через линию управления (7) из канала P1. Требуемое управляющее масло (канал X) для пропорциональных клапанов непрямого действия (4 WRZ) может отбираться внутри из канала P.

Трехлинейный клапан постоянной разности давлений отличается только по исполнению поршня.

Двухлинейные и трехлинейные клапаны постоянной разности давлений предлагаются в исполнениях ДУ10, 16 и 25.

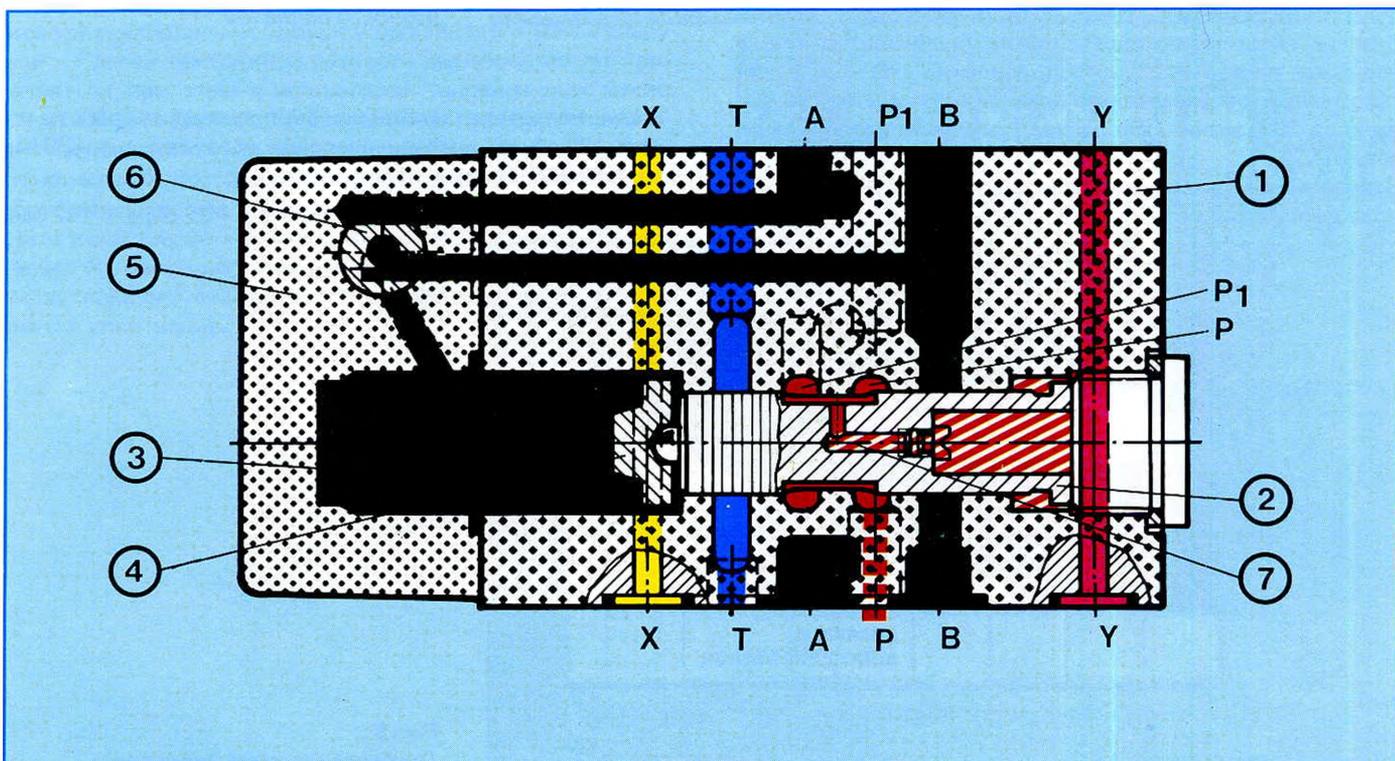


Рис. 4: Двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений в канале P типа ZDC

Если с помощью обычных пропорциональных клапанов без клапанов постоянной разности давлений будет еще достигаться разрешающая способность объемного расхода 1 : 20 при клапанах с пружинным возвратом или 1 : 100 при клапанах с возвращением электрическим способом, то при использовании клапанов постоянной разности давлений такой диапазон будет еще значительно расширяться. На рис. 5 изображаются кривые, которые демонстрируют разрешающую способность типичного пропорционального клапана с клапаном постоянной разности давлений. В приведенном примере достигается разрешающая способность объемного расхода 1 : 300, зависимость количества давления по всему диапазону хорошая.

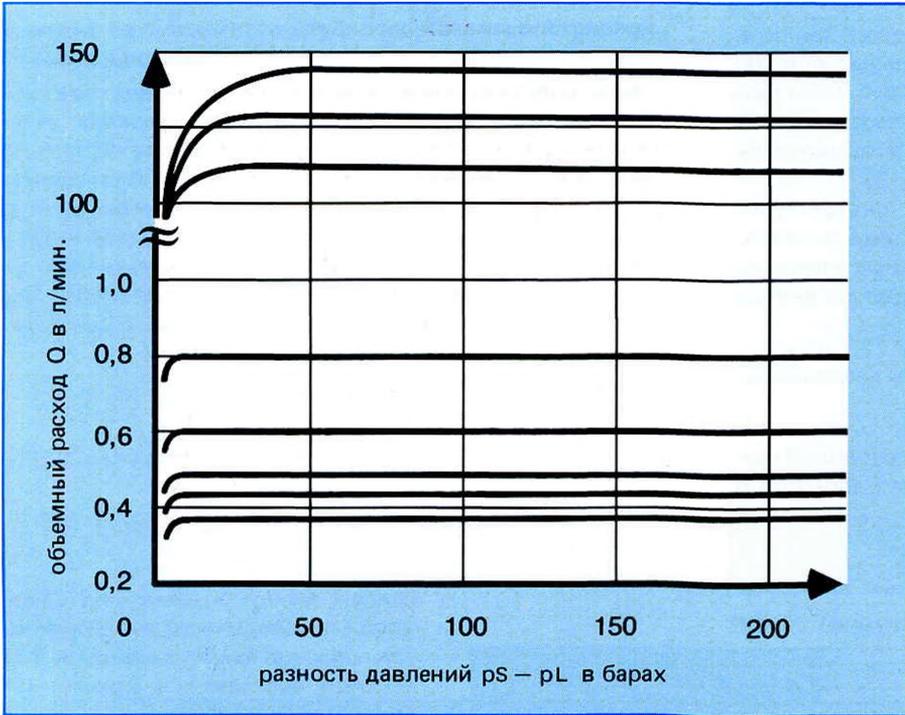


Рис. 5:  
Разрешающая способность одного пропорционального распределителя с впускным клапаном постоянной разности давлений

С возрастающим расходом должна увеличиваться также наружная постоянная разность давлений ( $p_S - p_L$ ) для того, чтобы обеспечивалась функция по регулированию расхода, это значит, что расход больше не должен зависеть от  $\Delta p$ .

Зависимость такой наружной разности давлений от расхода демонстрируется на рис. 6.

\*\*

Если, например, захотелось бы производить работу при  $Q = 100$  л/мин. и при давлении нагрузки  $p = 120$  бар, то потребовался бы напор насоса

$$p_{\text{насоса}} = p_{\text{нагрузки}} + p_{\text{мин.}} = 120 \text{ бар} + 22 \text{ бара} = 142 \text{ бара.}$$

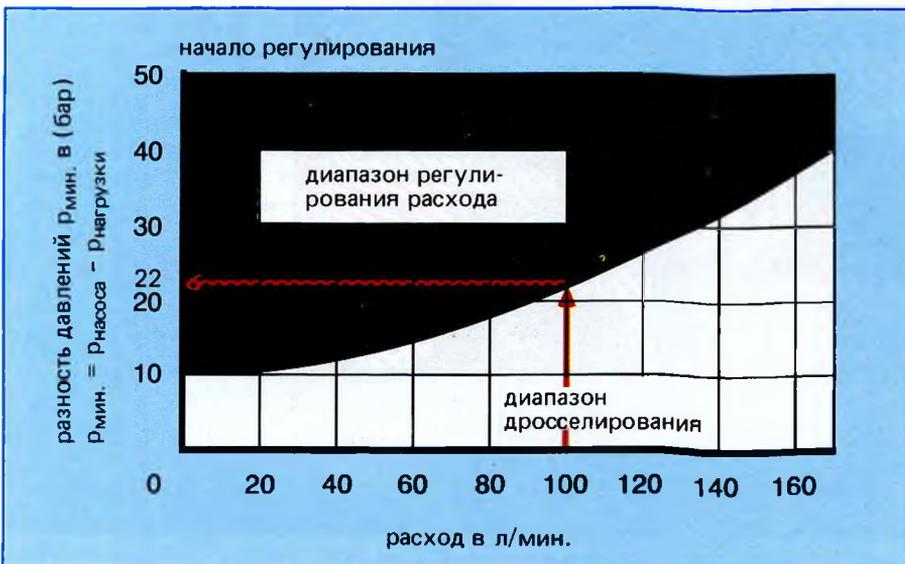


Рис. 6:  
Графическая характеристика  $p_{\text{мин.}} - Q$

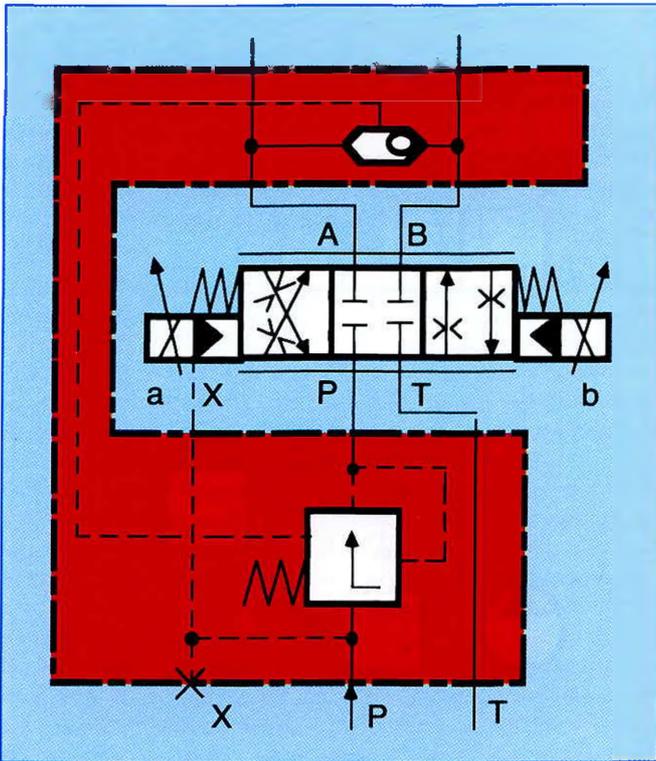


Рис. 7:  
 Пропорциональный распределитель непрямого действия 4WRZ с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – впуск управляющего масла внутри – исполнение в промежуточной плите

При исполнении клапана постоянной разности давлений, встроенном в промежуточную плиту, в сочетании с пропорциональными распределителями непрямого действия следует применять, как правило, пропорциональный клапан в исполнении "впуск управляющего масла снаружи". Клапан постоянной разности давлений может применяться при этом в исполнении "управляющее масло внутри или снаружи". В сочетании с пропорциональными распределителями прямого действия должен применяться клапан постоянной разности давлений в исполнении "управляющее масло снаружи".

Ни в коем случае масло не должно попадать к присоединению X, поскольку при пропорциональных распределителях прямого действия на этом месте не предусматривается уплотнение.

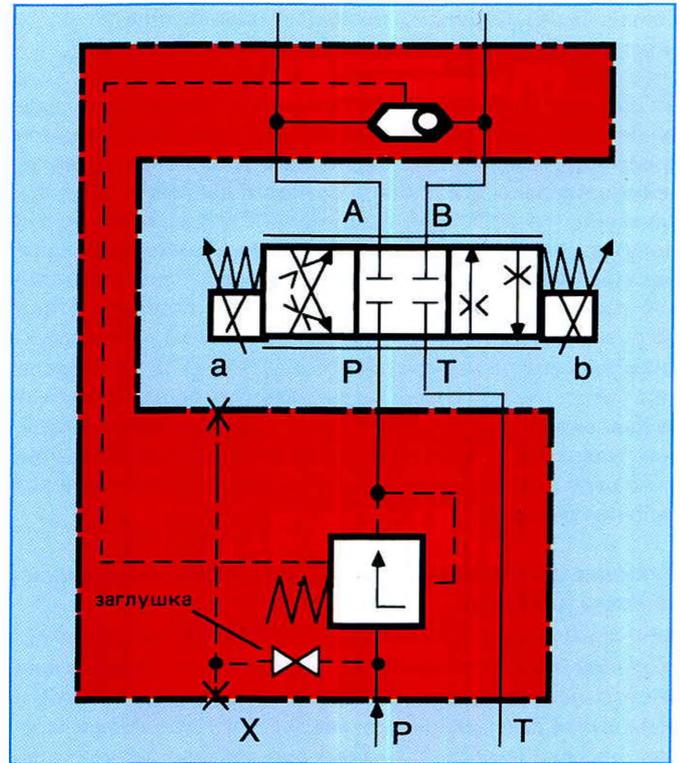


Рис. 8а:  
 Пропорциональный распределитель прямого действия 4WRE с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – впуск управляющего масла снаружи – исполнение в промежуточной плите

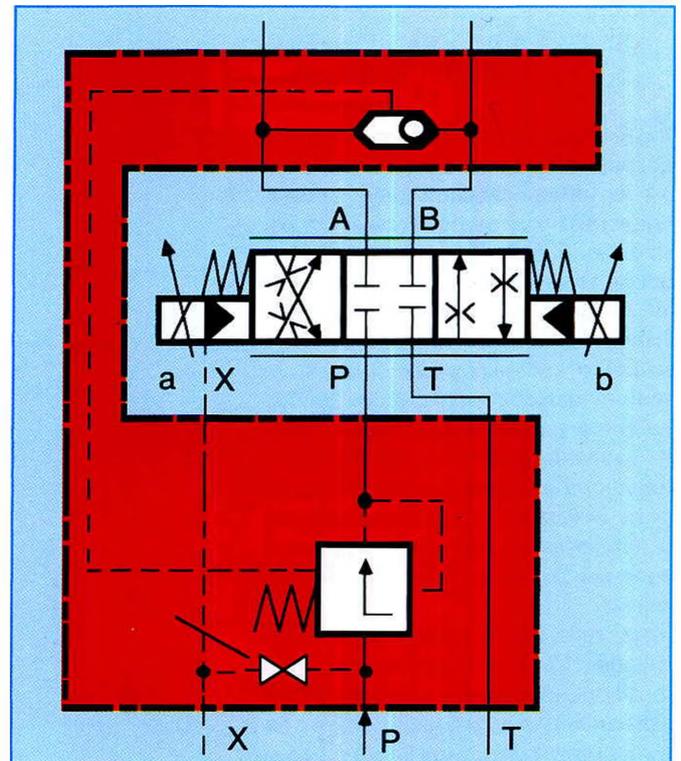


Рис. 8б:  
 Пропорциональный распределитель непрямого действия 4WRZ с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – впуск управляющего масла снаружи – исполнение в промежуточной плите

**Компенсация нагрузки с помощью трехлинейного впускного клапана постоянной разности давлений**

До сих пор описывались двухлинейные впускные клапаны постоянной разности давлений, которые применяются преимущественно на стационарных установках. Трехлинейные клапаны постоянной разности давлений (рис. 10) применяются, несмотря на улучшение к.п.д., реже, но они могут в некоторых случаях простым образом перенастраиваться из двухлинейных впускных клапанов постоянной разности давлений путем сменения поршня. Отвод нагрузки осуществляется таким же образом, как у двухлинейных впускных клапанов постоянной разности давлений. Разрешающая способность и зависимость от количества давления у них такие же как и у двухлинейных впускных клапанов постоянной разности давлений. Они применяются при взаимодействии с насосами с постоянным рабочим объемом.

**Функция трехлинейного впускного клапана постоянной разности давлений**

При применении трехлинейного впускного клапана постоянной разности давлений расположены параллельно жестко установленная измерительная диафрагма A2 и поперечное сечение диафрагмы A1, регулируемое клапаном постоянной разности давлений. Регулирующая диафрагма A1 освобождает здесь сливное поперечное сечение. Для положения равновесия регулирующего золотника действует следующее (не принимая во внимание силы трения и гидродинамические силы) :

$$p_1 \cdot A_k = p_2 \cdot A_k + F_f$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = F_f / A_k \approx \text{постоян.}$$

Таким образом, снова удерживается постоянной величина перепад давлений на измерительной диафрагме и вследствие этого обеспечивается независимый от изменений давления расход Q.

По сравнению с двухлинейными клапанами постоянной разности давлений, у которых насос должен постоянно вырабатывать макс. давление для ограничения давления, рабочее давление при применении трехлинейного клапана постоянной разности давлений будет только больше давления потребителя на перепад давлений Δp на измерительной диафрагме.

Вследствие этого потеря мощности меньше. При применении поршня W в пропорциональном клапане (A и B на средней позиции соединяются с баком) происходит циркуляция от насоса к баку с подпором размером регулируемой разности давлений — Δp.

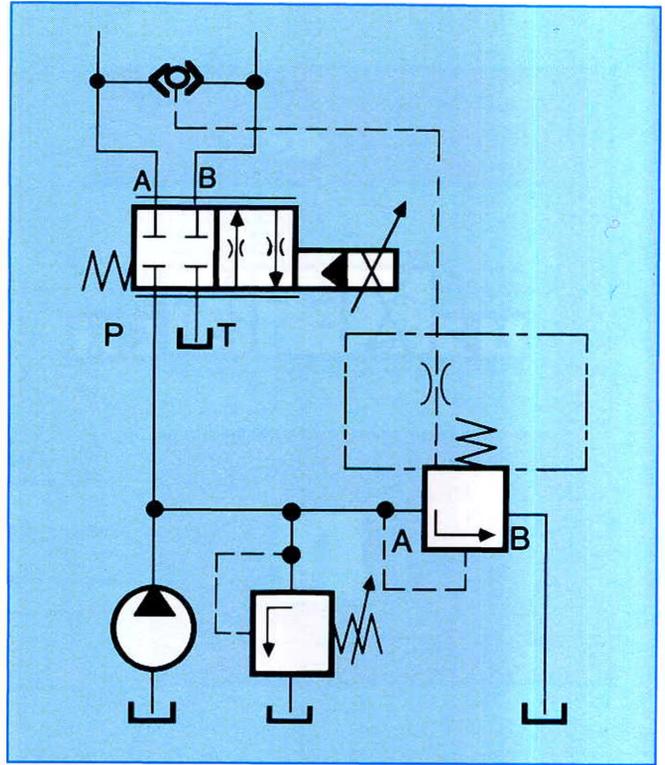


Рис. 9: Пример схемы

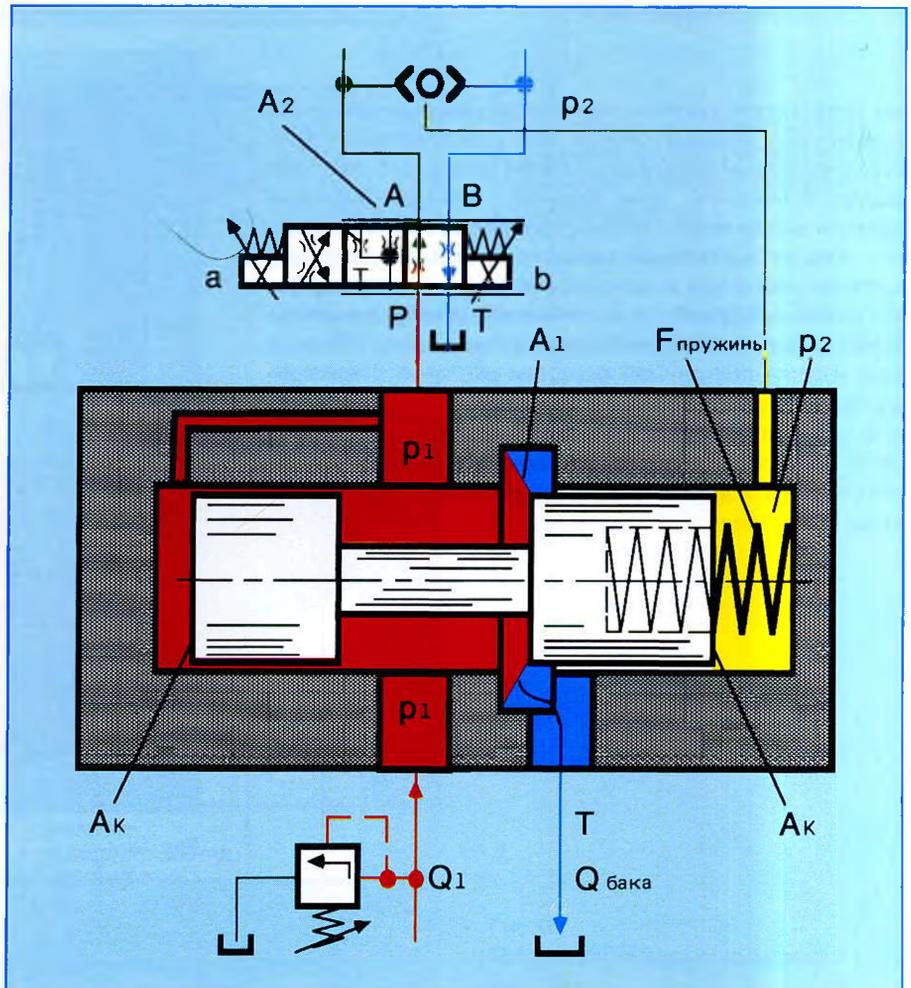


Рис. 10: Принципиальная схема

**Важные указания к применению впускного клапана постоянной разности давлений**

На впуске размещенные клапаны постоянной разности давлений, как известно, имеют тот недостаток, что они в случае запаздывания работают неправильно, в особенности тогда, когда давления запаздывания выше заданного пружины перепада давлений для кромки впускного дросселя.

Схемы, оснащенные перекидным клапаном, не подают больше давление во время фазы запаздывания со стороны впуска (A), а давление со стороны выпуска (B), (рис. 11), которое в этот момент будет выше, и вызывают открывание клапана с постоянной разностью давлений. Вследствие этого повышается объемный расход под воздействием пропорционального клапана.

Привод хочет производить ускорение. Этому противодействует движение в направлении закрытия пропорционального клапана. Со стороны впуска эффективно предотвращается кавитация. Привод под воздействием простого дросселирования (не регулируемого расходом) останавливается с запаздыванием.

При схемах переключения без перекидного клапана может возникнуть под воздействием поддержания постоянной величины впускного перепада давлений в приводе кавитация, которая может вызвать значительные повреждения в особенности у гидродвигателей.

С помощью монтажа подпоры в виде тормозного клапана (рис. 13) или напорного клапана (рис. 12) может привод тормозиться с регулированием.

Если не будет иметься ни одной из обеих подпор, должно ограничиваться применение впускного клапана постоянной разности давлений для приводов с помощью определенного положительного направления нагрузки.

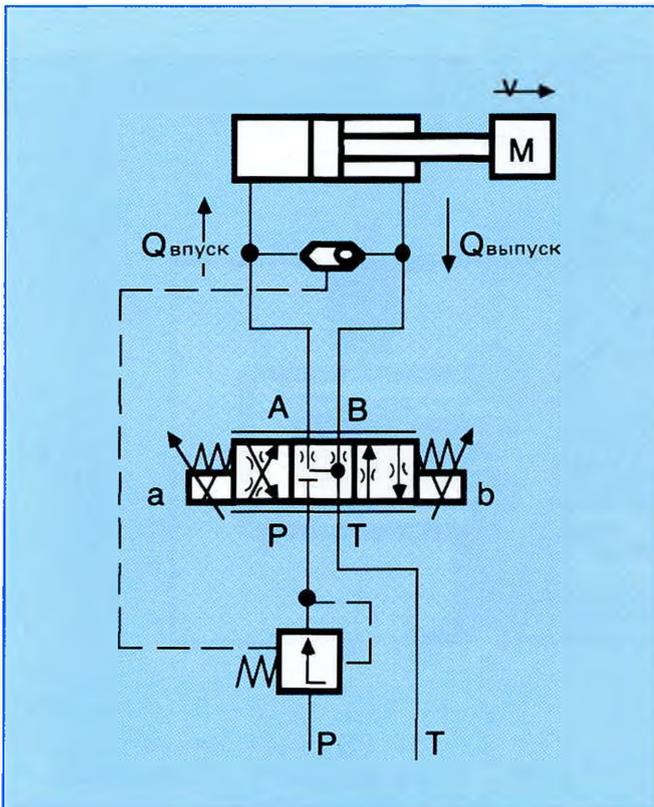


Рис. 11: Размещенный на впуске клапан постоянной разности давлений

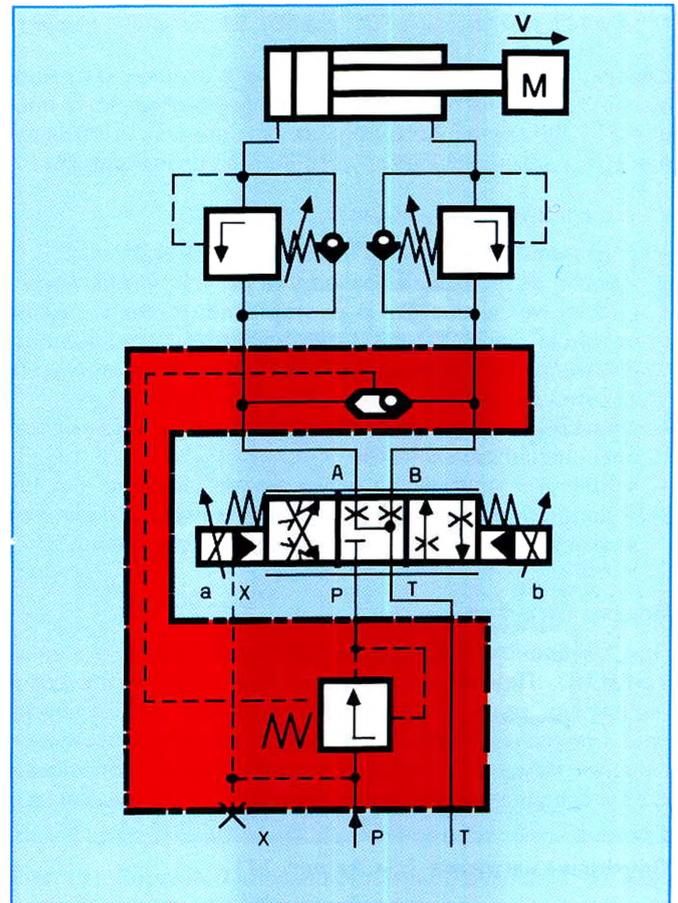


Рис. 12: Напорный клапан как подпора

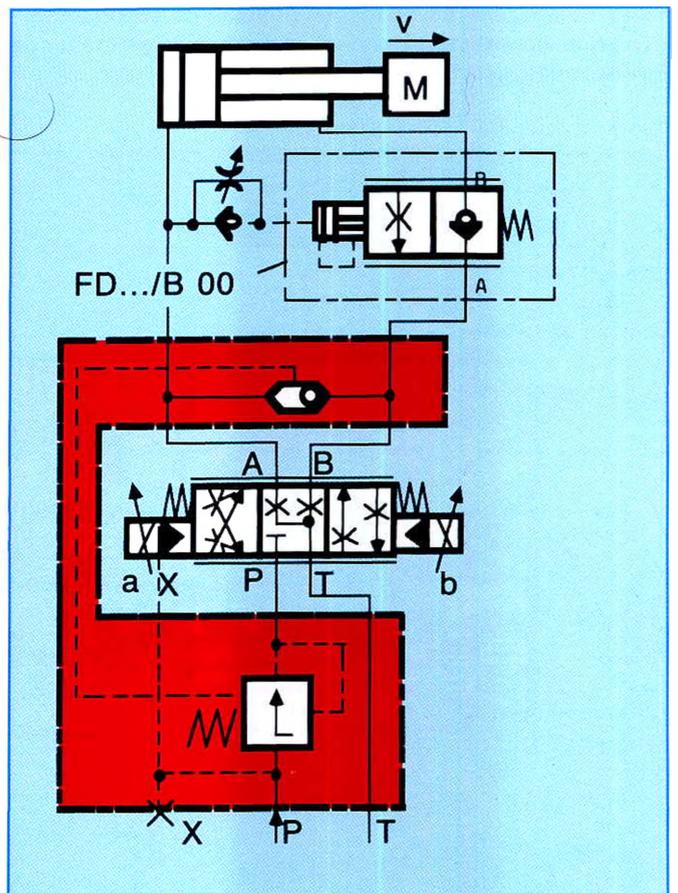


Рис. 13: Тормозной клапан как подпора

**Тормозной клапан типа FD (клапан, запирающий расход)**

Клапан, запирающий расход, состоит в основном из корпуса (1), главного конуса (2), вспомогательного поршня (3), управляющего поршня (4), поршня запаздывания (5) и демпфирующего устройства управления (6).

У него следующие функции:

- управляемый запорный клапан, без утечки масла
- клапан, запирающий расход; он регулирует вытекающий поток масла Q<sub>2</sub> в соответствии с подводимым потоком масла Q<sub>1</sub> с противоположной стороны потребителя. При цилиндрах следует при этом наблюдать за отношением площадей ( $Q_2 = Q_1 \cdot \varphi$ ).
- байпасный клапан, так как в противоположном направлении свободный поток
- вторичный клапан для ограничения давления в связи с дополнительным пристраиванием (предоставляется возможность только при фланцевом исполнении).

**Подъем нагрузки**

При свободном протекании от А к В открыт главный конус (2). При потере давления под давлением нагрузки (например, разрыв трубопровода между распределителем и присоединением А) закрывается непосредственно главный конус (2). Такая функция достигается посредством соединения стороны нагрузки (7) с камерой (8).

**Опускание нагрузки** (см. на рис. 14)

Направление потока при этом от В к А. Присоединение А клапана, запирающего расход, соединяется с баком через распределитель. Сторона поршня на цилиндре загружается количеством масла, которое соответствует рабочим условиям.

Отношение давления управления на присоединении Х к давлению нагрузки на присоединении В = 1 : 20.

При достижении давления управления на присоединении Х (1/20 давления нагрузки) произойдет предварительная разгрузка главного конуса; шар в главном конусе приподнимается с седла посредством управляющего поршня (4).

Вследствие этого разгружается камера (8) через сверленные отверстия во вспомогательном поршне (3) через сторону А к баку. Одновременно посредством продольного движения вспомогательного поршня (3) в главном конусе прерывается подача давления нагрузки в камеру (8) из камеры В. В результате этого главный конус (2) гидростатически уравновешен. Позиция управляющего поршня (4) при этом следующая: торцевая поверхность прилегает к главному конусу (2), а его буртик прилегает к поршню (5). На требуемое для открывания В к А давление на присоединении Х оказывается теперь только еще воздействие со стороны пружины в камере (9). Начальное давление для открывания соединения В к А составляет 20 бар; для полного открывания требуется 50 бар.

Взаимодействие между давлением управления, проходным сечением окна и  $\Delta p$  через соединение В к А определяет количество вытекающего масла в непосредственной зависимости от поступающего количества масла к потребителю. Вследствие этого исключается возможность неконтролируемого опережения потребителя. Характеристика открывания и закрывания тормозного клапана должна поддаваться воздействию посредством применения дросселя с обратным клапаном в линии Х – в сливном дросселировании.

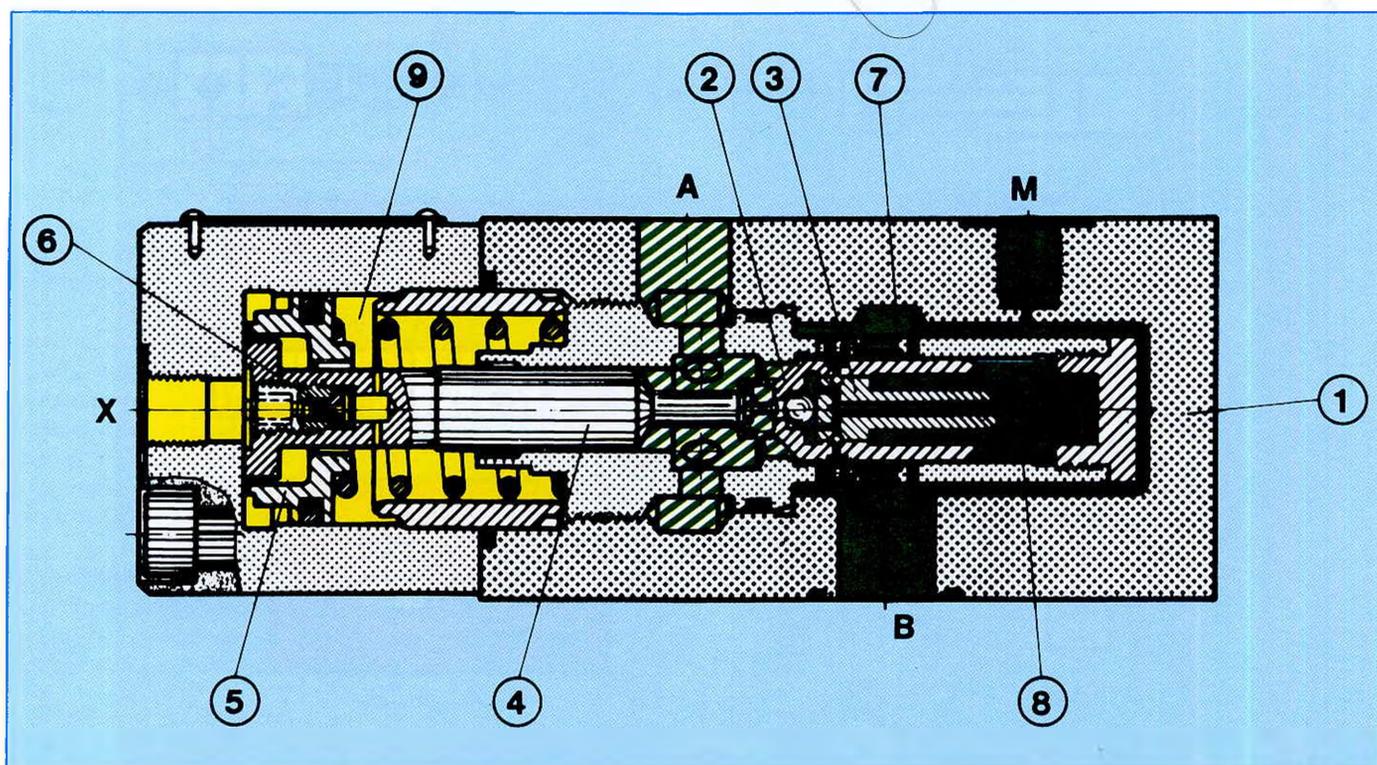


Рис. 14: Клапан, запирающий расход

Пополнение укомплектования системы

1. Ограничение предельного давления

Если полость установки пружины согласно изображению на рис. 15 будет предохраняться посредством клапана для ограничения давления, то для привода может достигаться ограничение предельного давления.

2.  $\Delta p$  регулируемый

Перепад давлений для подключенного дросселя определяется, как уже было описано, с помощью предварительного натяжения встроенной пружины.

Если отвод нагрузки согласно изображению на рис. 16 будет проводиться через клапан для ограничения давления, то разность давлений на дроссельной кромке может плавно изменяться.

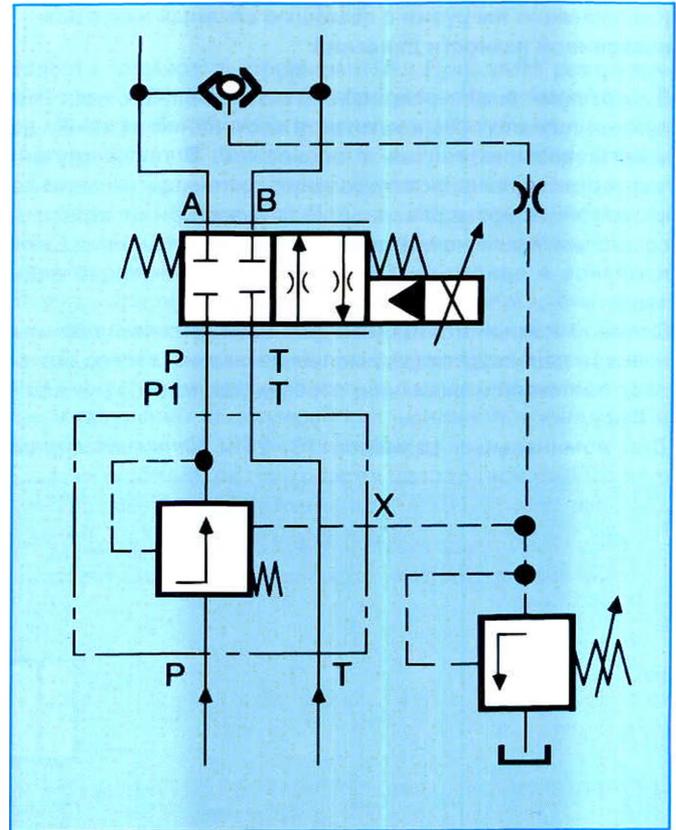


Рис. 15: Впускной клапан постоянной разности давлений с ограничением предельного давления

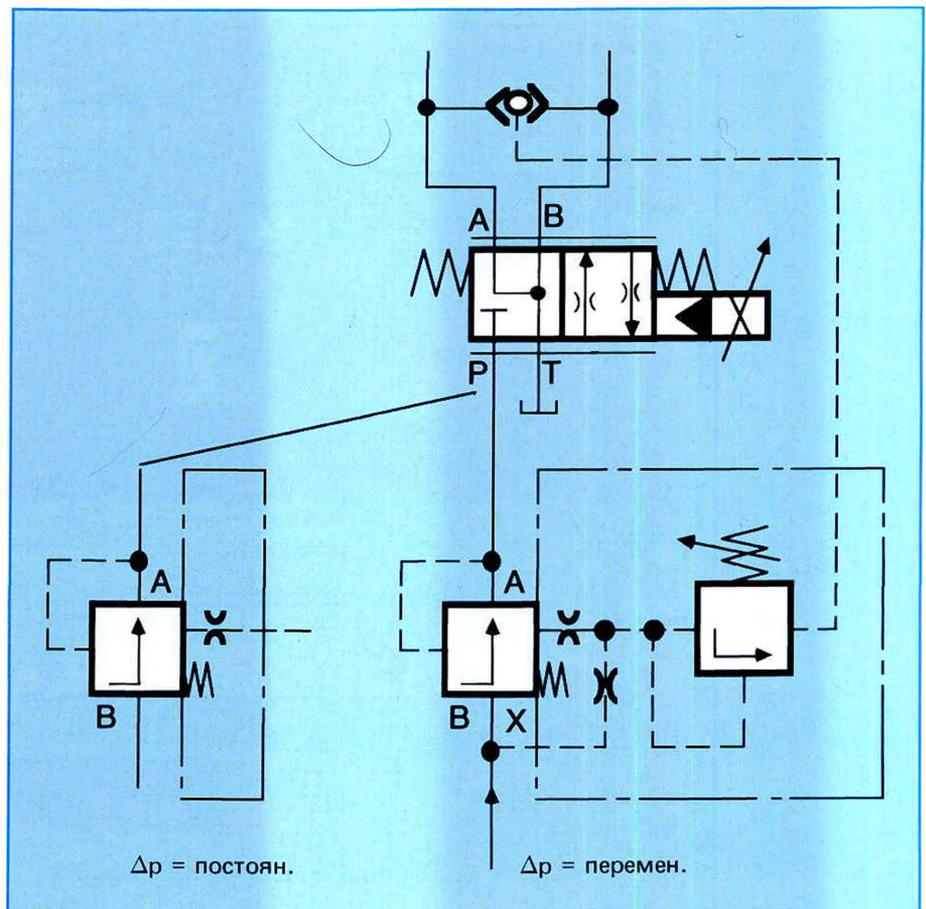


Рис. 16: Разность давлений ( $\Delta p$ ), регулируемая с помощью клапана для ограничения давления

**Компенсация нагрузки с помощью сливных клапанов постоянной разности давлений**

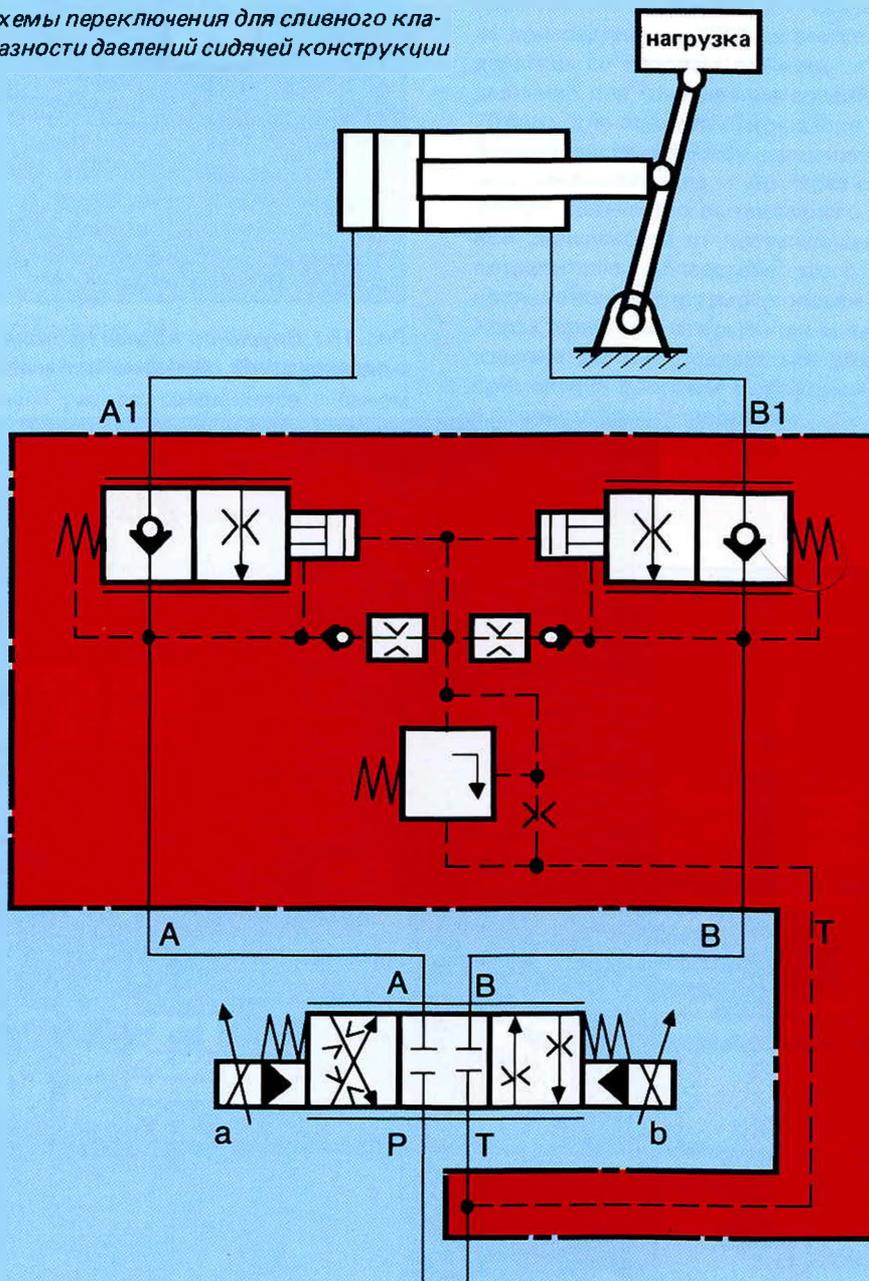
В системах с реверсированием направления нагрузки применение впускных клапанов постоянной разности давлений возможно лишь с оговоркой. В таких случаях часто прибегают к использованию сливных клапанов постоянной разности давлений. В зависимости от отдельного случая применения можно производить размещение клапанов в одном или в обоих присоединениях потребителя.

Сливной клапан постоянной разности давлений расположен всегда между потребителем и клапаном и поддерживает постоянной величины перепад давлений от А или В к баку.

Для номинальных размеров 16, 25 и 32 имеются слив-

ные клапаны постоянной разности давлений, которые исполнены как сидячая конструкция вместо общепринятых золотников. Таким образом одновременно интегрируется функция требуемых обычно для вертикальных нагрузок открываемых обратных клапанов, поскольку такие клапаны постоянной разности давлений запирают без утечки масла. Кроме того, можно отказаться от использования перепускных обратных клапанов. Седельные конусы приподнимаются просто при потоке, направленном в противоположную сторону, и предоставляют возможность для объемного расхода в обоих направлениях.

Рис. 17: Пример схемы переключения для сливного клапана постоянной разности давлений сидячей конструкции



**Сливной запорный клапан постоянной разности давлений**

Конструкция состоит в основном из корпуса (1), вставок клапана (2.1) и (2.2) а также из клапана для ограничения давления (3).

Размер и направление потока масла предварительно задается на задающем потенциометре пропорционального распределителя.

Если будет, например, насос включаться к присоединению А, напорная жидкость потечет через вставку клапана (2.1) к потребителю. Вставка (2.1) будет играть роль при этом обратного клапана. Одновременно направляется из насосного потока поток управляющего масла через управляющий поршень (4.1), который действует в качестве компенсирующего нагрузку регулятора потока, в камеру (5). Такой поток управления повышает давление перед клапаном для ограничения давления (3), которое через сопла (6) и (7) подводится к управляющему поршню (4.2) со стороны В.

Дополнительно соединяется сливное отверстие клапана для ограничения давления с каналом Т. Управляющий поршень (4.2) открывает разгрузочный конус (8) против имеющегося давления нагрузки (макс. 315 бар) в

полости установки пружины (9). При этом разгрузочный конус (8) закрывает соединение к давлению нагрузки. В полости установки пружины (9) имеется в наличии в результате уменьшения давления на разгрузочном конусе (8) давление перед пропорциональным распределителем в канале В. Таким же образом действует такое давление на кольцевую сторону и торцевую поверхность управляющего поршня (4.2).

Перепад давлений от В к Т через пропорциональный распределитель, таким образом, постоянной величины. Такой перепад давлений регулируется управляющей кромкой (10) и вычисляется путем вычитания от разности давлений в камере (11) усилия пружины (12). Усилие пружины (13) незначительное.

Если насос будет включаться от пропорционального распределителя к В, вставка клапана (2.1) будет действовать в А, как уже описывалось выше.

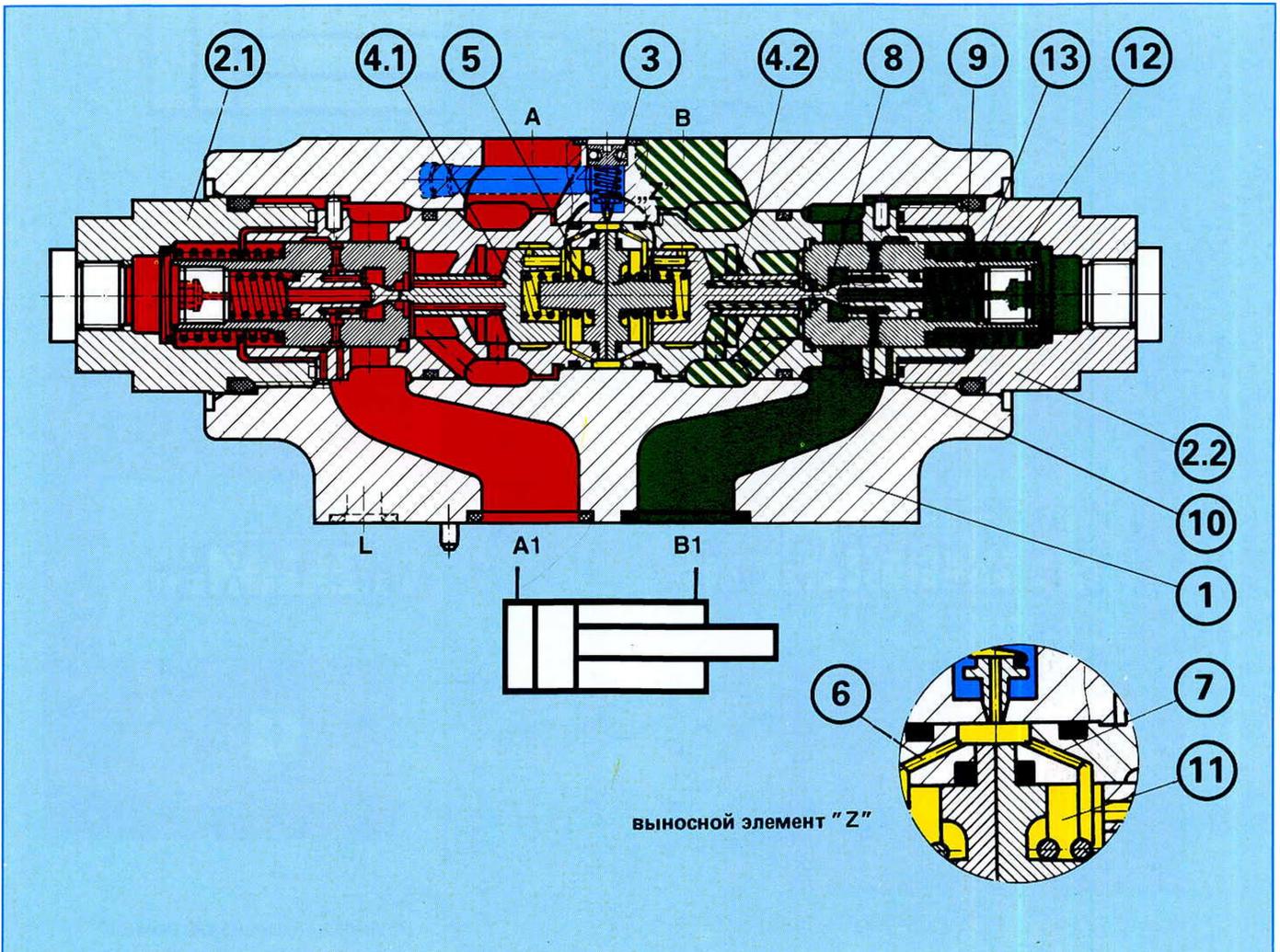


Рис. 18: Изображение сливного запорного клапана постоянной разности давлений в разрезе

**Внимание**

При применении сливного запорного клапана постоянной разности давлений на цилиндрах с разным отношением площадей грозит опасность, что произойдет преобразование давления (ср. регулятор потока на сливе) на штоковой стороне цилиндра.

Если потребуется предотвращать такое преобразование давления, рекомендуется предусмотреть уже упомянутую комбинацию из впускного клапана постоянной разности давлений и тормозного клапана.

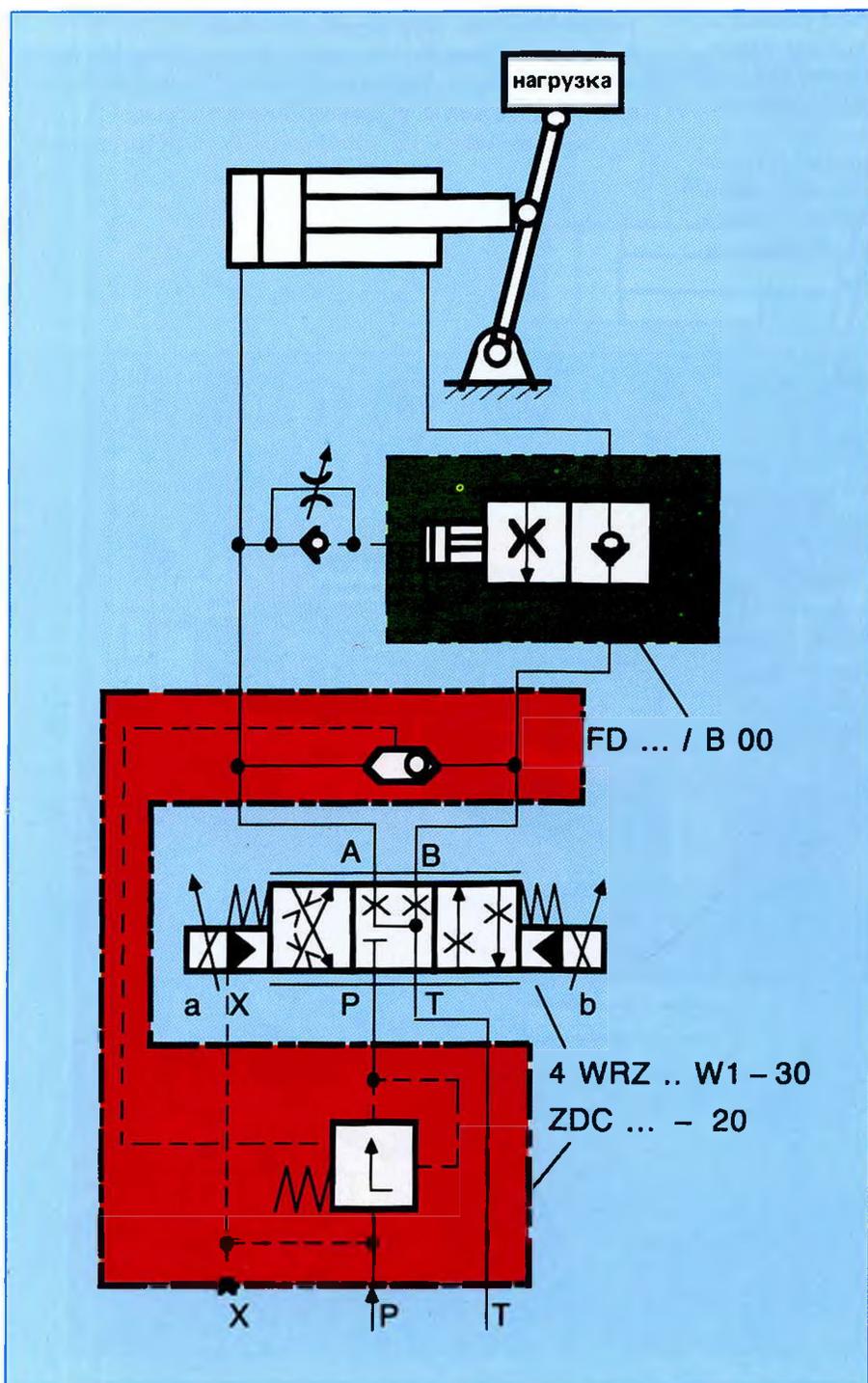


Рис. 19:  
Впускной клапан постоянной разности давлений вместе с тормозным клапаном

**Пределы возможностей применения и возможности по реализации схем**

**Какие управления можно реализовать с помощью сливного запорного клапана постоянной разности давлений?**

Все управления для масляных двигателей, цилиндров с двусторонним штоком или для цилиндров с односторонним штоком, если преобразование давления на кольцевой стороне цилиндра, которое получается в связи с использованием сливного запорного клапана постоянной разности давлений, учитывается.

**Какие управл. невозможно реализовать с помощью сливного запорного клапана постоянной разности давлений?**

Если потребуется предотвращать преобразование давления на кольцевой стороне, то тогда следует предусматривать впускной клапан постоянной разности давлений. Клапан, запирающий расход, на стороне В действует как тормозной клапан (см. на рис. 19).

Дифференциальную схему (рис. 20) не является возможным реализовать с помощью сливного запорного клапана постоянной разности давлений. Для этого требу-

ется применять впускной клапан постоянной разности давлений.

При выдвигании цилиндра соответствует максимальное тормозное давление напору насоса, и это является, как правило, достаточным.

При управлении плунжерным цилиндром (рис. 21) требуется предусматривать для перемещения вверх впускной постоянной разности давлений (красный цвет), а для перемещения вниз — сливной запорный клапан постоянной разности давлений (зеленый цвет).

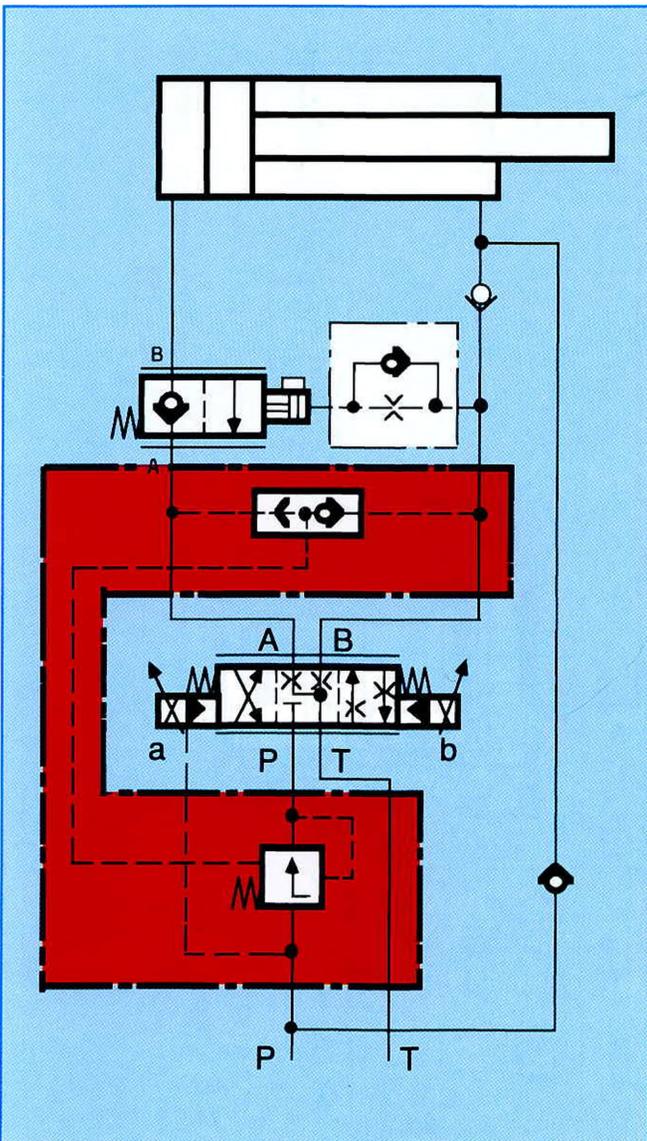


Рис. 20

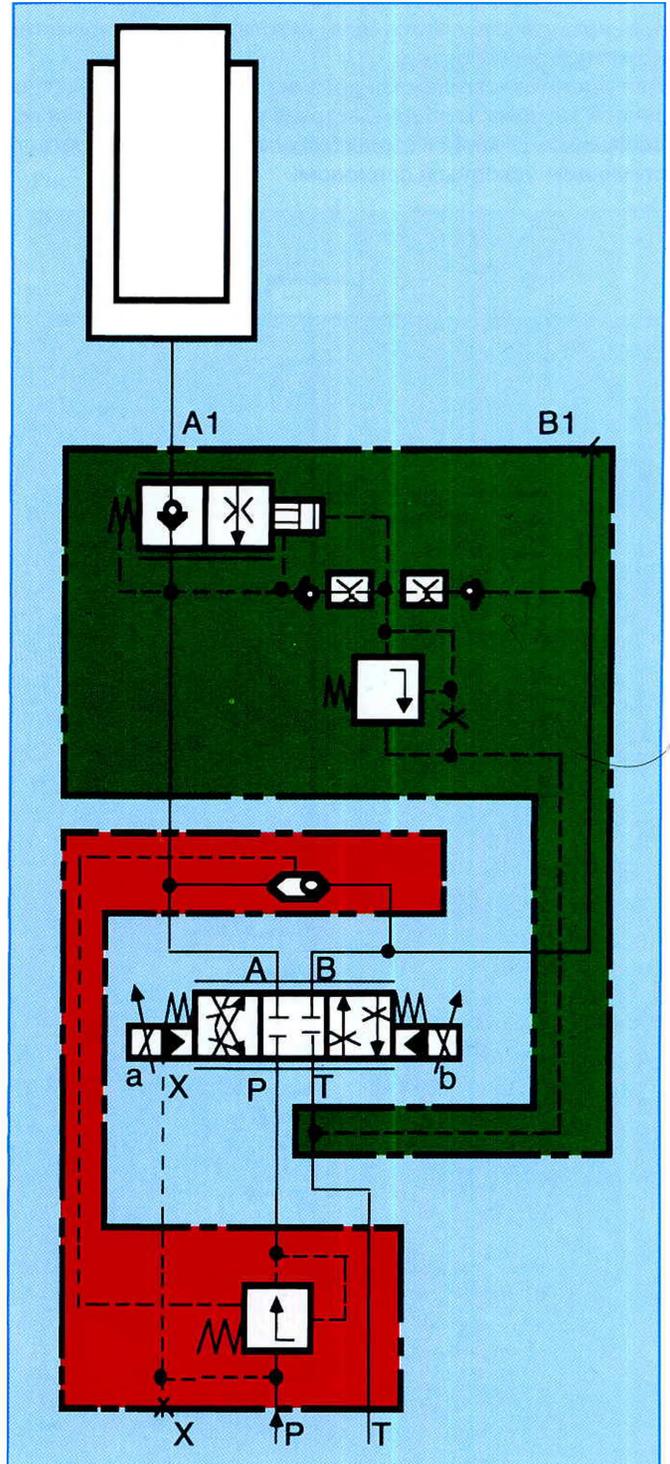


Рис. 21

Для больших количеств протекающей жидкости может предусматриваться компенсация нагрузки с помощью двухлинейных встроенных клапанов с функцией уменьшения давления (DR) или с функцией ограничения давления (DB).

**Двухлинейный клапан постоянной разности давлений с функцией уменьшения давления**

Двухлинейный встроенный клапан с функцией DR следует всегда размещать в направлении потока перед дросселирующим элементом для того, чтобы обеспечить функцию постоянного перепада давлений на дросселе.

Управляющие кромки двухлинейных встроенных клапанов предусматриваются для использования в качестве компенсации нагрузки.

Для достаточного демпфирования двухлинейного встроенного клапана, в общем, встраивается в крышке сопло, поперечное сечение которого согласовывается с соответствующим условным проходом.

При различных случаях применения может быть выгодным открывать двухлинейный встроенный клапан без демпфирования и закрывать под контролем через сопло. Поэтому имеются исполнения крышек с дросселем с обратным клапаном в линии управления.

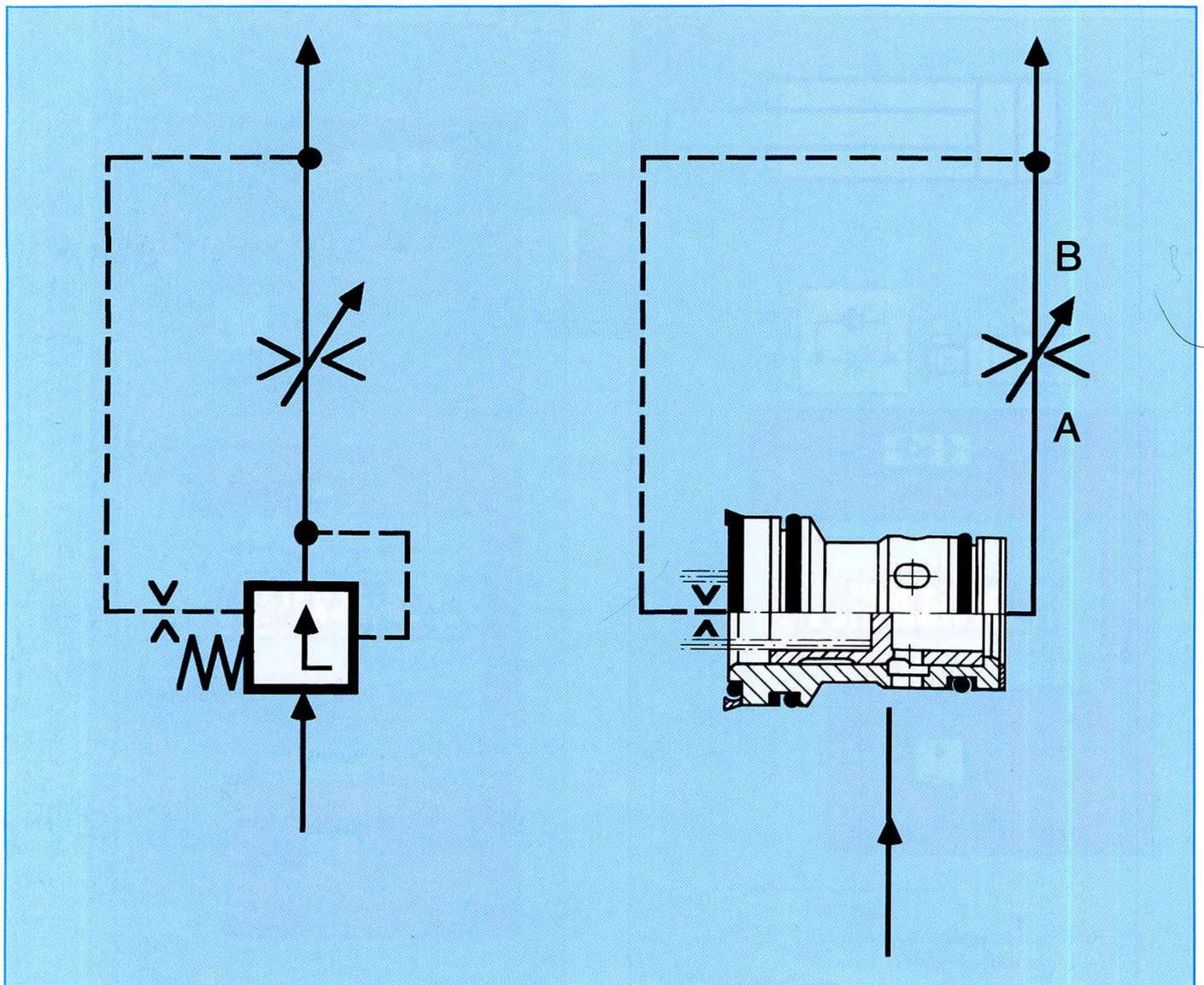


Рис. 22: Двухлинейный встроенный клапан для компенсации нагрузки

Директивы для проектирования

Примеры схем

Рис. 23: Двухлинейный клапан постоянной разности давлений на впуске  $\Delta p = 8 \text{ бар}$

Рис. 24: Двухлинейный клапан постоянной разности давлений на сливе  $\Delta p = 8 \text{ бар}$

Рис. 25: Двухлинейный клапан постоянной разности давлений на сливе  $\Delta p = 15 \dots 18 \text{ бар}$

Рис. 26: Двухлинейный клапан постоянной разности давлений на впуске  $\Delta p$  регулируемый

Рис. 27: Двухлинейный клапан постоянной разности давлений на сливе  $\Delta p$  регулируемый

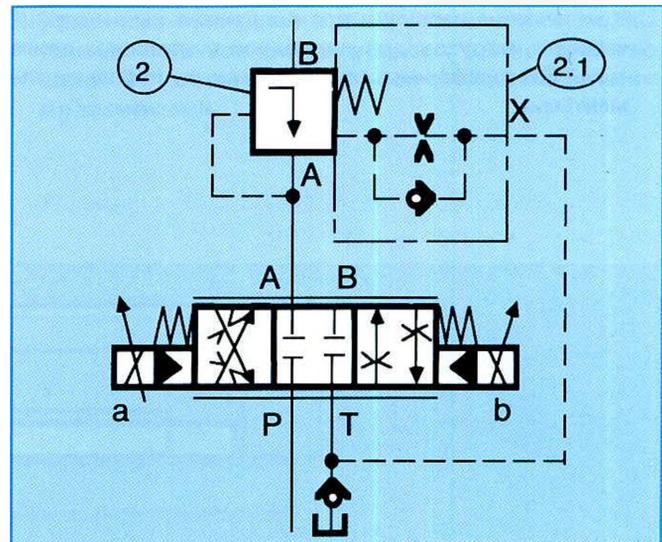


Рис. 24

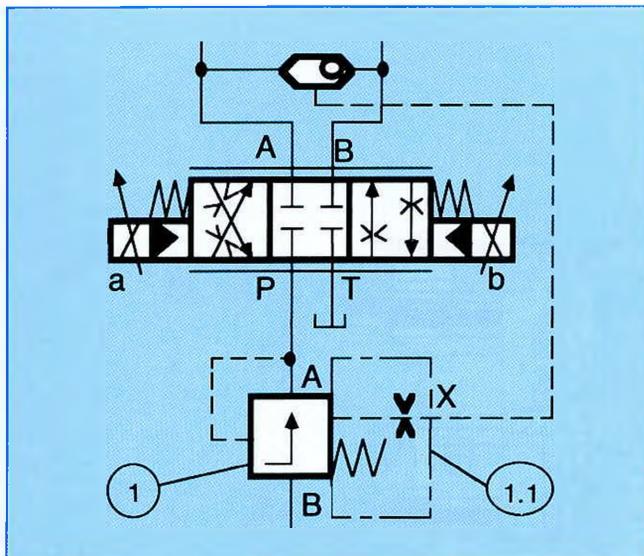


Рис. 23

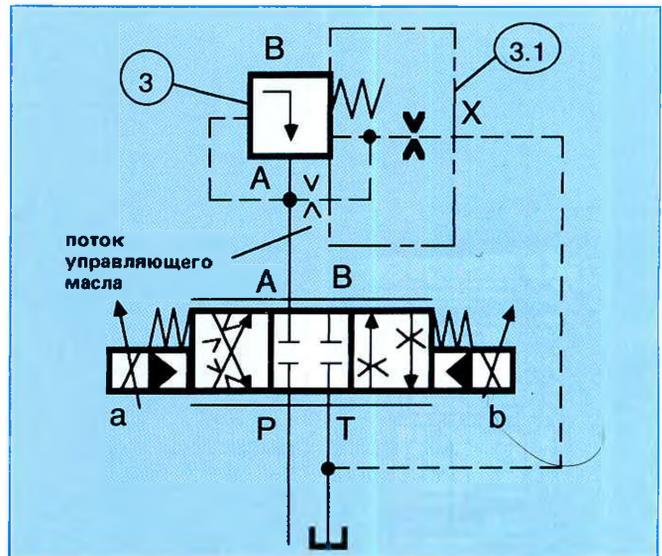


Рис. 25

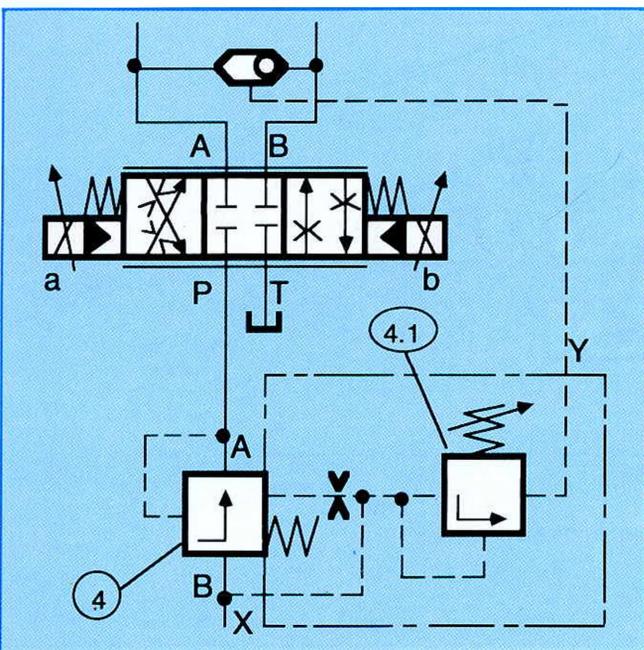


Рис. 26

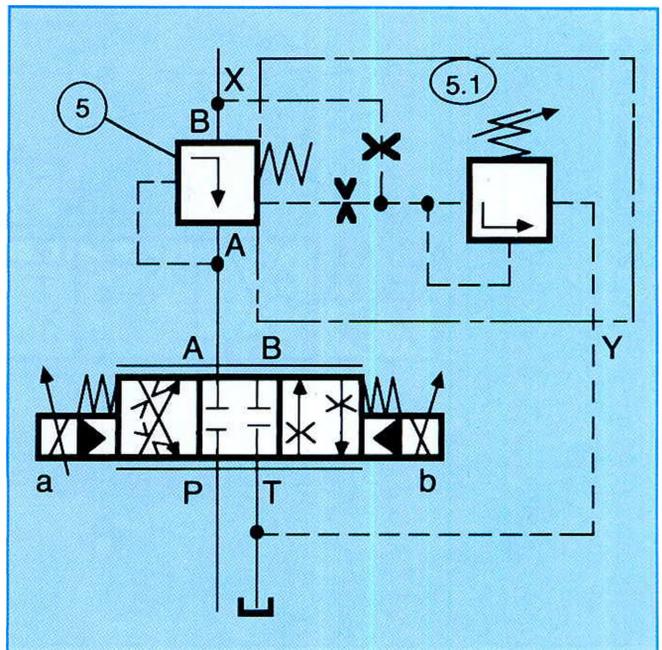


Рис. 27

1) Компенсация нагрузки для положительных и отрицательных нагрузок для цилиндров и масляных двигателей без дифференциальных схем с логическими элементами.

Внимание:

При цилиндрах с отношением площадей  $\approx 2:1$  следует следить за тем, чтобы основной поршень пропорционального распределителя имел отношение открывания дросселей 2:1.

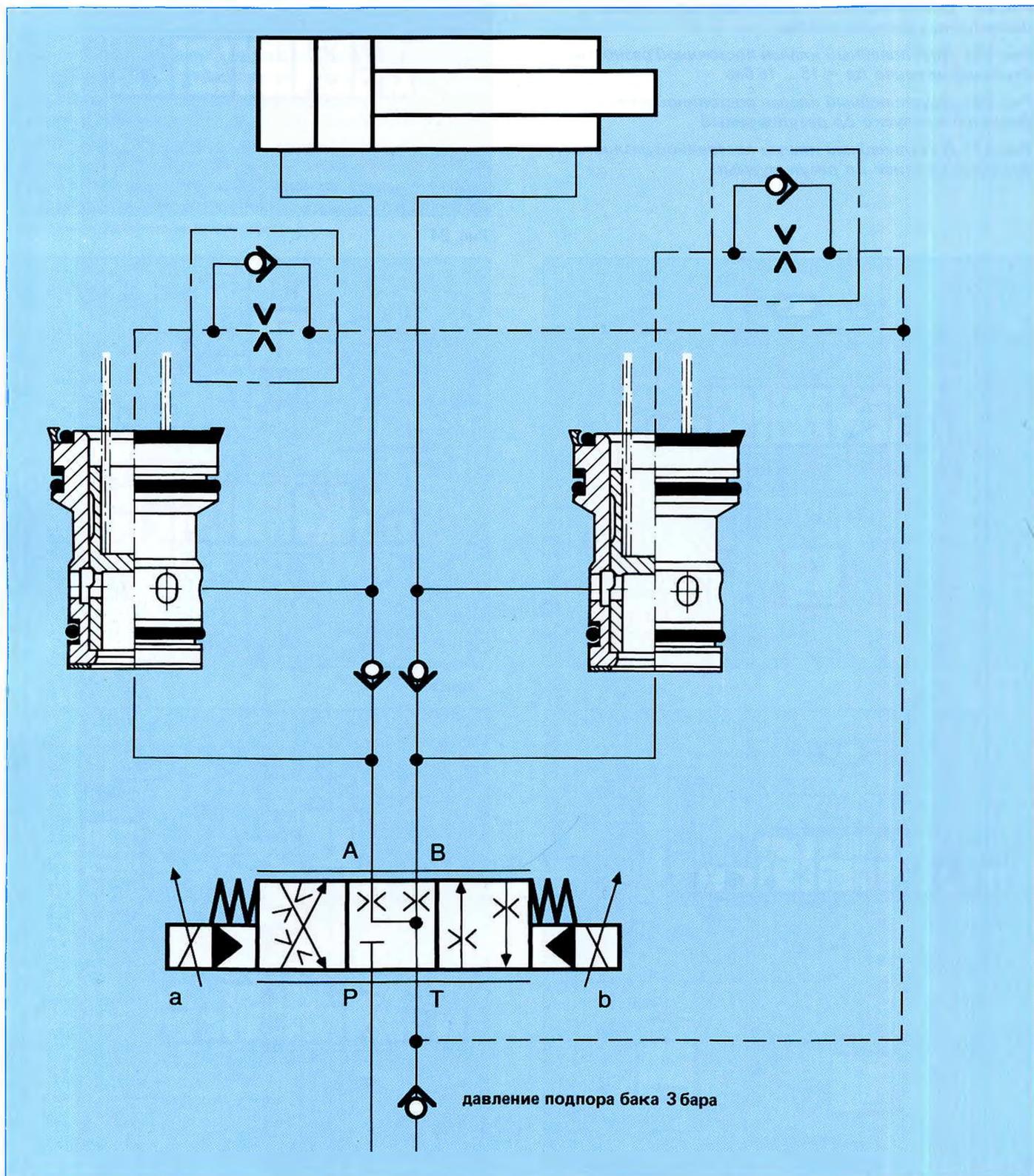


Рис. 28

- 2) Компенсация нагрузки для положительных и отрицательных нагрузок для цилиндров с отношением площадей 2 : 1 с дифференциальной схемой с логическими элементами.

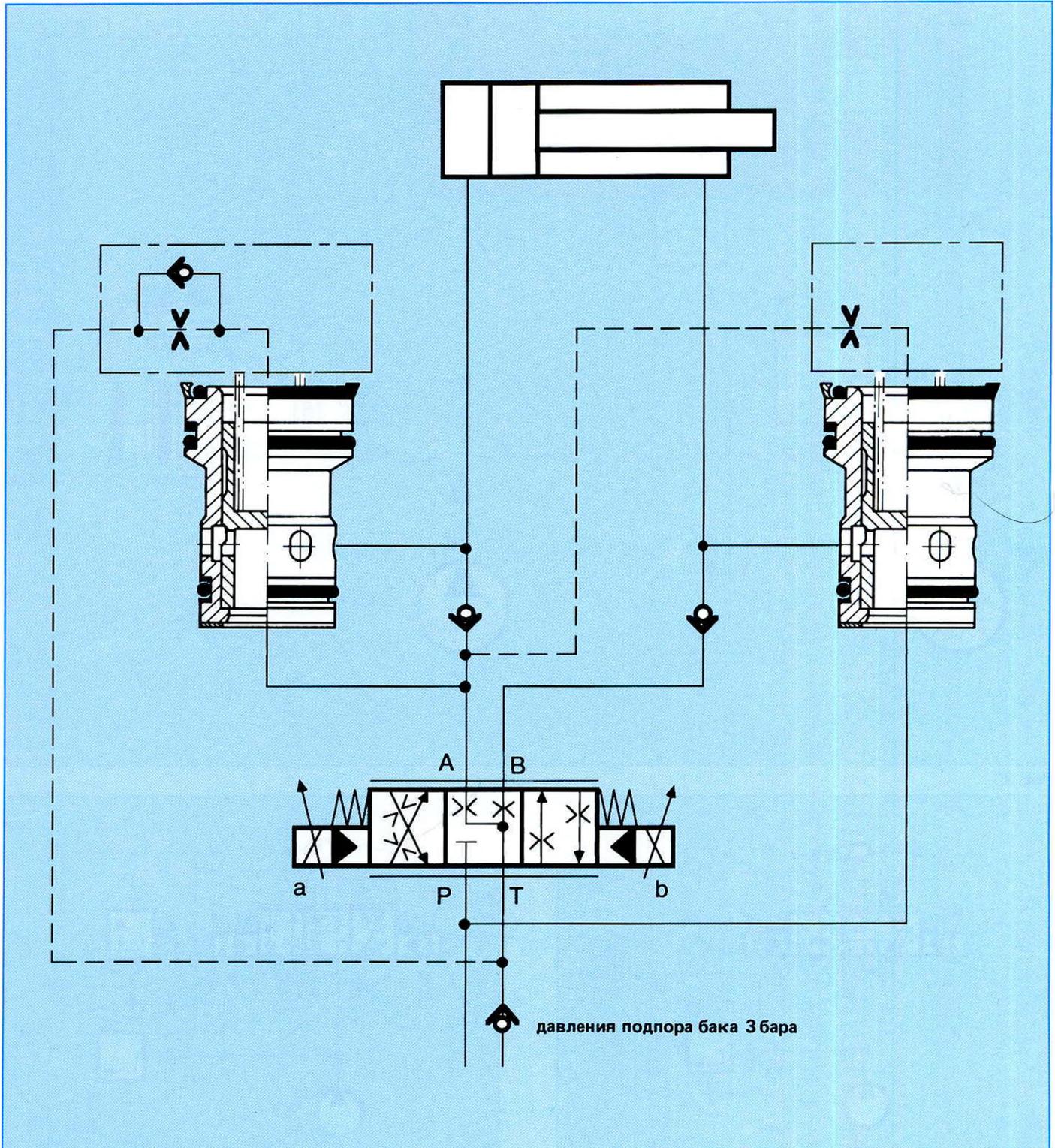


Рис. 29

**Трехлинейный клапан постоянной давлений с функцией ограничения давления**

Встроенный клапан для функции ограничения давления исполнен в виде золотникового седельного клапана без разности площадей (отсутствует полезная поверхность

на присоединении В). Он расположен всегда параллельно с дросселирующим элементом.

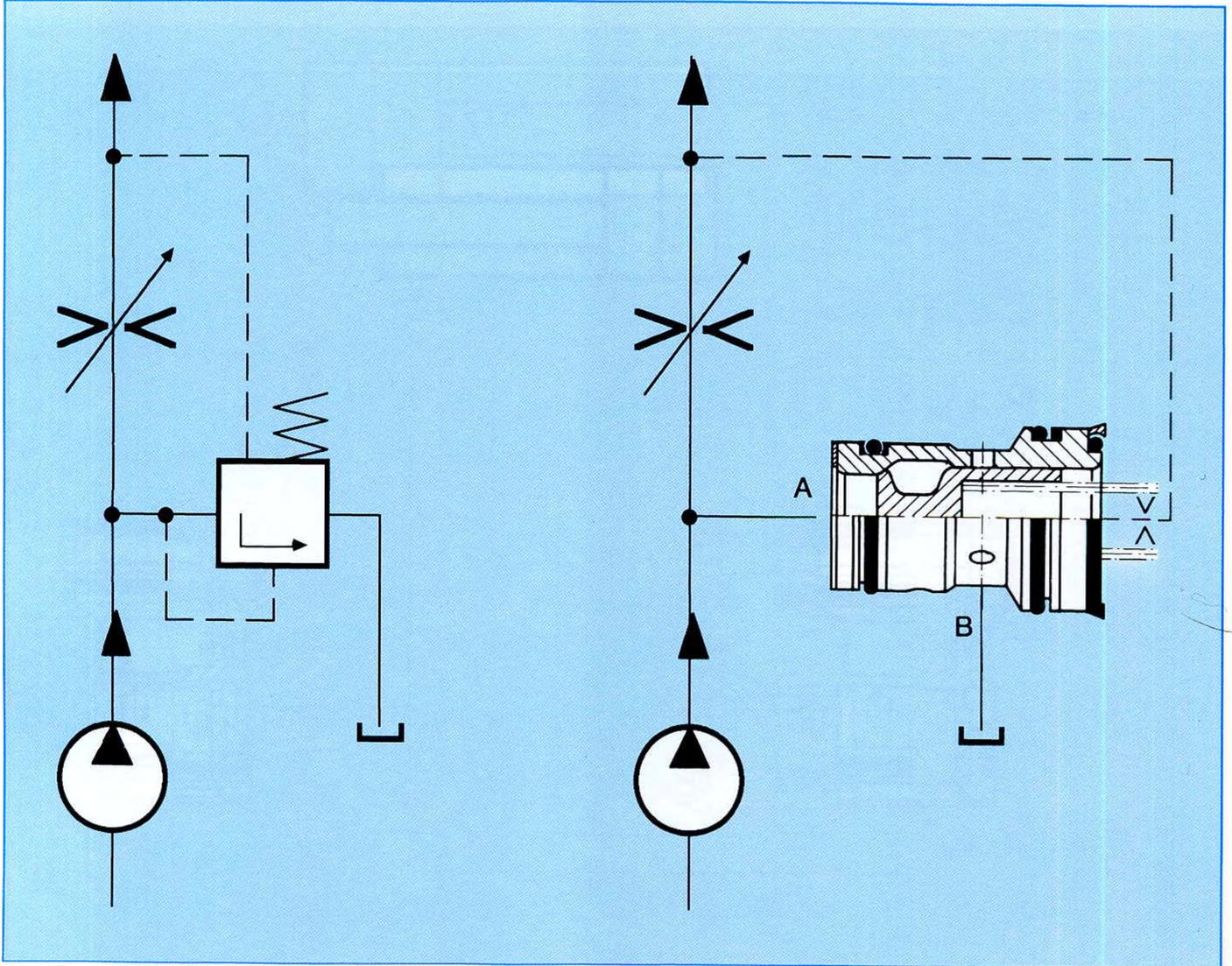


Рис. 30

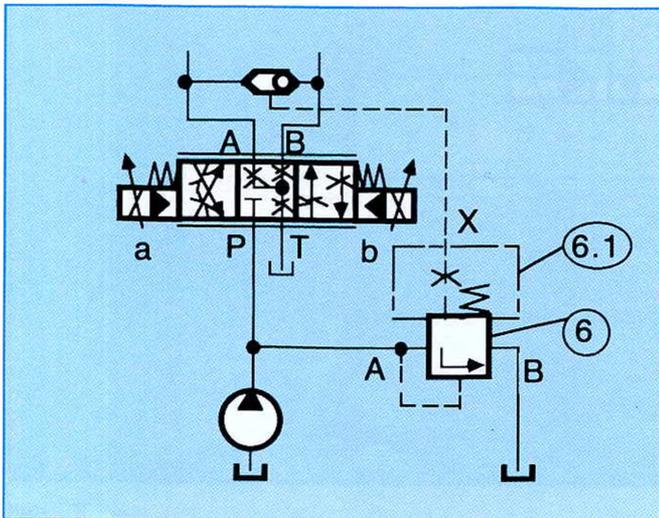


Рис. 31: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p = 8 \text{ бар}$

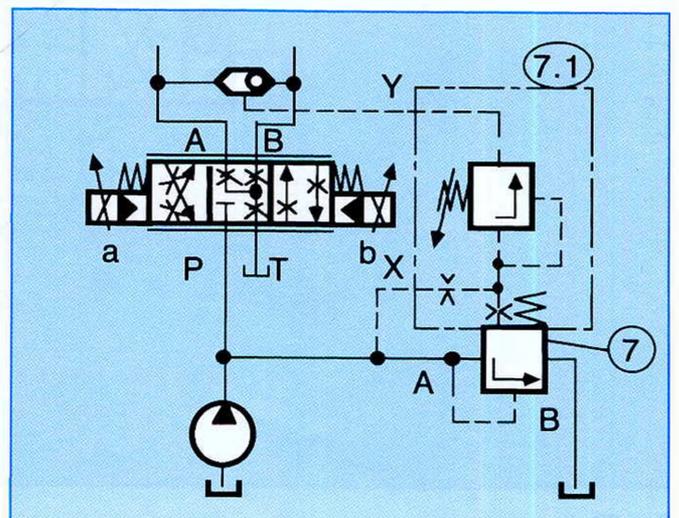


Рис. 32: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p$  регулируемый

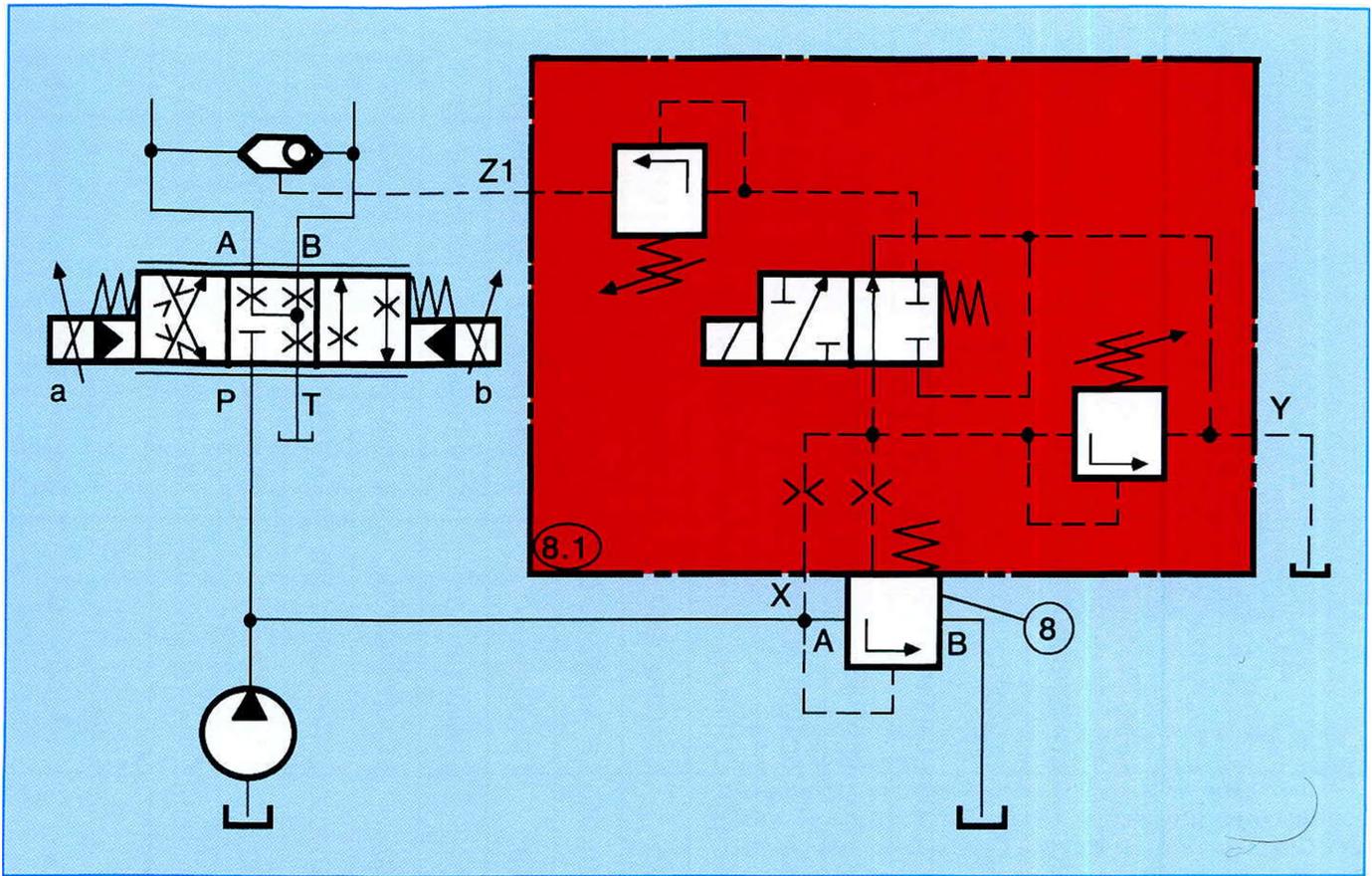


Рис. 33: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p$ , с ограничением предельного давления и электрической разгрузкой

Рисунок	Типо- размер	16	25	32	40	50	63
	Поз.						
21	1	LC16DR80D60	LC25DR80D60	LC32DR80D60	LC40DR80D60	LC50DR80D60	LC63DR80D60
	1.1	LFA16D8-60	LFA25D8-60	LFA32D8-60	LFA40D8-60	LFA50D8-60	LFA63D8-60
22	2	LC16DR80D60	LC25DR80D60	LC32DR80D60	LC40DR80D60	LC50DR80D60	LC63DR80D60
	2.1	LFA16D17-60	LFA25D17-60	LFA32D17-60	LFA40D17-60	LFA50D17-60	LFA63D17-60
23	3	LC16DR80D60/A07	LC25DR80D60/A08	LC32DR80D60/A08	LC40DR80D60/A10	LC50DR80D60/A12	LC63DR80D60/A15
	3.1	LFA16D8-60	LFA25D8-60	LFA32D8-60	LFA40D8-60	LFA50D8-60	LFA63D8-60
24	4	LC16DR40D60	LC25DR40D60	LC32DR40D60	LC40DR40D60	LC50DR40D60	LC63DR40D60
	4.1	LFA16DB2-60/050	LFA25DB2-60/050	LFA32DB2-60/050	LFA40DB2-60/050	LFA50DB2-60/050	LFA63DB2-60/050
25	5	LC16DR40D60	LC25DR40D60	LC32DR40D60	LC40DR40D60	LC50DR40D60	LC63DR40D60
	5.1	LFA16DB2-60/050	LFA25DB2-60/050	LFA32DB2-60/050	LFA40DB2-60/050	LFA50DB2-60/050	LFA63DB2-60/050
29	6	LC16DB80D60	LC25DB80D60	LC32DB80D60	LC40DB80D60	LC50DB80D60	LC63DB80D60
	6,1	LFA16D8-60	LFA25D8-60	LFA32D8-60	LFA40D8-60	LFA50D8-60	LFA63D8-60
30	7	LC16DB40D60	LC25DB40D60	LC32DB40D60	LC40DB40D60	LC50DB40D60	LC63DB40D60
	7.1	LFA16DB2-60/050	LFA25DB2-60/050	LFA32DB2-60/050	LFA40DB2-60/050	LFA50DB2-60/050	LFA63DB2-60/050
31	8	LC16DB40D60	LC25DB40D60	LC32DB40D60	LC40DB40D60	LC50DB40D60	LC63DB40D60
	8.1	LFA16DBU2K...-60/..	LFA25DBU2K...-60/..	LFA32DBU2K...-60/..	LFA40DBU2K...-60/..	LFA50DBU2K...-60/..	LFA63DBU2K...-60/..
Q <sub>макс.</sub>	8 бар пружина	75 л/мин. для Δр = 5 бар	150 л/мин. для Δр = 5 бар	250 л/мин. для Δр = 5 бар	500 л/мин. для Δр = 5 бар	550 л/мин. для Δр = 5 бар	850 л/мин. для Δр = 5 бар

**Компенсация нагрузки с помощью двухлинейного встроенного клапана**

**Пособие при проектировании для правильного выбора типоразмера логических элементов**

Если будут применяться логические элементы по уменьшению давления (DR) в качестве клапана постоянной разности давлений для регулирования расхода, для функции уменьшения давления с целью выбора типоразмера нельзя руководствоваться графическими характеристиками, приведенными в каталоге. В последующем изложении будут приведены для такого случая применения действующие критерии для выбора и их обоснование.

**Предел мощности при регулировании давления**

При функции DR давление управления для стороны пружины отбирается непосредственно на выходе вставки (см. рис. 36).

Предел мощности достигается тогда, когда усилие пружины будет компенсироваться посредством импульсных сил потока. Пренебрегая нестационарной частью, получается аксиальная компонента такой импульсной силы для изображенного на рис. 35 контрольного объема из соотношения

$$F_{акс.} = \rho \cdot Q \cdot (\omega E \cdot \cos \alpha + \omega A)$$

где

$F_{акс.}$  = сила в аксиальном направлении

$\rho$  = плотность текущей среды

$Q$  = объемный расход

$\omega E, \omega A$  = скорость на входе или на выходе

$\alpha$  = угол между направл. потока и осью золотн.

В данном случае вычисление  $F_{акс.}$  связано с чрезвычайными затруднениями, поскольку угол  $\alpha$  едва ли будет определен с достаточной точностью из-за относительно сложных геометрических параметров управляющей кромки  $WA$  вследствие незначительного расстояния между поворотом и выходом из контрольного объема.

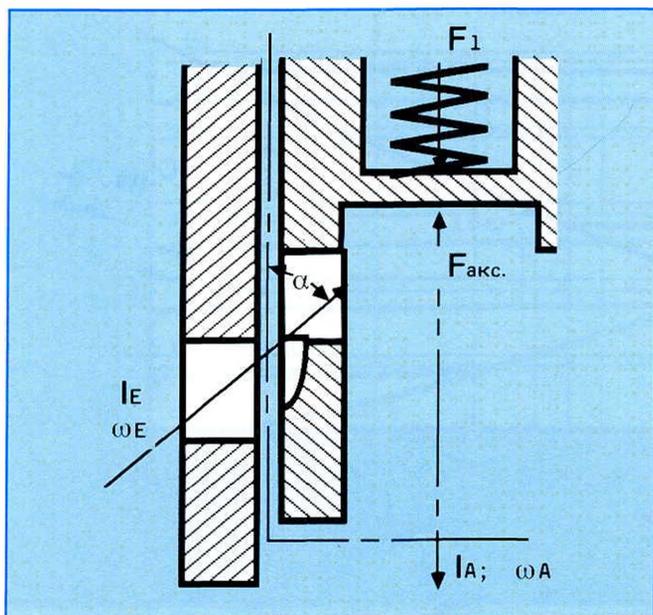


Рис. 35

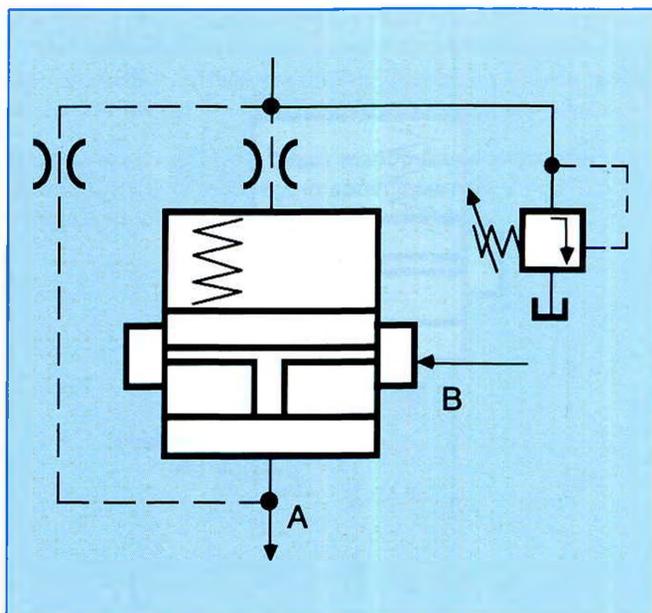


Рис. 36

Определить  $F_{акс.}$  путем эксперимента можно, однако, довольно просто.

Предварительное натяжение пружины  $F_1$  известно.

Если  $F_{акс.}$  будет больше  $F_1$ , передвигается поршень в направлении закрытия. Такая точка, которая при DR подается вследствие того, что расход больше не может увеличиваться, может определяться в зависимости от разности давлений  $\Delta p$ .

**Предел мощности при регулировании потока (расхода)**

Если логические элементы будут применяться в качестве клапана с постоянной разностью давлений для регулирования потока, произойдет отбор давления для полости установки пружины позади регулировочной диафрагмы (пропорциональный клапан) (рис. 37). При регулировании потока предел мощности достигается тогда, когда сумма из описываемых выше импульсных сил  $F_{акс.}$ ,  $\Delta p_{в1}$  диафрагмы и возможной  $\Delta p_L$  соединительной линии компенсирует усилие пружины  $F_1$ .

$$F_1 = F_{акс.} + \Delta p_{в1} \cdot A_K + \Delta p_L \cdot A_K$$

$A_K$  = поверхность поршня

Вышеуказанные взаимодействия изображаются на диаграммах (рис. 38 и 40) для ДУ 32 и 40.

Горизонтальные линии изображают независимые от потока предварительные натяжения пружины  $F_1$ , взятые по отношению к соответствующей поверхности поршня  $A_K$  как  $\Delta p$ .

$$F_1 / A_K = \text{постоян.}$$

Данные линии заканчиваются в полученных на основании измерений уменьшения давления (DR) максимальных расходах, при которых усилия пружины компенсируются за счет гидродинамических сил. Соединительные линии таких конечных точек представляют собой функцию.

$$F_{акс.} / A_K = f(Q)$$

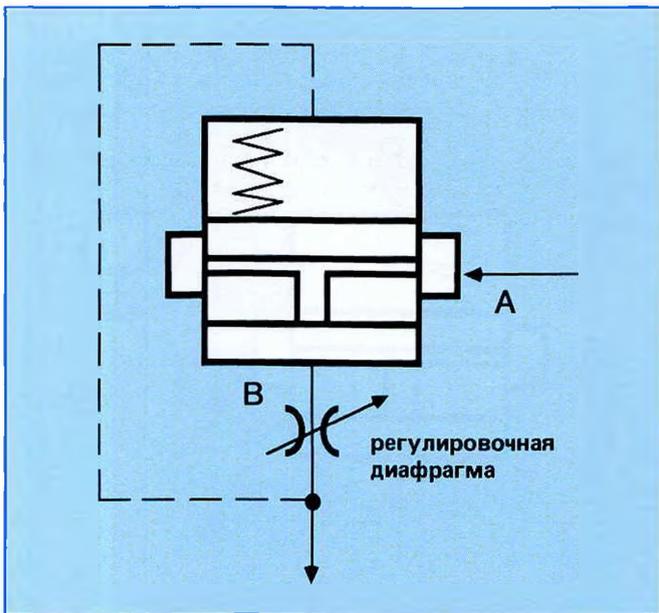


Рис. 37

Для каждой пружины можно считать имеющуюся в распоряжении на диафрагме и линиях разности давлений

$$\Delta p_{VL} + \Delta p_L = (F_1 - F_{акс.}) / A_K$$

для определенного расхода как расстояние обеих кривых

$$F_1 / A_K = \text{постоян. и } F_{акс.} / A_K = f(Q)$$

Пример

Управление для  $Q = 340$  л/мин. должно компенсироваться с нагрузкой посредством DR-логик (редукционный логический элемент).

Был выбран клапан типа 4WRZ32E360, т.е. 360 л/мин. при 10 барах общего перепада давлений на клапане, а это означает 5 бар разности давлений  $\Delta p$  на одну управляющую кромку, для 340 л/мин. требуется, таким образом, следующая разность давлений  $\Delta p$  на управляющей кромке:

$$Q = Q_N \cdot \sqrt{\Delta p / \Delta p_N}$$

$$\Delta p = (Q / Q_N)^2 \cdot \Delta p_N$$

$$\Delta p = (340 / 360)^2 \cdot 5 = 4,45 \text{ бара} \approx 5 \text{ [бар]}$$

$Q_N$  = номинальный расход клапана

$\Delta p_N$  = номинальная –  $\Delta p$  клапана

$\Delta p$  = требуемая разность давлений  $\Delta p$

На основании графических характеристик можно будет теперь выбрать соответствующий логический элемент.

При логике LC 32 DR 80 было бы в распоряжении для клапана при 340 л/мин. только разность давлений  $\Delta p$ , составляющая около 3 бар, а это означает, что разность давлений  $\Delta p$  на клапане была бы слишком малой для того, чтобы обеспечить требуемый расход.

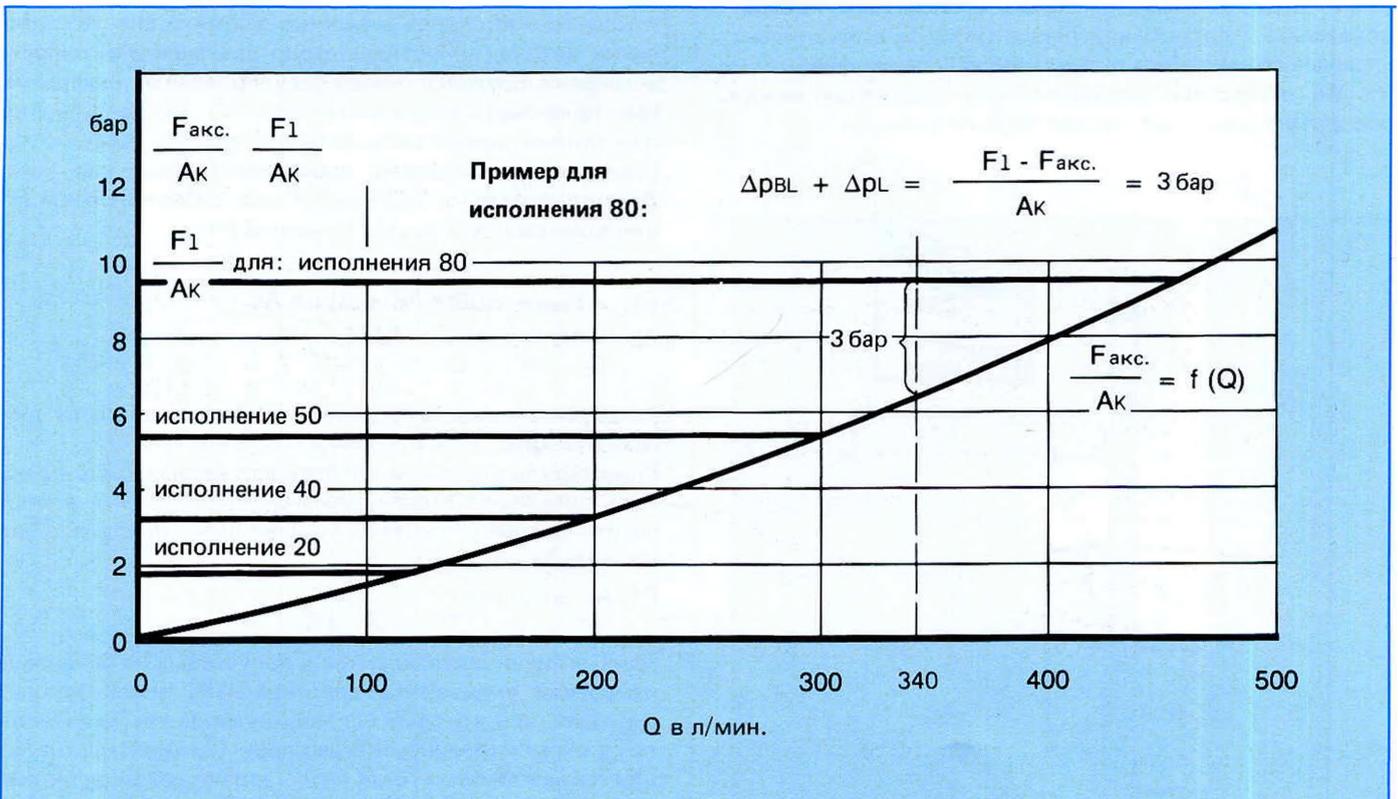
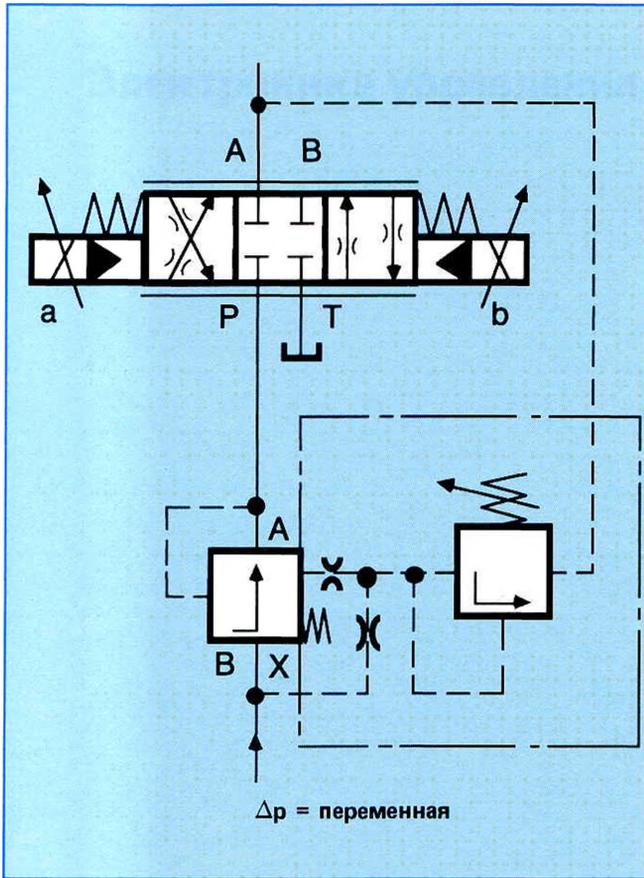


Рис. 38: Предел мощности при применении двухлинейного встроенного клапана ДУ 32



Имеется теперь возможность повысить  $\Delta p$  посредством соответствующих мероприятий по проводному монтажу (см. рис. 39). В данном случае, однако, следует применять исполнение LC 32 DR 40 (с пружиной в 4 бар).

Другой альтернативой будет выбор большей схемной логики LC 40DR 80. Это будет допускать при  $Q = 340$  л/мин. на дроселирующей кромке клапана  $\Delta p$  в 7 бар.

Рис. 39: Клапан постоянной разности давлений с регулируемой разностью давлений  $\Delta p$

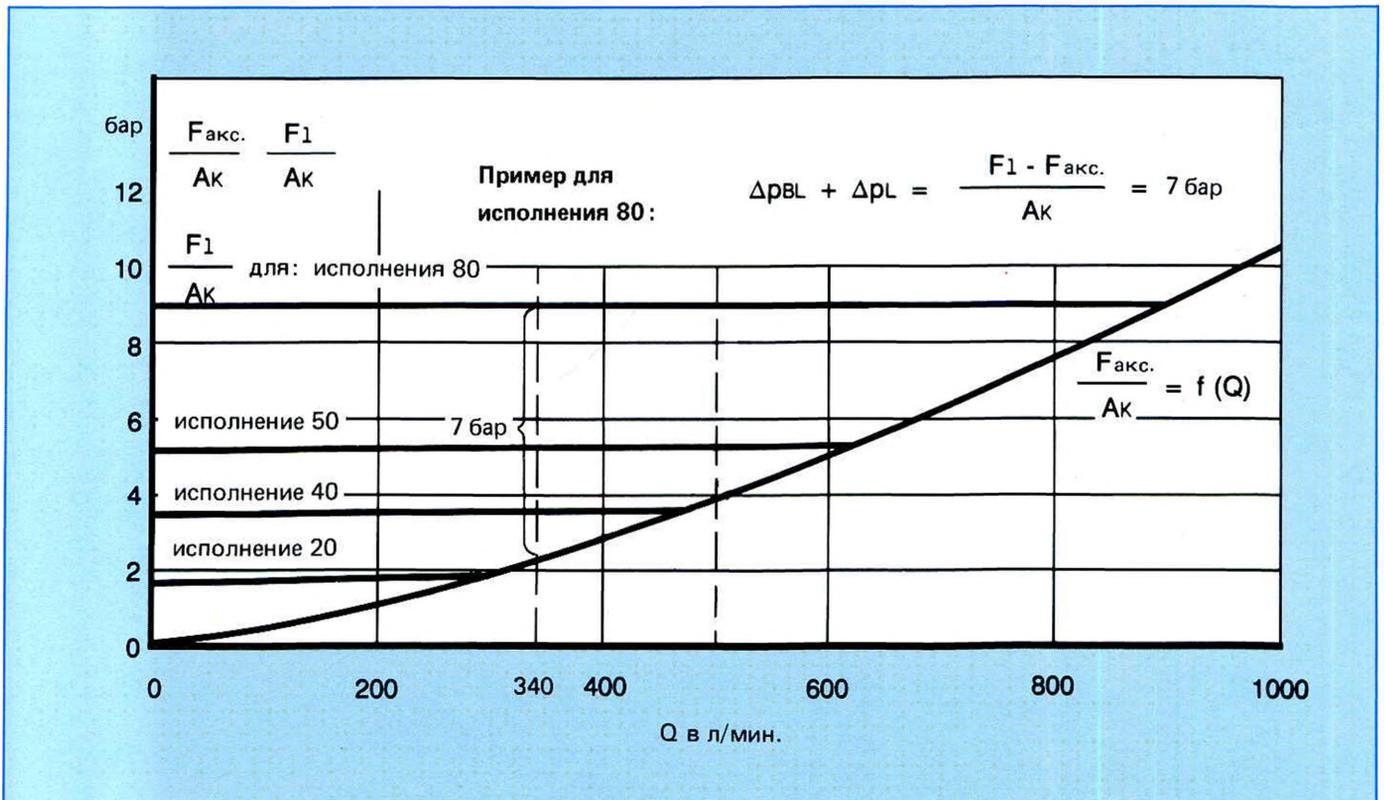


Рис. 40: Предел мощности при применении двухлинейного встроенного клапана ДУ 40

Для заметок

Глава D

**Электроника управления для пропорциональных клапанов**

Хериберт Дерр

**Определение понятий и объяснения**

В данном разделе будет сначала описываться самые важные узлы электроники управления для пропорциональных клапанов с понятиями, функцией и блок-схемами.

Данный раздел должен послужить пособием для тех, кто до сих пор совершенно не занимался такими проблемами или очень редко сталкивался с ними.

**Образователь линейных функций с насыщением**

Образователь линейных функций с насыщением образует из скачкообразного изменения заданного значения, как из входного сигнала, медленно возрастающий или убывающий выходной сигнал. Временное изменение выходного сигнала может регулироваться с помощью потенциометра.

Принцип действия образователя линейных функций с насыщением основан на том, что конденсатор  $C$  с выдержкой времени заряжается, в результате этого медленно и постоянно изменяется выходное напряжение при входном скачкообразном сигнале.

На повышение выходного напряжения можно оказывать воздействие с помощью переменного сопротивления  $R$  и вследствие этого определять скорость зарядки конденсатора.

Установленное время линейной функции с насыщением берется всегда по отношению к 100% заданного значения (входной-скачкообразный сигнал).

**Пример**

Установленное время линейной функции с насыщением макс. 5 сек. при 100% заданного значения: если будет, например, установлено заданное значение на 60%, то такое заданное значение будет уже достигаться, примерно, по истечении 3 секунд.

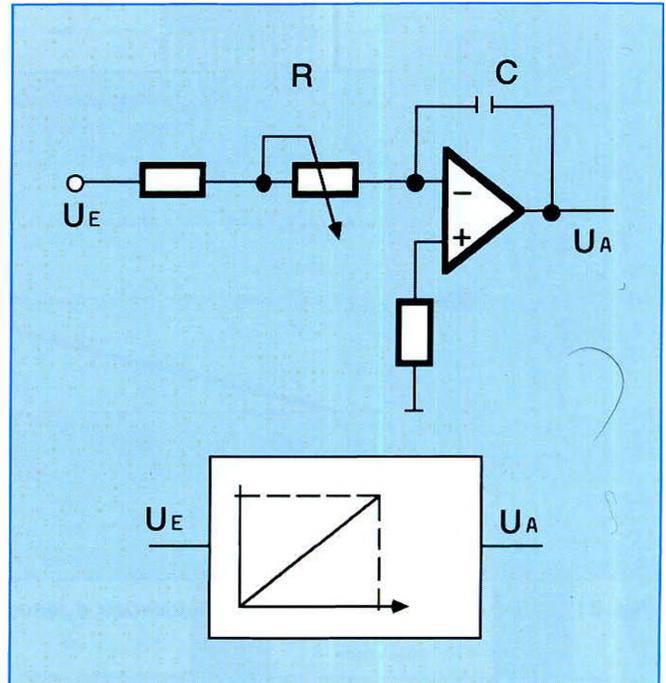


Рис. 1: Образователь линейных функций с насыщением

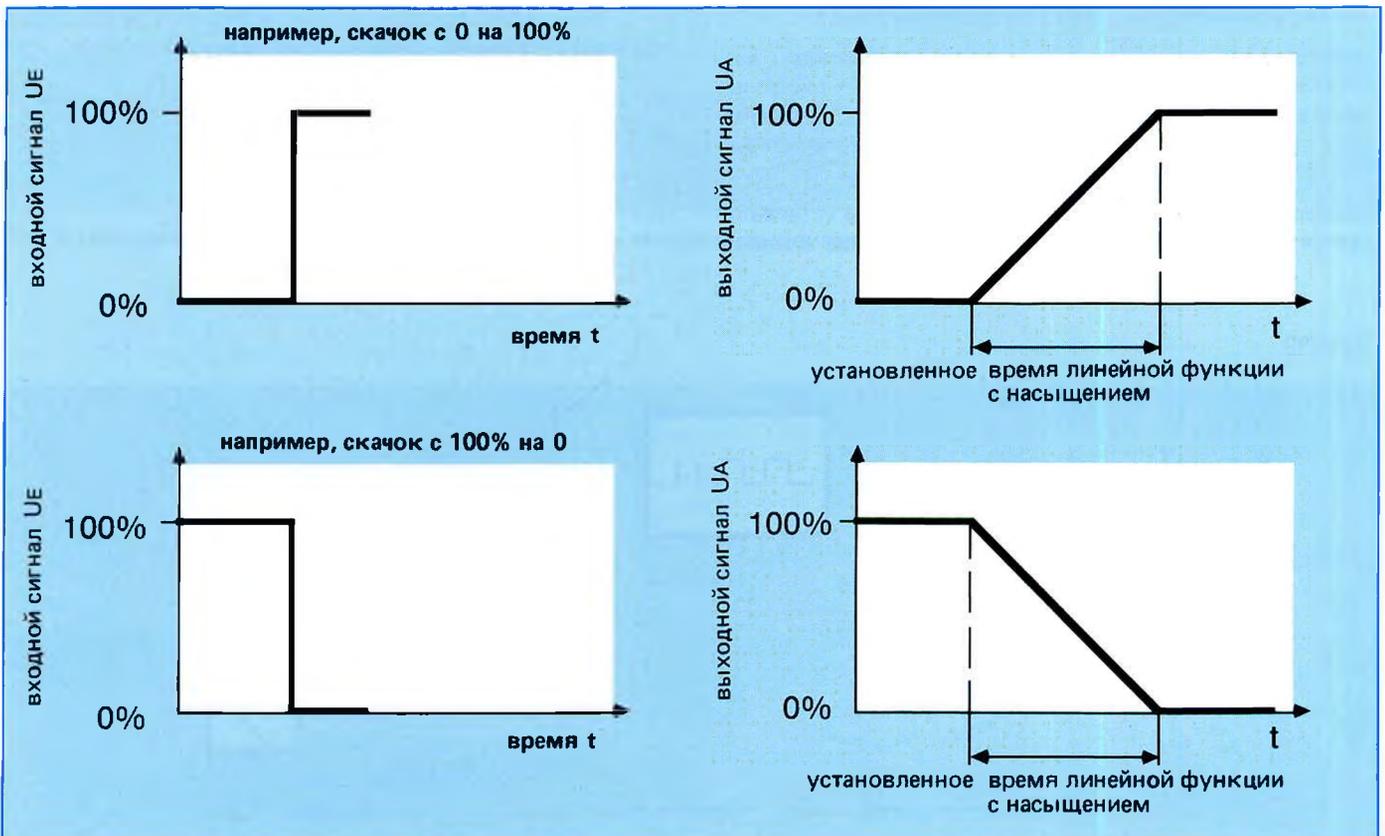


Рис. 2: Скачкообразный сигнал, время линейной функции с насыщением

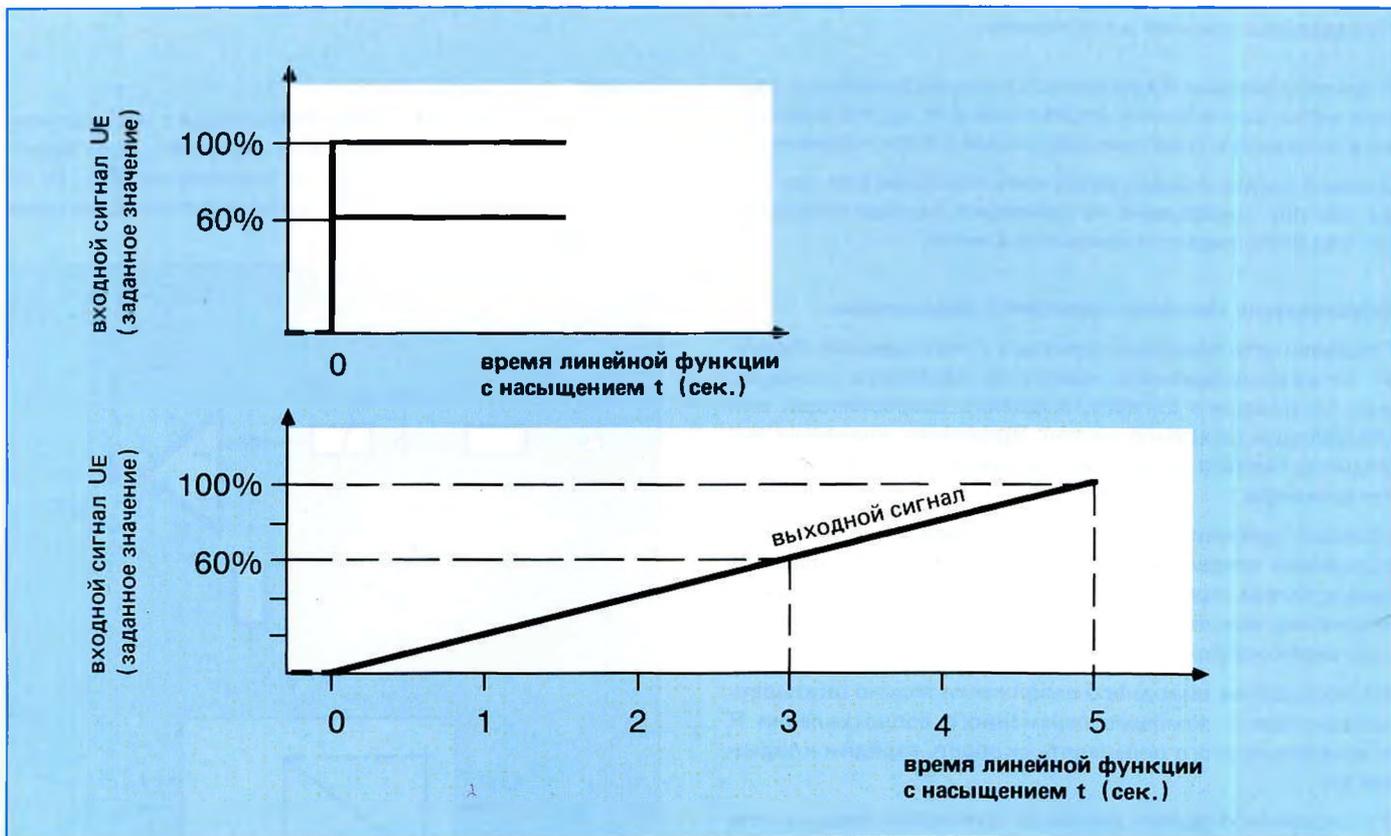


Рис. 3: Время линейной функции с насыщением в зависимости от входного сигнала

### Импульсно-модулированная конечная ступень

В конечной ступени происходит преобразование напряжения заданного значения в ток электромагнита.

Для того, чтобы по мере возможности поддерживать незначительной величины мощность потерь конечной ступени, а вследствие этого термическую нагрузку управляющей перфокарты, ток электромагнита подвергается импульсной модуляции.

Посредством генератора тактовых импульсов устанавливается тактовая частота в зависимости от типа клапана.

В зависимости от соотношения длительности включения и длительности выключения мощного выходного транзистора изменяется подача тока к электромагниту.

### Пример

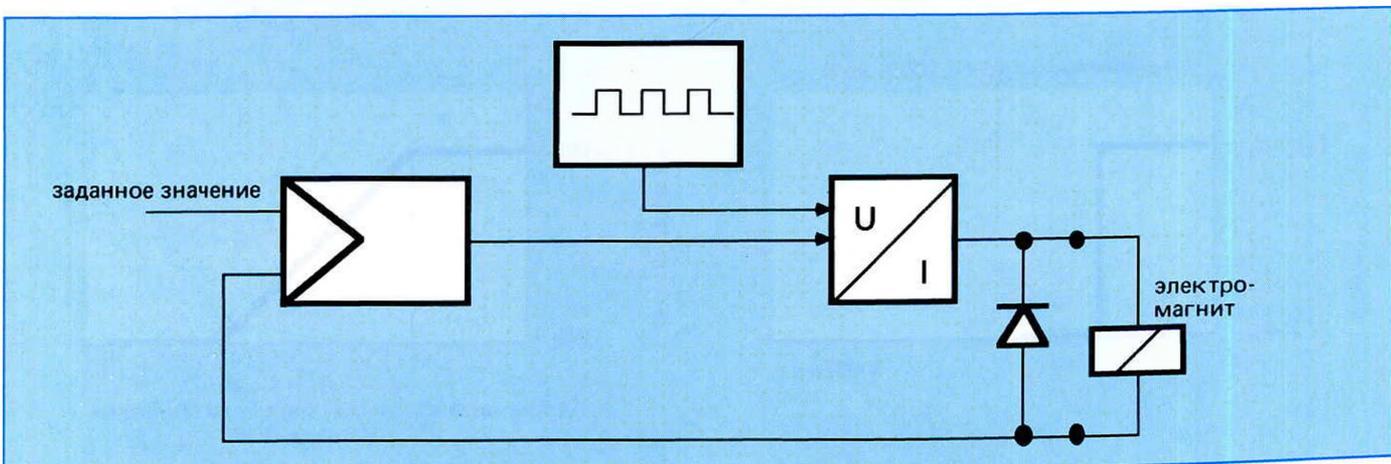


Рис. 4: Импульсно-модулированная конечная ступень

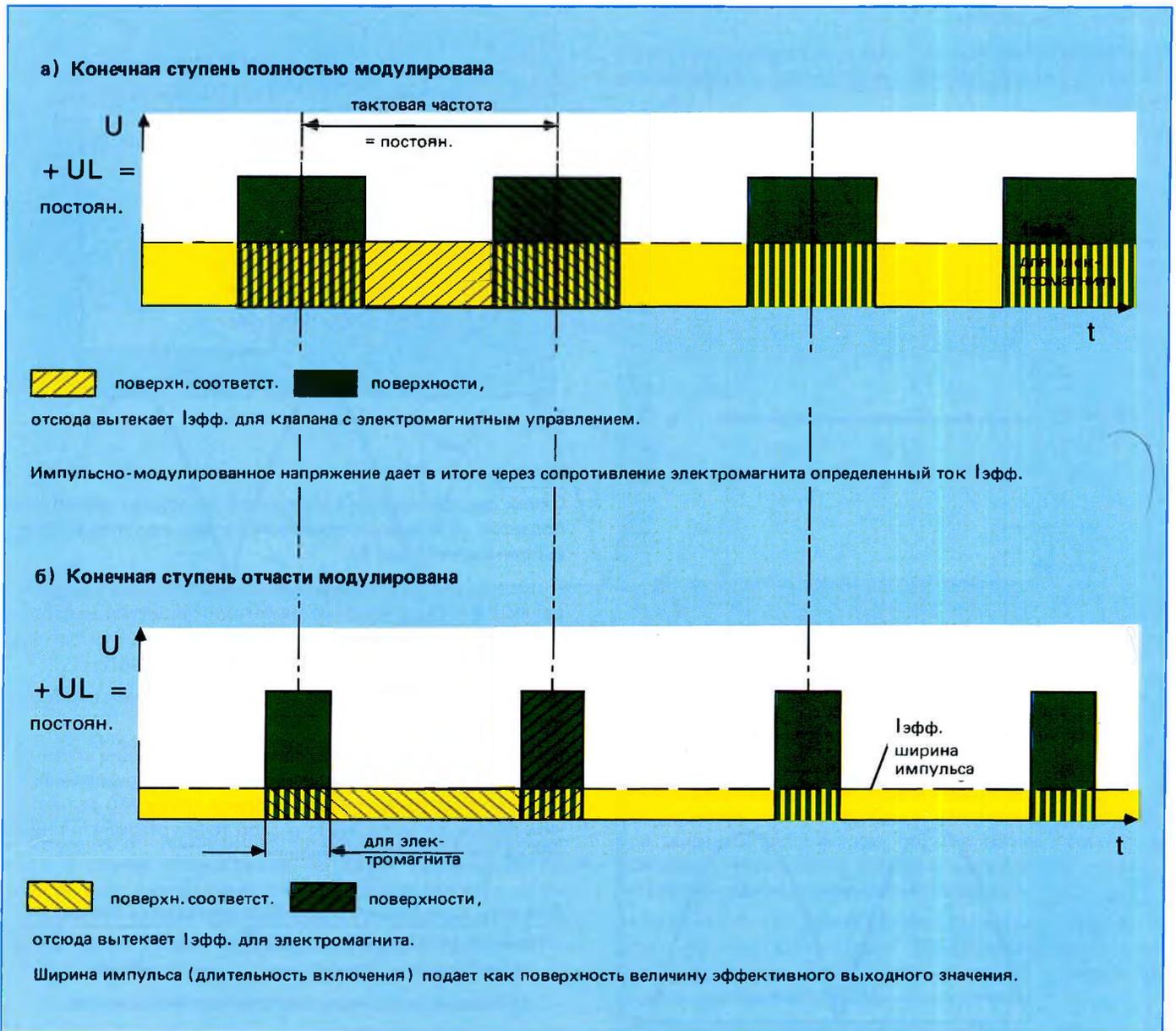


Рис. 5: Импульсно-модулированная конечная ступень полностью модулированная и отчасти модулированная

**Питание напряжением**

Питание напряжением для всех пропорциональных карт усилителя может осуществляться согласно изображению на рис. 6.

Для питания напряжением применяется в каждом случае 2 зажима для повышения надежности контакта (рис. 7).

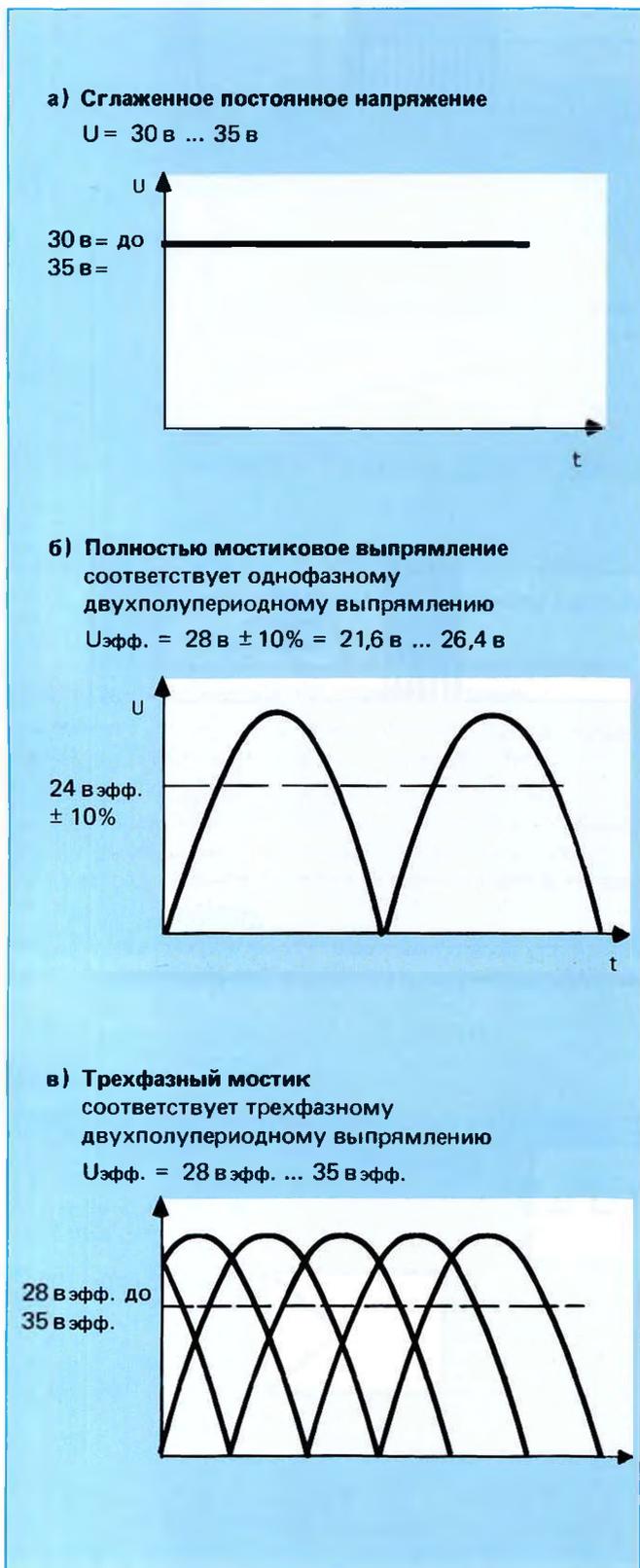


Рис. 6: Питание напряжением

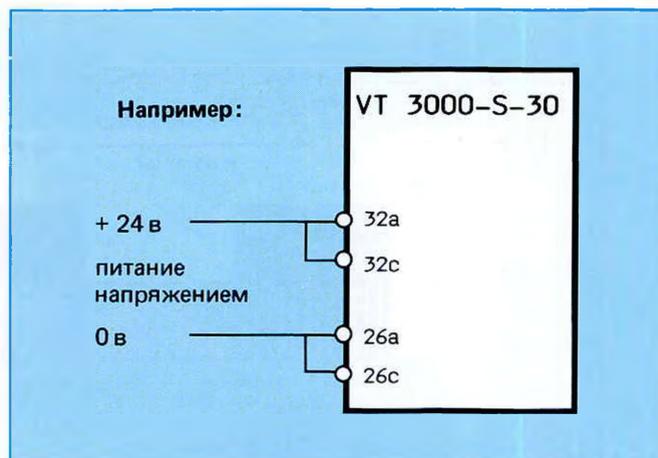


Рис. 7

**Пример**

Схема распределения напряжений на картах усилителя подается на примере однофазного двухполупериодного выпрямления (рис. 8).

В первом участке происходит преобразование предоставляемого в распоряжение из сети потребителя напряжения в 220в переменного тока в напряжение в 24в постоянного тока. Оно подводится к карте усилителя.

Во втором участке происходит сглаживание входного напряжения.

В третьем участке происходит преобразование сглаженного напряжения в стабилизированное напряжение в 18 в. Посредством выбора новой опорной точки МО мы получим взятое по отношению к этой точки стабилизированное напряжение, составляющее  $\pm 9 \text{ в}$ .

Для всех карт усилителя следует учитывать следующее:

- Усилитель может вытягиваться только тогда, когда он не будет под электрическим напряжением.
- Измерения на позиции постоянного напряжения.
- Ноль измерения (МО) повышен на +9 в по сравнению с напряжением питания в 0 в.
- Не соединять МО с напряжением питания 0 в.
- Не соединять условное графическое обозначение заземления на индуктивном датчике перемещения с напряжением питания 0 в.
- Расстояние от радиоприборов должно составлять, как минимум, 1 м.
- Переключения заданных значений производить только посредством контактов, соответствующих для токов < 1 ма.
- Произвести экранирование для линий заданного значения и линий индуктивного датчика перемещений. Экранирование должно быть с одной стороны открытым; со стороны перфокарт установить на напряжение питания 0 в.
- Укладывать следует магнитопровода не вблизи токопроводящих силовых линий.

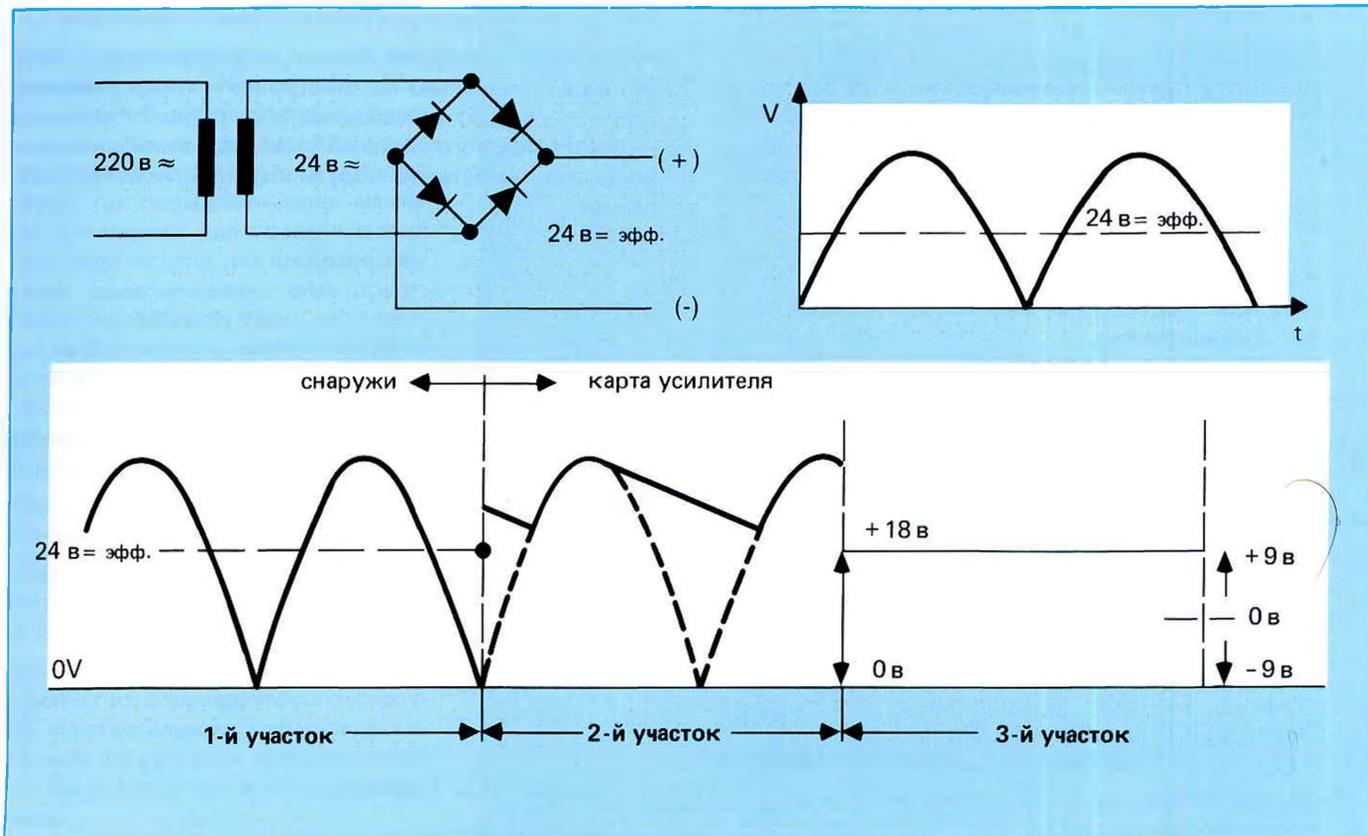


Рис. 8: Однофазное двухполупериодное выпрямление

**Устройство для определения места повреждения кабеля**

Устройство для определения места повреждения кабеля контролирует подводящую линию к датчику перемещения. В случае повреждений, например, при разрыве одной из трех жил соединительного кабеля для датчика перемещений обесточиваются оба электромагнита А и В. Клапан при поломке кабеля перемещается на свою среднюю позицию.

**Образователь скачкообразной функции**

Образователь скачкообразной функции вырабатывает при заданных напряжениях больше 100 мв постоянный выходной сигнал. При заданных напряжениях меньше 100 мв выходной сигнал составляет 0 в.

Выходной сигнал образователя функции вызывает на электромагните скачок тока. Такой скачок тока служит для быстрого преодоления перекрытия положительного перекрытия пропорциональных клапанов.

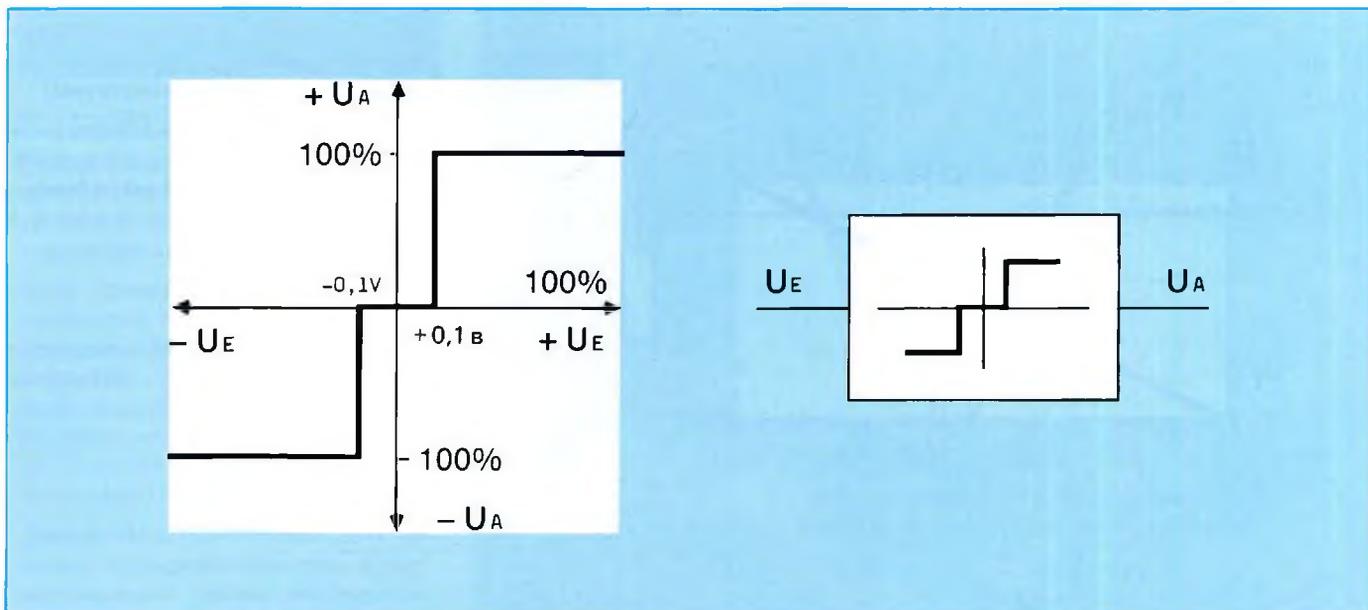


Рис. 9: Образователь скачкообразной функции

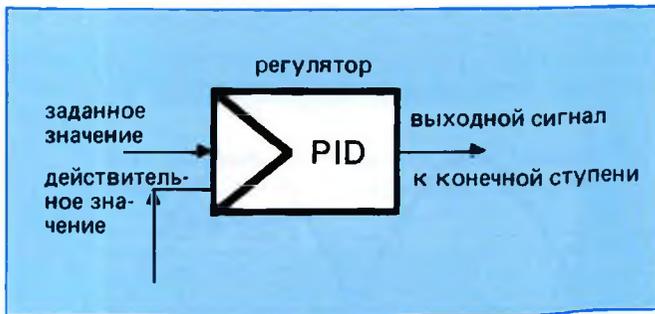


Рис. 10: PID-регулятор

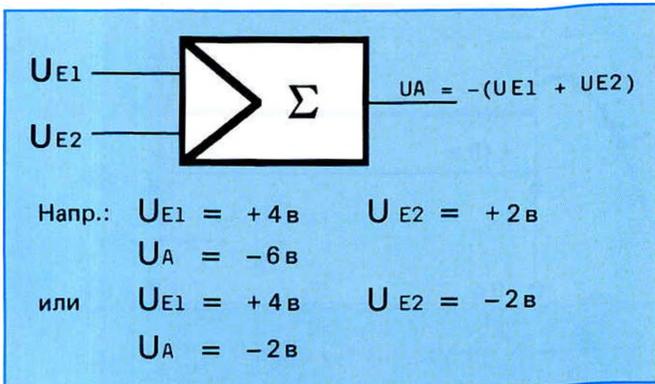


Рис. 11: Сумматор

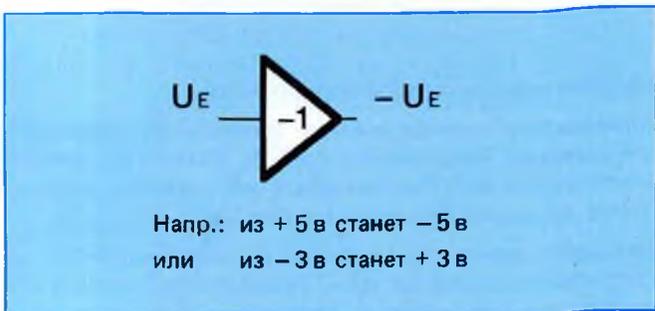
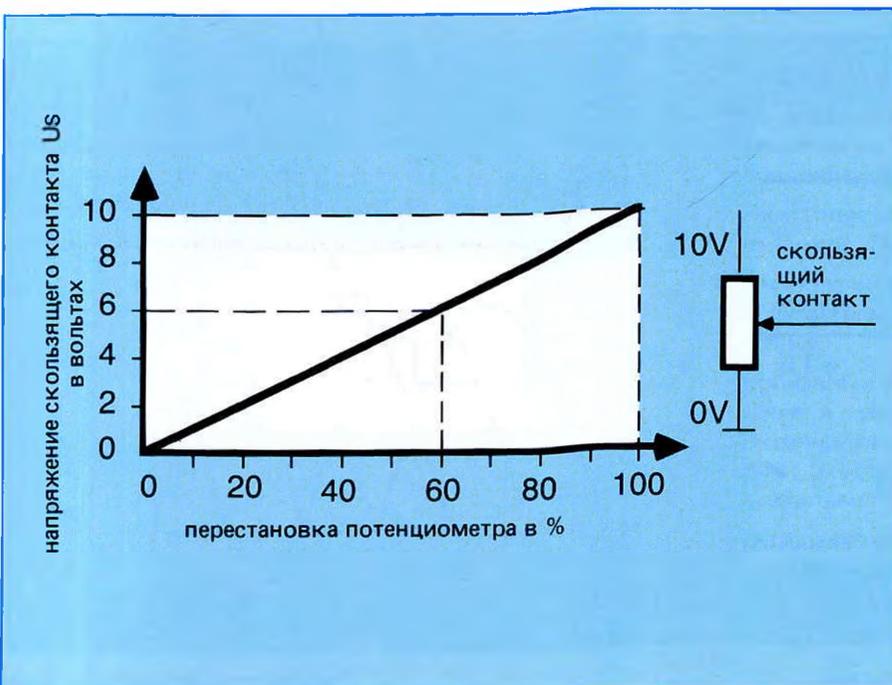


Рис. 12: Инвертор



### Потенциометр

Потенциометр — это активный (омический) резистор с переменным отводом (скользящим контактом).

Если приложить потенциометр своими концами к 0 в и 10 в, то на скользящем контакте можно отводить любое промежуточное значение в пределах 0 ... 10 в.

### Пример

При перестановке в 60% можно на скользящем контакте отводить напряжение в 6 в.

Рис. 13: Потенциометр

### Регуляторы на пропорциональных картах усилителя

Регуляторы пропорциональных карт усилителя оптимизированы специально по отношению к типам клапанов. Регулятор подает в зависимости от разности заданного — действительного значений выходной сигнал, который управляет импульсно-модулированной конечной ступенью.

### Сумматоры

Сумматоры на пропорциональных картах усилителя предназначены для суммирования двух напряжений, при этом инвертируется сигнал сложения.

### Инверторы

Инверторы на пропорциональных картах усилителя предназначены для перемены полярности введенного напряжения.

**Ток подмагничивания**

Ток подмагничивания — это ток электромагнита. Как только карта усилителя будет прилежать к напряжению питания и клапан будет присоединен к усилителю, в наличии будет ток подмагничивания магнита. Он служит для поддержания тактовой частоты, для предварительного намагничивания электромагнита и содействует тому, что электромагнит клапана быстро запускается в действие со своей основной позиции при вызове заданного значения.

**Индуктивные датчики перемещения на клапанах**

Индуктивный датчик перемещения служит для бесконтактного измерения хода поршня.

Индуктивный датчик перемещения состоит из цилиндрического корпуса чувствительного элемента, в который погружается измерительный якорь с ферромагнитным сердечником.

Чувствительный элемент состоит из двух катушек, которые взаимно соединяются и образуют индуктивный полумостик.

Индуктивный датчик перемещения получает питание посредством несущей частоты в 2,5 кгц. Амплитуда такой несущей частоты отличается друг от друга на выходе в зависимости от позиции измерительного якоря. В результате смещения измерительного якоря изменяется индуктивность катушек.

$$Z\omega = R + j\omega L$$

( $j\omega L$  = реактивное сопротивление)

Вместе с индуктивностью изменяется также сопротивление переменного тока  $Z\omega$  и вследствие этого выходная амплитуда частоты.

Если измерительный якорь будет находиться на средней позиции, то выходная амплитуда будет составлять  $U_s$ .

Если измерительный якорь будет отклоняться, то выходная амплитуда (рис. 15) будет смещаться в направлении  $U_{s1}$  или  $U_{s2}$ .

Демодулятор преобразовывает величину выходной амплитуды в соответствующий сигнал постоянного напряжения.

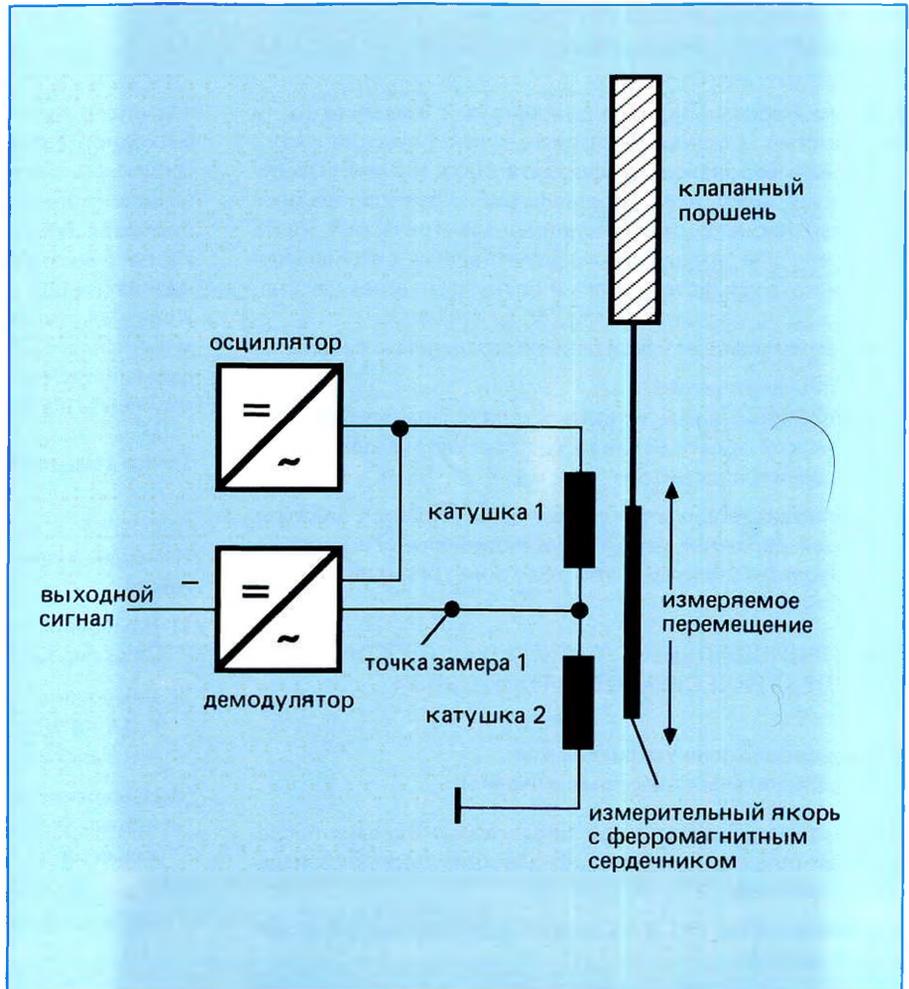


Рис. 14 : Схема индуктивного датчика перемещения

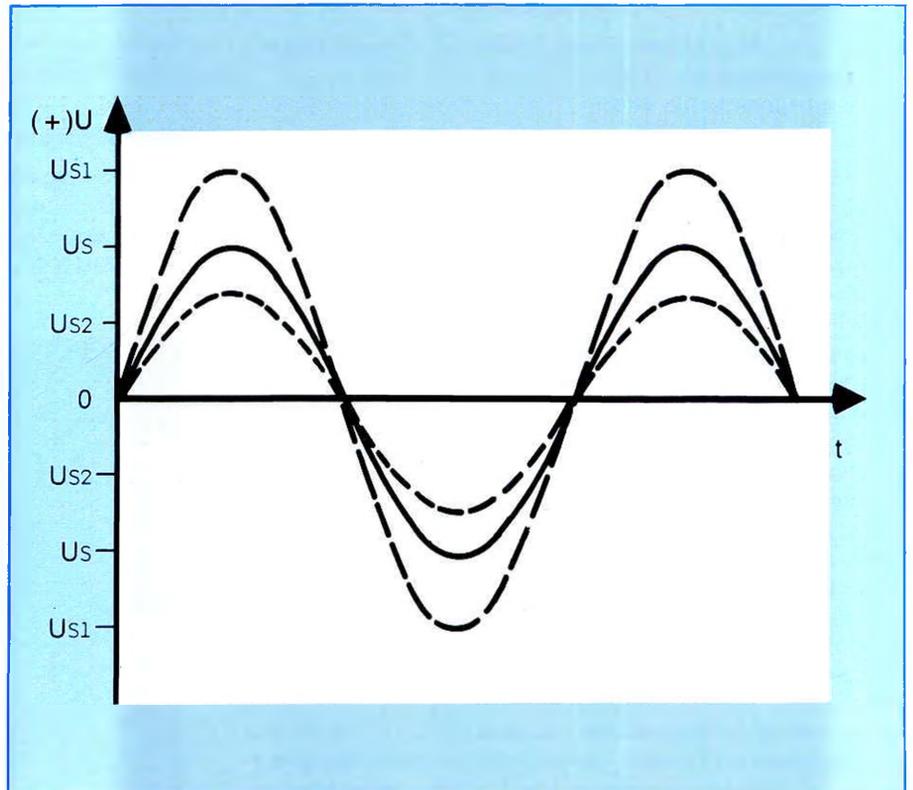


Рис. 15 : Выходная амплитуда, измеренная на точке замера 1, согласно рис. 14

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ УСИЛИТЕЛЬ ДЛЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

Для разнообразных пропорциональных клапанов были разработаны и стандартизированы электрические карты усилителя европейского формата 100x160 мм. Определенному виду пропорциональных клапанов предназначается также соответствующая электрическая карта усилителя для того, чтобы обеспечивались оптимальная настройка, а вследствие этого и оптимальные результаты.

Пропорциональные усилители подразделяются здесь на 2 группы:

- пропорциональные усилители для клапанов без электрической обратной связи (для регулируемых по усилию электромагнитов)
- пропорциональные усилители для клапанов с электрической обратной связью пропорционального золотника (для регулируемых по ходу электромагнитов).

### ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ УСИЛИТЕЛИ ДЛЯ КЛАПАНОВ БЕЗ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

#### Пропорциональные усилители для пропорциональных напорных клапанов

На основании приведенной блок-схемы будет в последующем описываться принцип действия пропорционального усилителя.

К зажимам 24ас (+) и 18ас (0 в) прикладывается напряжение питания.

На карте усилителя (1) такое напряжение питания сглаживается и из этого напряжения в  $\pm 9$  в.

Стабилизированное напряжение в  $\pm 9$  в служит:

- а) для питания внешних или внутренних потенциометров + 9 в отводятся на 10ас  
– 9 в отводятся на 16ас
- б) для питания внутренних операционных усилителей.

На карте усилителя сидит потенциометр R2 для установки заданного значения. Для того, чтобы можно было отрегулировать на R2 заданное напряжение, следует подвести к входу заданного значения 12ас стабилизированное напряжение + 9 в.

Заданное напряжение, снятое на потенциометре R2, подводится к образователю линейной функции с насыщением (2).

Образователь линейной функции с насыщением (2) вырабатывает из скачкообразного сигнала медленно нарастающий или потухающий выходной сигнал. Крутизну нарастания выходного сигнала, т.е. изменение во времени, можно регулировать с помощью потенциометра R3 (для линейной функции с насыщением ускорения) и потенциометра R4 (для линейной функции с насыщением замедления).

Указанное время линейной функции с насыщением, составляющее 5 секунд, может обеспечиваться только по всему диапазону напряжения (начиная с 0 в и кончая + 6 в) с измерением на гнездах измерительной цепи заданного значения). Заданное напряжение в + 9 в на входе составит напряжение в + 6 в на гнездах измерительной цепи

заданного значения.

Выходной сигнал образователя линейной функции с насыщением подается к импульсно-модулированной конечной ступени (3), а также сигнал напряжения потенциометра R1.

На потенциометре R1 можно устанавливать ток подмагничивания для регулируемого электромагнита.

Конечная ступень (3) управляет регулируемым электромагнитом макс. посредством 800 ма. Ток через регулируемый электромагнит может измеряться в гнезде измерительной цепи X2 как постоянное напряжение (1 в = 1 а)

#### Точки замера на пропорциональном усилителе

##### Внимание

Измерение производится на позиции постоянного напряжения.

- 1) Измерение напряжения питания в + 24 в на зажимах 24ас против 18ас
- 2) Измерение стабилизированного напряжения  $\pm 9$  в  
+ 9 в на 10ас против 14ас  
– 9 в на 16ас против 14ас
- 3) Измерение заданного напряжения, начиная с "0" и кончая + 6 в, на гнезде измерительной цепи заданного значения X1
- 4) Измерение тока электромагнита, начиная с "0" и кончая 800 ма, на гнезде измерительной цепи X2 (1 в = 1 а).

#### Пример управления

Следующая занятость присоединения остается постоянной:

- присоединение клапана к 22ас и 20ас
- напряжение питания в 24 в к 24ас (+) и 18ас (–)

#### Принцип действия

- Дистанционная перестановка посредством потенциометра с вызовом через реле
- Дистанционно выключать линейную функцию с насыщением для ускорения и замедления.



Рис. 16: Пропорциональный усилитель типа VT 2000S40

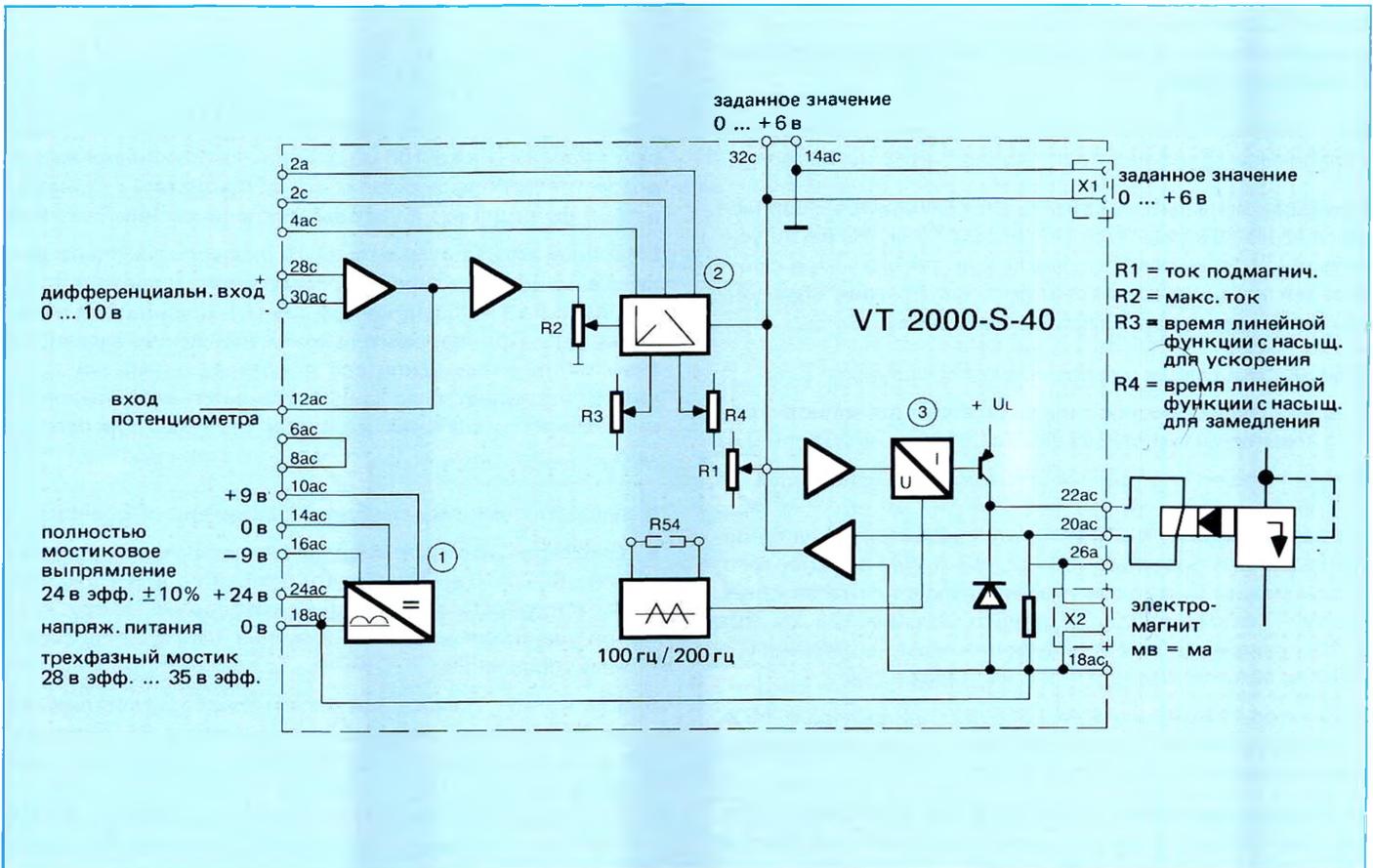


Рис. 17: Занятость присоединений пропорционального усилителя типа VT 2000 S40

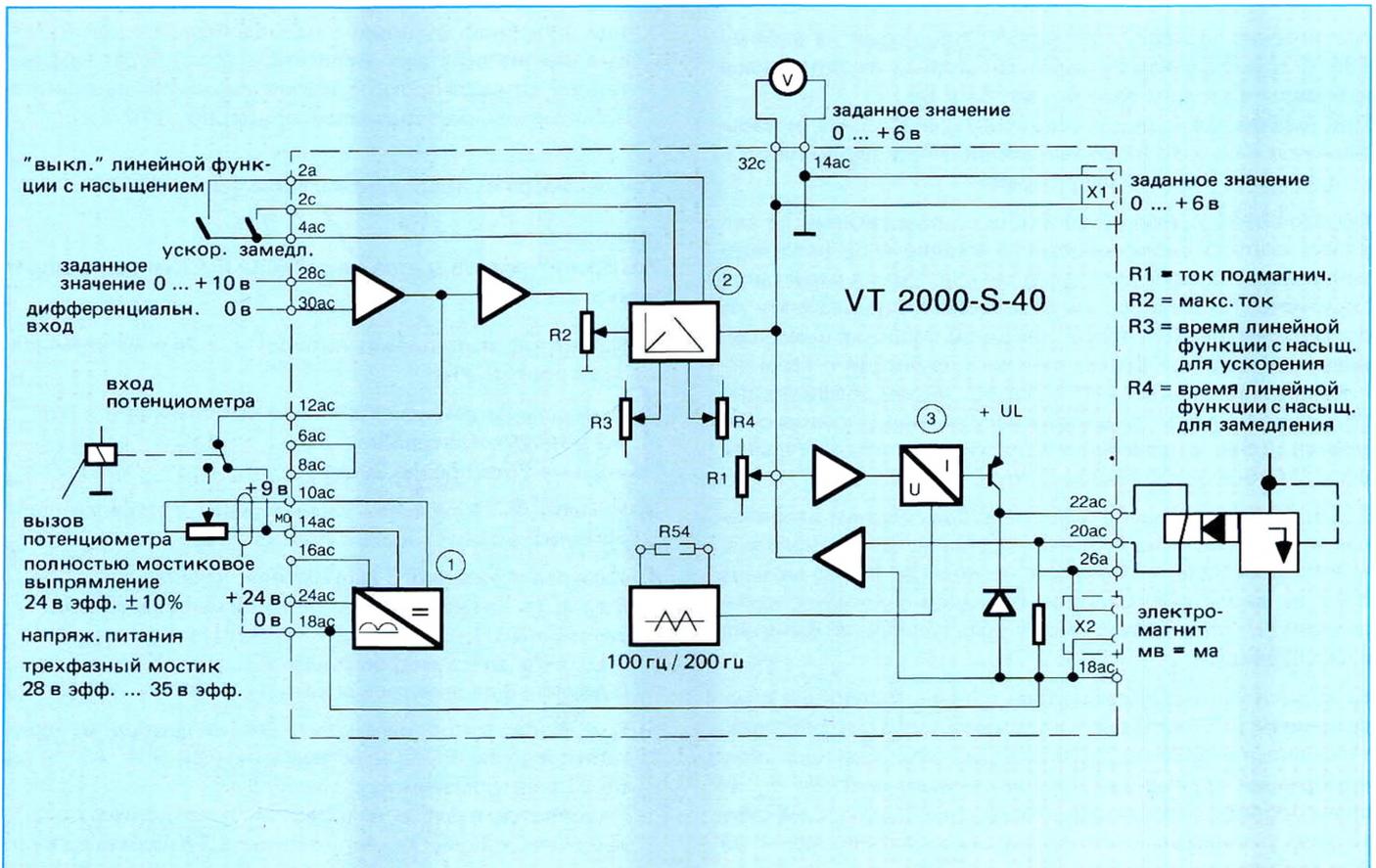


Рис. 18: Пример управления с помощью пропорционального усилителя типа VT 2000 S40

### Пропорциональный усилитель для пропорциональных распределителей непрямого действия с обратной связью

На основании изображенной блок-схемы демонстрируется принцип действия пропорционального усилителя.

Пропорциональный усилитель обеспечивается напряжением через зажимы 32ас (+) и 26ас (0 в). На карте усилителя (7) происходит сглаживание такого напряжения питания и одновременно из этого напряжения образуется стабилизированное напряжение в  $\pm 9$  в.

Стабилизированное напряжение в  $\pm 9$  в служит

- а) для питания внешних или внутренних потенциометров с возможностью отвода на 20с (+ 9 в) и на 26ас (- 9 в).
- б) для питания внутренних операционных усилителей

На карте усилителя сидят 4 потенциометра для установки заданного значения R1, R2, R3 и R4 (8). Для того, чтобы можно было отрегулировать заданное напряжение, следует зажимы входов заданного значения 12а, 8а, 10а и 10с соединить со стабилизированным напряжением в + 9 в на зажиме 20с или - 9 в на зажиме 26ас.

Если входы заданного значения будут приложены к + 9 в, то электромагнит В станет активным. Электромагнит В расположен на зажимах 22а и 28а.

Если входы заданного значения будут приложены к - 9 в, то станет активным электромагнит А. Электромагнит А расположен на зажимах 30а и 24а.

Установленные заданные напряжения R1, R2, R3 и R4 вызываются через реле K1, K2, K3 и K4.

Напряжение вызова реле может отводиться на зажиме 28с и прикладываться через свободные от потенциала контакты к входам реле 8с, 4а, 6а и 6с.

При вызове задающих потенциометров R1 ... R4 вырабатывается на входе образователя линейной функции с насыщением (1) сигнал напряжения.

Образователь линейной функции с насыщением (1) вырабатывает из скачкообразного входного сигнала медленно нарастающий выходной сигнал. Время нарастания (крутизна) выходного сигнала можно регулировать на потенциометре R8 (время линейной функции с насыщением). Указанное время линейной функции с насыщением, составляющее макс. 5 секунд, может обеспечиваться только по всему диапазону напряжения (начиная с 0 и кончая  $\pm 6$  в, с измерением на гнездах измерительной цепи заданного значения).

Заданное напряжение в  $\pm 9$  в на входе составит напряжение в  $\pm 6$  в на гнездах измерительной цепи заданного значения. Если будет включаться заданная величина меньше  $\pm 9$  в на входе образователя линейной функции с насыщением (1), сокращается макс. время линейной функции с насыщением.

Выходной сигнал образователя линейной функции с насыщением (1) поступает к сумматору (3) и образователю скачкообразной функции (2). Образователь скачкообразной функции (2) вырабатывает на своем входе скачкообразную функцию, которая суммируется в сумматоре с выходным сигналом образователя линейной функции с насыщением (1). Скачкообразная функция требуется для быстрого прохода через нулевое перекрытие клапана.

Такой скачок будет эффективным при малых заданных напряжениях (ниже 100 мв). Если заданное напряжение возрастет на большую величину, образователь скачкообразной функции (2) будет выдавать постоянный сигнал.

Выходной сигнал сумматора (3) оказывает воздействие на обе конечные ступени посредством регулятора тока (4), датчика тактовых импульсов (5) и усилителя мощности (6). При положительном напряжении заданного значения на входе усилителя конечная ступень для магнита В управляет с помощью отрицательного напряжения заданного значения конечной ступенью для магнита А.

К вышеизложенному следует добавить еще следующее:

- а) Дифференциальный вход заданных значений в диапазоне 0 -  $\pm 10$  в. Такой вход требуется для того, чтобы произвести высокоомное разделение между картой усилителя клапана и внешней электронной системой управления.
- б) Для колебательного движения может применяться реле К6. Посредством релейного контакта К6 переключается на выходе 2а напряжение в - 9 в на напряжение в + 9 в. Если выход 2а будет соединен с входами заданных значений, то посредством вызова соответствующего реле и реле К6 (контакт 4с) будет произведено изменение направления.
- в) Посредством вызова реле d5 шунтируется образователь линейной функции с насыщением, т.е., он будет выведен из действия. Вследствие этого будет эффективной самое короткое время линейной функции с насыщением, составляющее, примерно, 50 мсек.

#### Точки замера на пропорциональном усилителе:

##### Внимание

Измерение производится на позиции постоянного напряжения.

- 1) Измерение напряжения питания в + 24 в на зажимах 32ас против 26ас
- 2) Измерение стабилизированного напряжения в  $\pm 9$  в + 9 в на 20с против 20а - 9 в на 26ас против 20а
- 3) Измерение напряжения вызова реле (сглаженное напряжение питания) на 28с против 26ас
- 4) Измерение заданного напряжения, начиная с 0 до  $\pm 6$  в на гнезде измерительной цепи заданного значения BU1, 0 до + 6 в для электромагнита А, 0 до - 6 в для электромагнита В
- 5) Измерение токов электромагнита на гнездах измерительной цепи BU3 (электромагнитный ток А) и на BU2 (электромагнитный ток В). Измеряется падение напряжения посредством сопротивления в 1 ом, т.е. напряжение в 1 в соответствует 1 а.

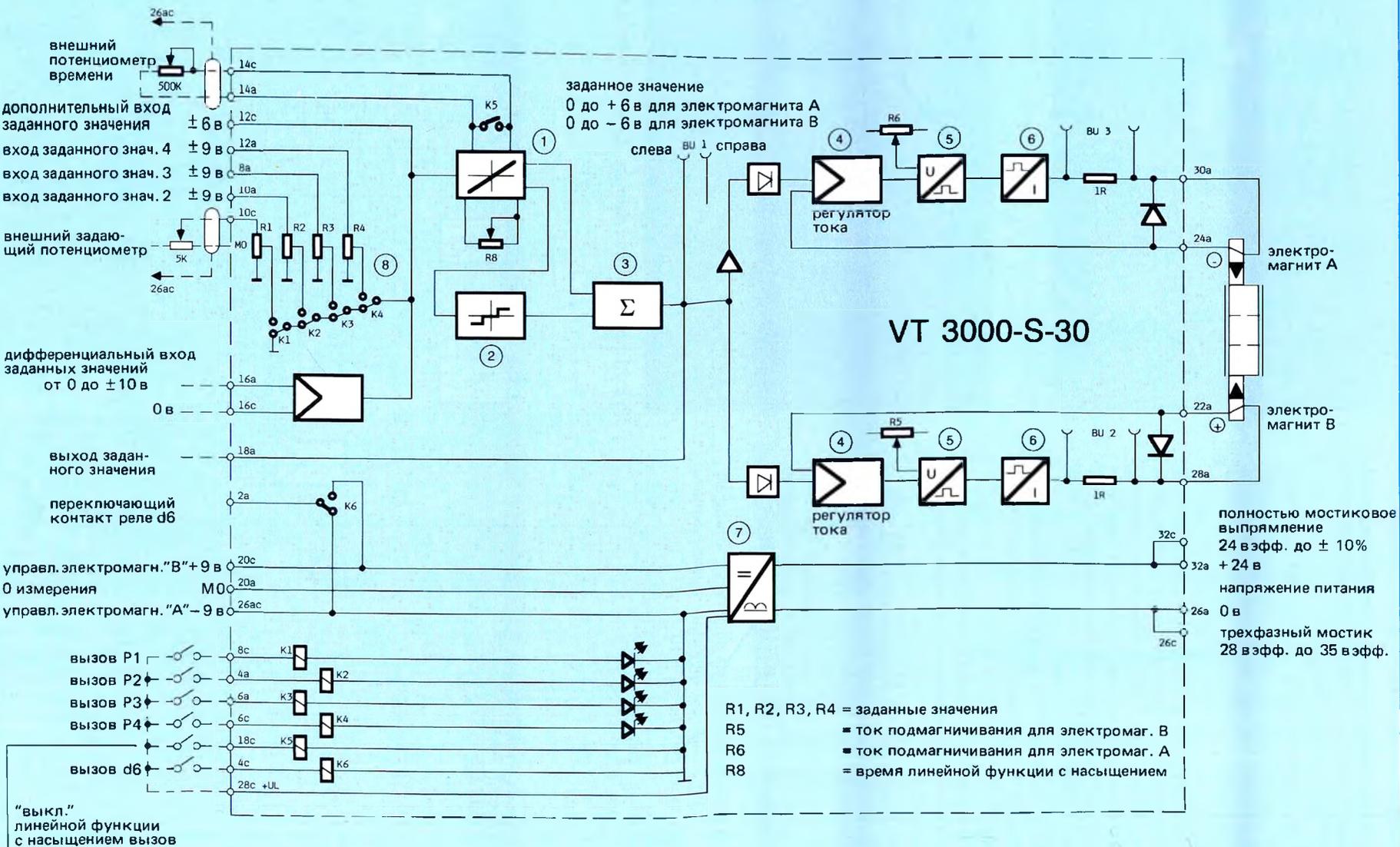


Рис. 19: Занятость присоединений пропорционального усилителя типа VT 3000-S30

В качестве дополнения к описанному выше пропорциональному усилителю предусматривается пропорциональный усилитель с 5 регулируемыми отрезками времени линейной функции с насыщением.

Он соответствует в принципе усилителю с одним регулируемым отрезком времени линейной функции с насыщением и располагает такими же возможностями для применения.

Данная карта усилителя была укомплектована еще с помощью дополнительной съемной платы со штекерным разъемом. Благодаря этому предоставляется возможность назначать каждому вызову заданного значения время линейной функции с насыщением, которое может устанавливаться отдельно.

Вызов заданного значения R1 предназначается времени линейной функции с насыщением  $t_1$  (с возможностью устанавливать на R11)

Вызов заданного значения R2 предназначается времени линейной функции с насыщением  $t_2$  (с возможностью устанавливать на R12)

Вызов заданного значения R3 предназначается времени линейной функции с насыщением  $t_3$  (с возможностью устанавливать на R13)

Вызов заданного значения R4 предназначается времени линейной функции с насыщением  $t_4$  (с возможностью устанавливать на R14)

Если будут отпущены все заданные величины, то эффективным будет время линейной функции с насыщением  $t_5$ , с возможностью установки на R10.

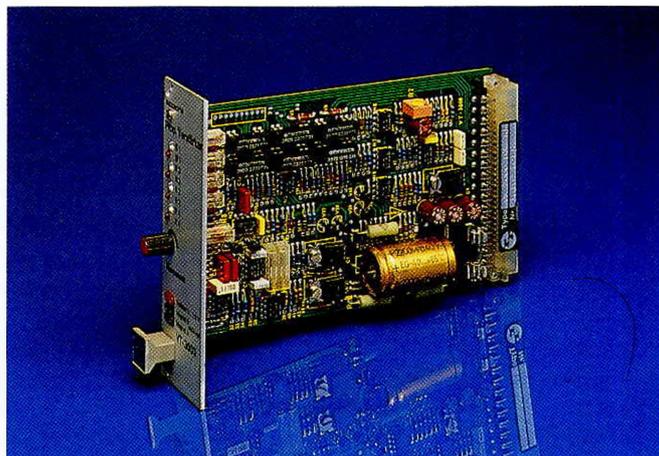


Рис. 20: Линейный усилитель типа VT 3000 S30

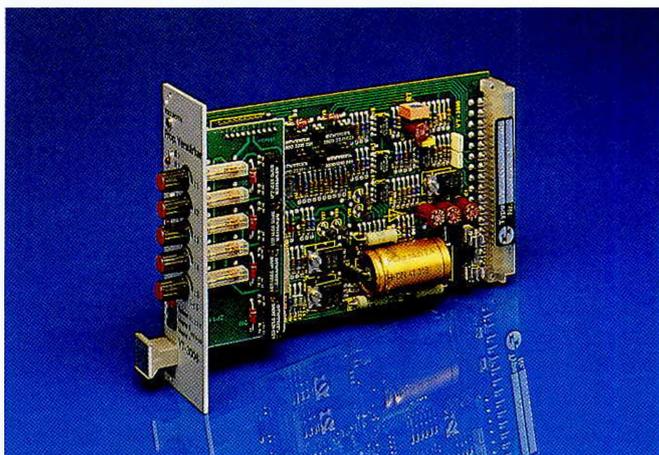
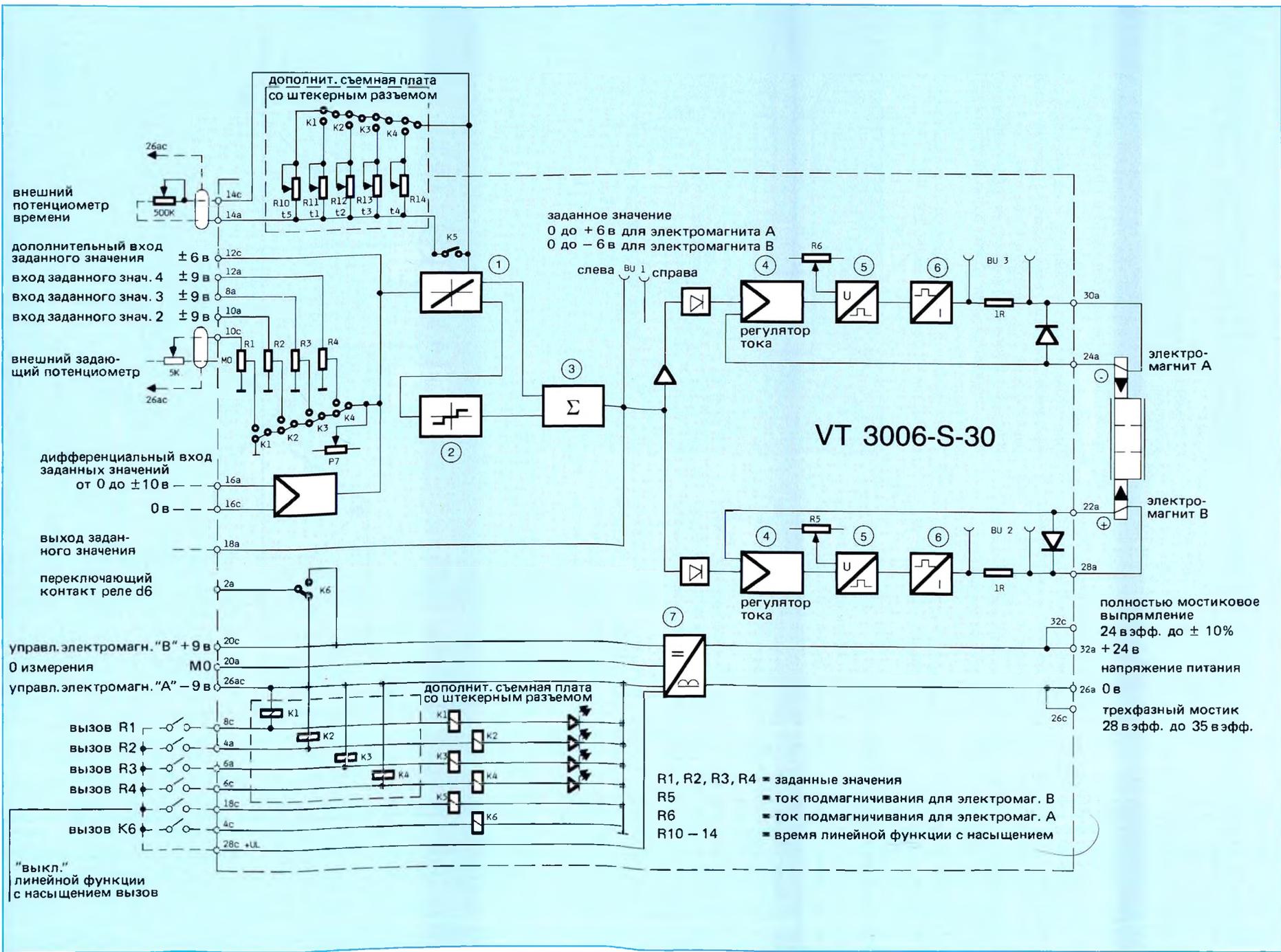


Рис. 21: Линейный усилитель типа VT 3006 S30

Рис. 22: Занятость присоединения пропорционального усилителя типа VT 3006 S30



**Примеры управления**

Следующая занятость присоединения остается при каждом запуске в действие усилителя одинаковой.

- присоединение электромагнита А к 24а и 30а электромагнита В к 28а и 22а
- напряжение питания в +24 в между 32ас (+) и 26ас (0 в)

1) Как можно цилиндр (или масляный двигатель) плавно запускать в действие с помощью пропорционального клапана и линейного усилителя, мягко тормозить и останавливать на определенном месте ?

Протекание движений должно производиться согласно диаграмме зависимости скорости от времени (рис. 23).

(рис. 23).

Электрический монтаж усилителя следует производить согласно монтажной схеме соединений (рис. 24).

**Описание процесса переключения**

Команда запуска для выдвигания цилиндра подается с помощью замыкающего контакта (1). Реле К1 и К2 притягиваются, при этом посредством соединения контактов в серии эффективным будет только сигнал от R2 через К2 на потенциометре R2 следует поэтому установить ускоренный ход.

В соответствии с установленным на R8 временем линейной функции с насыщением ускоряется ход цилиндра до тех пор, пока не будет достигнута установленная на R2 скорость.

С достижением конечного выключателя (2) размыкающий контакт (2) прерывает подачу питания к К2 и реле отпускается. Вследствие этого эффективным становится R1 (К1 остается включенным) и цилиндр оттормаживается на замедленный ход. Конечный выключатель (3)

вызывает в конечном итоге также отпусkanie реле К1 и цилиндр оттормаживается до достижения состояния покоя.

С помощью замыкающего контакта (4) включается в действие обратный ход цилиндра, при этом ускоренный ход устанавливается на R4, а замедленный ход — на R3. Остальные операции для проведения обратного хода производятся в соответствии с операцией по выдвиганию.

При этом является важным и на это следует обратить внимание, что при переключении следует избегать непреднамеренных скачков потребителя.

При всех операциях по ускоренному и замедленному ходу в данном примере взяты были одинаковые показатели и замедления.

Такое время линейной функции с насыщением устанавливается на потенциометре R8.

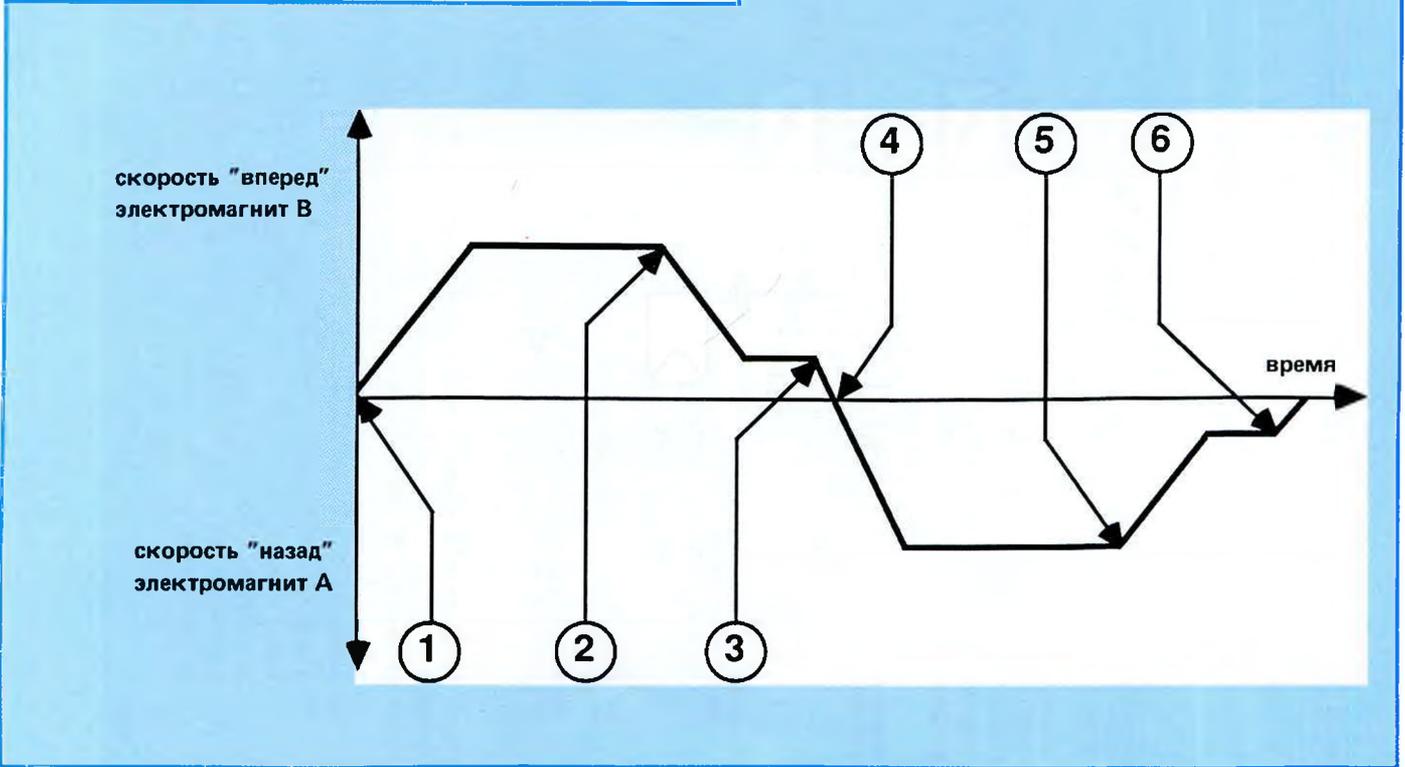
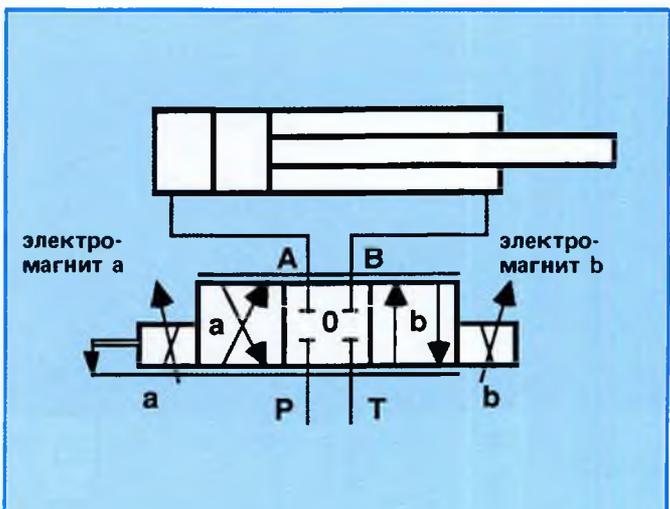


Рис. 23: Диаграмма зависимости скорости от времени

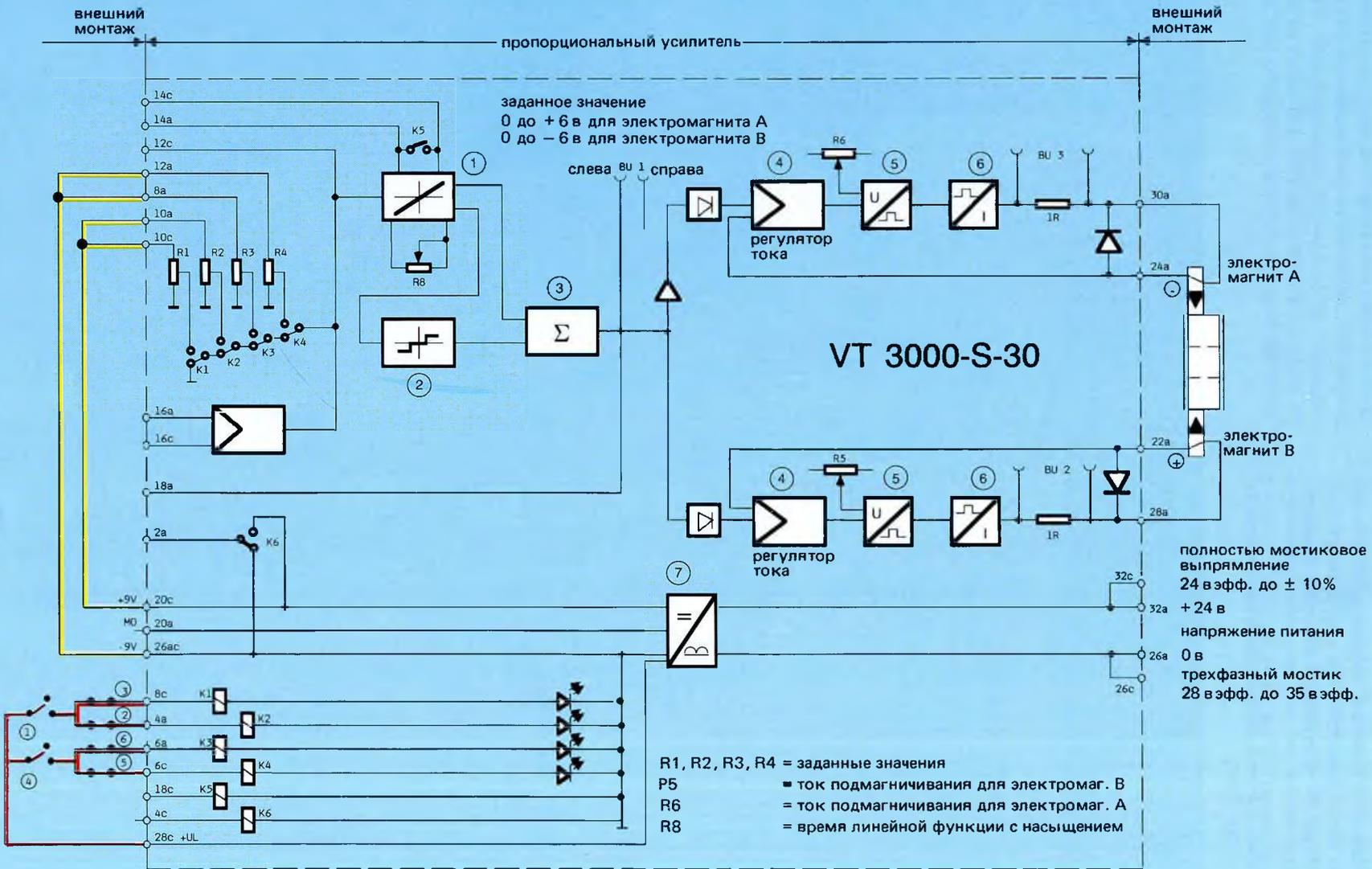


Рис. 24: Монтажная схема соединений

- 2) Постановка задачи, как описывалось в 1-м примере, однако
- установка заданного значения производится с помощью внешних потенциометров, т.е., внутренние потенциометры R1 до R4 действуют в качестве ограничителей
  - вызов заданных значений посредством программного управления от 3У (SPS)

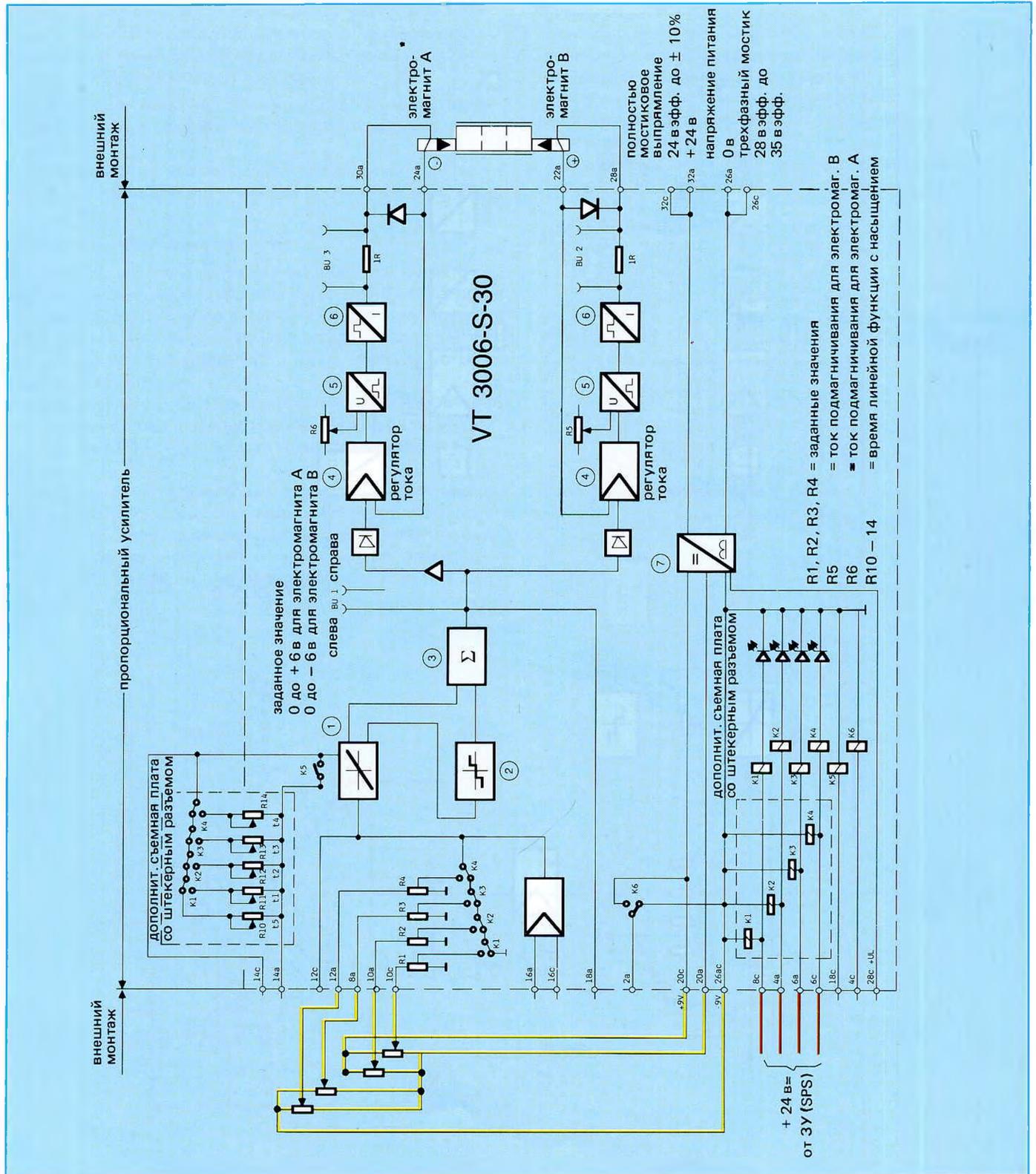


Рис. 25: Монтажная схема соединений

3) В данном случае запускаются в действие оба электромагнита А и В с помощью внешнего потенциометра. Потенциометр получает питание на своих обоих концах в виде стабилизированного напряжения, составляющего  $\pm 9$  в. Отвод внешнего потенциометра предусматривается на входе 12а. Внутренний потенциометр R4 действует как ограничитель внешнего потенциометра.

**Пример**

При 100%-м входе заданного значения на 12а посредством внешнего потенциометра можно изменять с помощью внутреннего потенциометра R4 значимость от 0 до 100%. Посредством вызова реле K4 выключается установленное заданное значение, т.е., это означает, что электромагнит А или электромагнит В становятся активными.

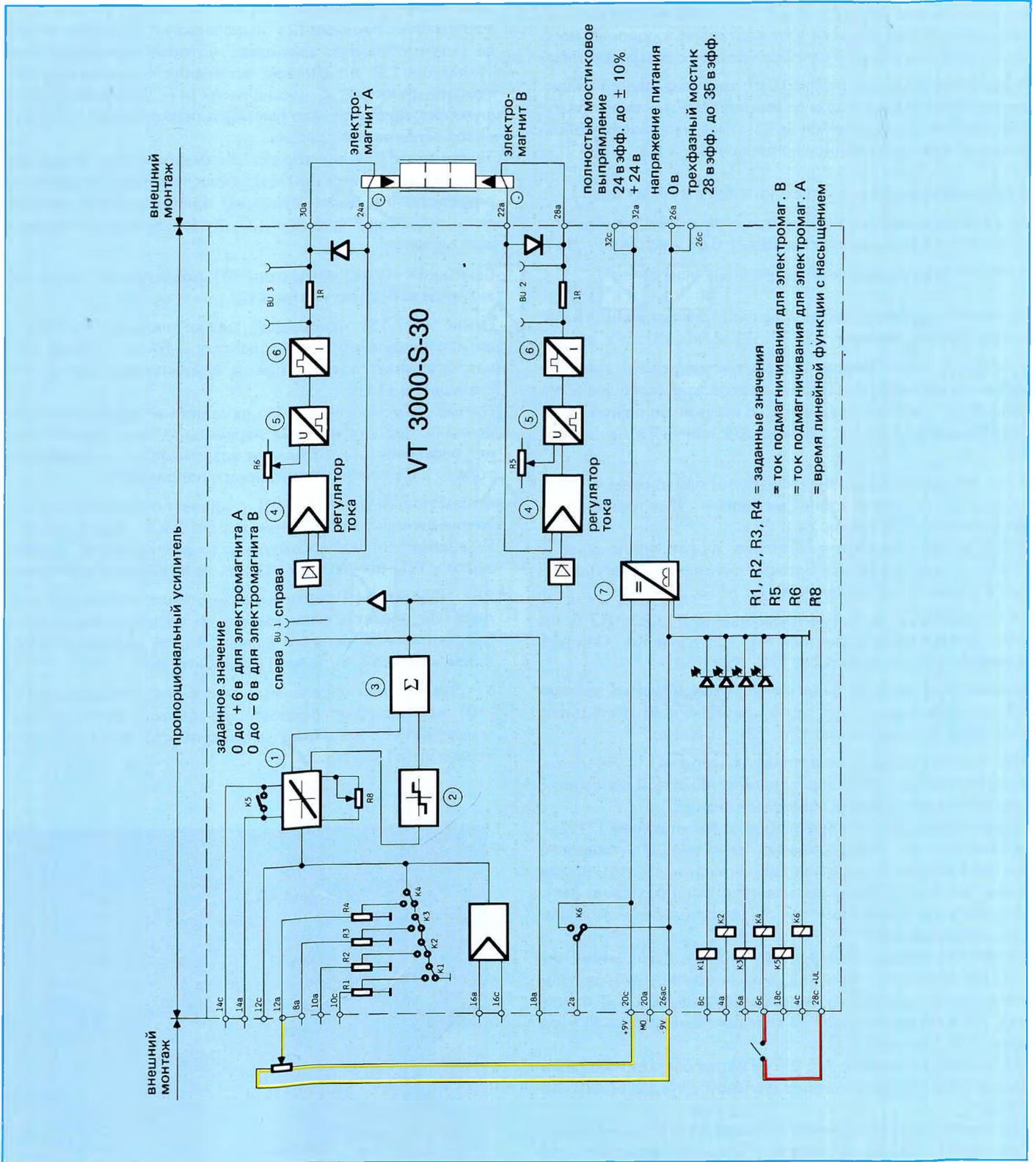


Рис. 26: Монтажная схема соединений

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ УСИЛИТЕЛЬ ДЛЯ КЛАПАНОВ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

### Пропорциональный усилитель для пропорциональных распределителей прямого действия с обратной связью

На основании изображенной блок-схемы демонстрируется принцип действия пропорционального усилителя.

Из электросети потребителя в 220 в / 380 в вырабатывается напряжение питания для карты пропорционального усилителя с помощью трансформаторов с выпрямителем.

К зажимам 22ас (+) и 28ас (0 в) прикладывается напряжение питания. На карте усилителя (9) такое напряжение питания сглаживается и из этого напряжения образуется стабилизированное напряжение в  $\pm 9$  в.

Стабилизированное напряжение в  $\pm 9$  в служит для

- а) питания внешних или внутренних потенциометров с возможностью отвода на 26а (+ 9 в) и на 24а (– 9 в).
- б) питания внутренних операционных усилителей

На карте усилителя сидят 4 потенциометра для установки заданного значения R1, R2, R3 и R4 (13).

Для того, чтобы можно было отрегулировать заданное напряжение, следует зажимы входов заданного значения 20с, 20а, 14а, 14с соединить со стабилизированным напряжением в + 9 в на зажиме 26а или – 9 в на зажиме 24а.

Если входы заданного значения будут приложены к + 9 в, то электромагнит А станет активным. Электромагнит А расположен на зажимах 2а и 32а.

Если входы заданного значения будут приложены к – 9 в, то электромагнит В станет активным. Электромагнит В расположен на зажимах 2с и 32с.

Установленные заданные напряжения R1, R2, R3 и R4 вызываются через реле (12) K1, K2, K3 и K4. Они расположены на зажимах 12с, 12а, 16а, 16с.

Напряжение вызова реле может отводиться на зажиме 24с и прикладываться через свободные от потенциала контакты к входам реле 12с, 12а, 16а, 16с.

При вызове задающих потенциометров R1 ... R4 вырабатывается на входе образователя линейной функции с насыщением (1) скачкообразный сигнал.

Образователь линейной функции с насыщением (1) вырабатывает из скачкообразно нарастающего входного сигнала медленно нарастающий выходной сигнал. Время нарастания (крутизна) выходного сигнала можно регулировать на потенциометре P5 (время линейной функции с насыщением).

Указанное время линейной функции с насыщением, составляющее макс. 5 секунд, может обеспечиваться только по всему диапазону напряжения (начиная с 0 и кончая  $\pm 6$  в, с измерением на гнездах измерительной цепи заданного значения).

Заданное напряжение в  $\pm 9$  в на входе составит напряжение в  $\pm 6$  в на гнездах измерительной цепи заданного значения.

Если на входе образователя линейной функции с насыщением (1) будет включаться меньшая величина, чем  $\pm 9$  в, то время линейной функции с насыщением будет сокращаться.

Выходной сигнал образователя линейной функции с насыщением (1) поступает к сумматору (3) и к образователю скачкообразной функции (2). Образователь скачкообразной функции (2) вырабатывает на своем выходе скачкообразную функцию, которая суммируется в сумматоре (3) с сигналом ускорения образователя линейной функции с насыщением (1). Скачкообразная функция требуется для быстрого прохождения через нулевое перекрытие клапана.

Такой скачок будет эффективным при малых заданных напряжениях (ниже 100 мв). Если заданное напряжение возрастет на более высокую величину, образователь скачкообразной функции (2) будет выдавать постоянный сигнал.

Выходной сигнал сумматора (3) подается как заданное значение к PID-регулятору (4).

Осциллятор (6) превращает сигнал постоянного тока в сигнал переменного тока (частота 2,5 кгц). Такой сигнал оказывает воздействие на индуктивный датчик перемещения (11).

Датчик перемещений (11) изменяет в зависимости от позиции поршня клапана переменное напряжение. Сигнал переменного напряжения возвращается из демодулятора (7) как сигнал постоянного напряжения.

Согласующий усилитель (8) усиливает постоянное напряжение до макс. напряжения в  $\pm 6$  в (макс. ход поршня). Выходной сигнал согласующего усилителя (8) подводится к PID-регулятору (4) как действительное значение.

PID-регулятор (4) оптимизирован специально на тип клапана. Он подает в зависимости от разности заданной и действительной величин сигнал. Такой выходной управляет конечной ступенью (5) усилителя.

Устройство для определения места повреждения кабеля (10) контролирует подводящую линию к датчику перемещений (11) и в случае дефекта обесточивает оба электромагнита (А и В).

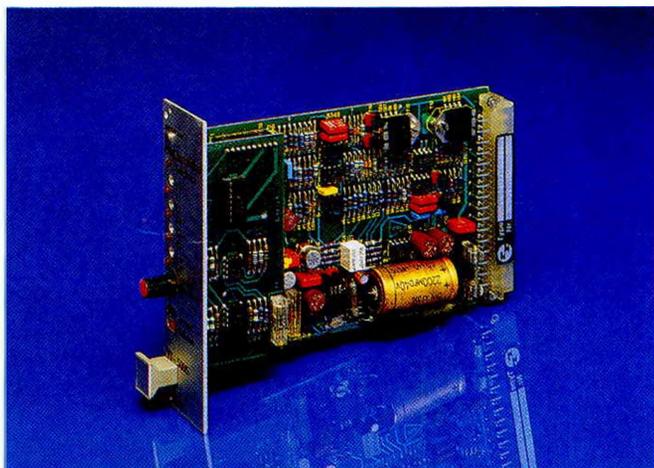
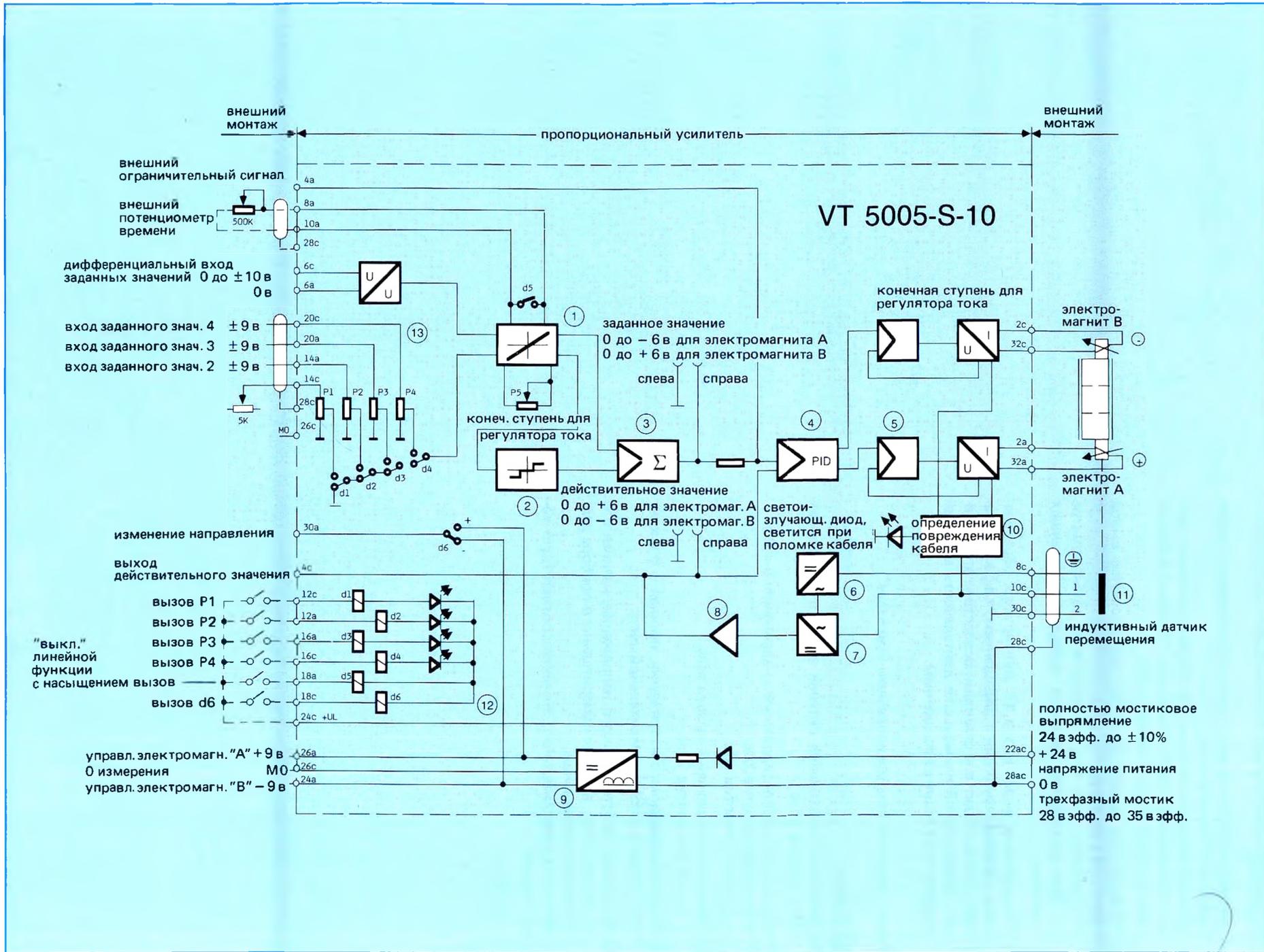


Рис. 27: Пропорциональный усилитель типа VT5005 S10

Рис. 28: Монтажная схема соединений



К вышеизложенному следует еще добавить следующее:

- а) Дифференциальный вход заданного значения в пределах  $0 - \pm 10$  в на 6с и 6а.  
Данный вход применяется для обеспечения высокоомного разделения карты усилителя клапана и внешней электронной системы управления.
- б) Посредством вызова реле К6 переключается выход 30а с  $-9$  в на  $+9$  в.  
Вследствие этого при присоединении потенциометра к 30а достигается перемена полярности заданных значений.
- в) Посредством вызова реле К5 шунтируется образователь линейной функции с насыщением, т.е., это означает, что он будет вне функции. Вследствие этого станет эффективной наименьшая длительность времени линейной функции с насыщением.

**Точки замера на пропорциональном усилителе**

Внимание

- 1) Измерение напряжения питания в  $+24$  в на зажимах 22ас против 28ас
- 2) Измерение стабилизированного напряжения в  $\pm 9$  в  
 $+9$  в на 26а против 26с  
 $-9$  в на 24а против 26с
- 3) Измерение напряжения вызова реле  
 $+UL$  на 24с против 28ас
- 4) Измерение заданного напряжения, начиная с 0 и кончая  $\pm 6$  в, на гнезде измерительной цепи
- 5) Измерение действительного напряжения, начиная с 0 и кончая  $\pm 6$  в, в гнезде измерительного прибора действительного значения.  
Величина действительного значения соответствует ходу поршня.

Для заметок

Для заметок

Глава E

**Критерии для определения параметров управления с помощью пропорциональных клапанов**

Роланд Эвальд

### **Предисловие**

Для проведения вычислений, чтобы установить параметры гидравлического управления, следует определить требуемые понятия. Сюда относится также ясная установка направления усилия, скоростей, условных обозначений и т.п. Это облегчит проведение вычислений с помощью программ вычислительной машины и послужит для лучшего взаимопонимания.

В последующем изложении будут приведены определения понятий для вычислений для цилиндров и двигателей.

Приводы цилиндром

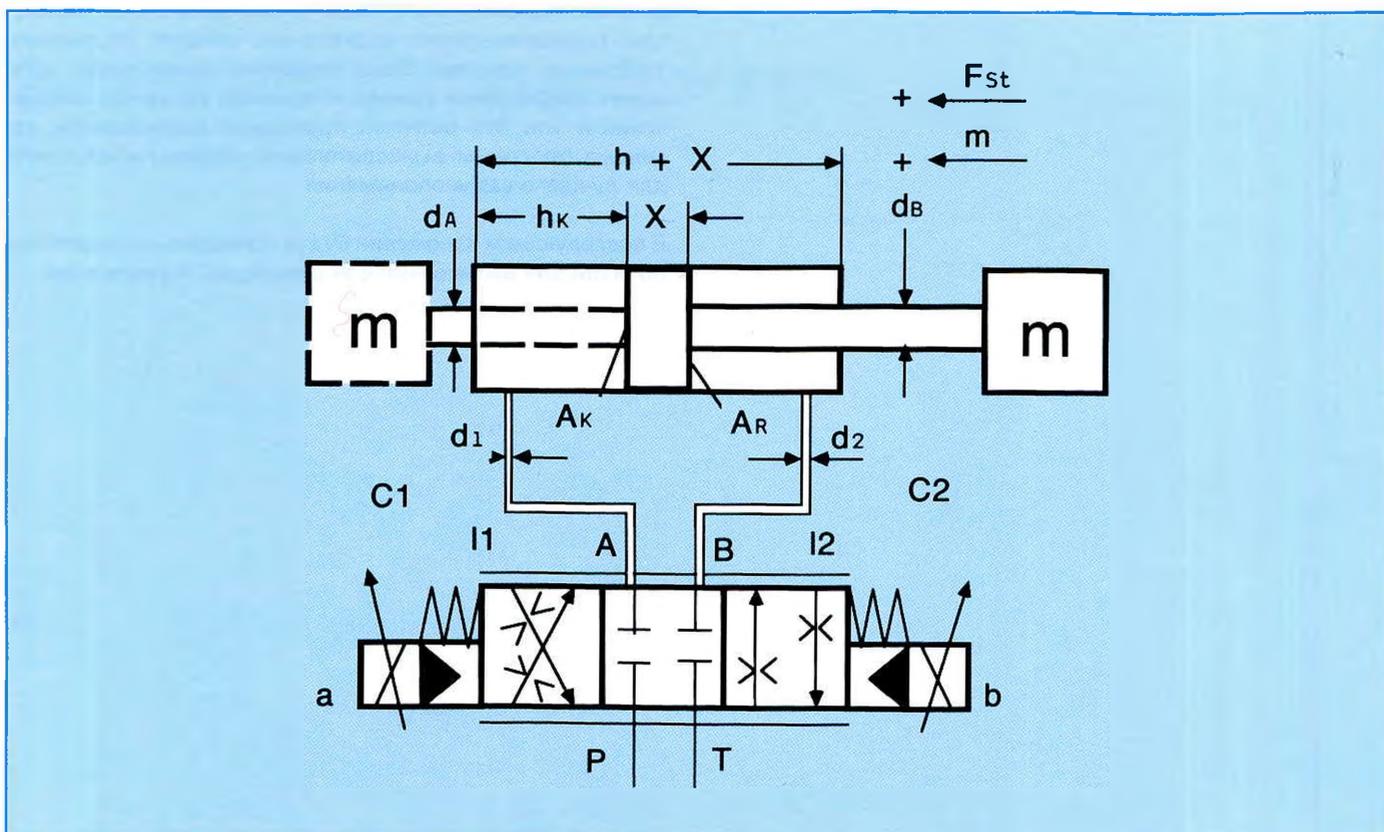


Рис. 1

Применяемые буквенные обозначения и размеры

DK	= диаметр поршня	[мм]	VL1	= объем трубопровода, сторона А	[см <sup>3</sup> ]
dA	= диаметр штока 1 со стороны А	[мм]	VL2	= объем трубопровода, сторона В	[см <sup>3</sup> ]
dB	= диаметр штока 2 со стороны В	[мм]	V3	= полный объем, сторона А	[см <sup>3</sup> ]
d1	= диаметр трубы со стороны А	[мм]	V4	= полный объем, сторона В	[см <sup>3</sup> ]
d2	= диаметр трубы со стороны В	[мм]	v	= скорость цилиндра	[м/сек.]
h	= ход цилиндра	[мм]	vA	= скорость масляного потока в трубопроводе, сторона А	[м/сек.]
s	= путь передвижения	[мм]	vB	= скорость масляного потока в трубопроводе, сторона В	[м/сек.]
hK	= позиция поршня с самой низкой собственной частотой	[мм]	m	= движущаяся масса на цилиндре	[кг]
AK	= площадь или поверхность поршня со стороны А или В	[см <sup>2</sup> ]	a	= ускорение	[м/сек. <sup>2</sup> ]
AR	= кольцевая поверхн. со стороны А или В	[см <sup>2</sup> ]	FSt	= статическая нагрузка (из доли массы)	[н]
AA	= кольцевая поверхность со стороны А	[см <sup>2</sup> ]	Fk	= статическая сила (усилие обработки или усилие прессования)	[н]
AB	= кольцевая поверхность со стороны В	[см <sup>2</sup> ]	Fr	= сила трения	[н]
KA	= отношение площадей AK/AA		Fa	= ускоряющая сила	[н]
KB	= отношение площадей AK/AB		FG	= суммарная сила	[н]
Aw	= действующая (эффект.) поверхность	[см <sup>2</sup> ]	pp	= напор насоса	[дан/см <sup>2</sup> ]
VA	= объем цилиндра при позиции поршня с минимальной собственной частотой для кольцевой поверхн. AA со стороны А	[см <sup>3</sup> ]	Δpv	= потери напора в трубопроводе	[дан/см <sup>2</sup> ]
VB	= объем цилиндра при позиции поршня с минимальной собственной частотой для кольцевой поверхн. AB со стороны В	[см <sup>3</sup> ]	pa	= давление ускорения Fa / (10 · Aw)	[дан/см <sup>2</sup> ]
l1	= длина трубопровода, сторона А	[мм]	pD	= скоростной напор pa + (Fs + Fr) / (10 · Aw)	[дан/см <sup>2</sup> ]
l2	= длина трубопровода, сторона В	[мм]	ps	= статический напор FG / (10 · Aw)	[дан/см <sup>2</sup> ]

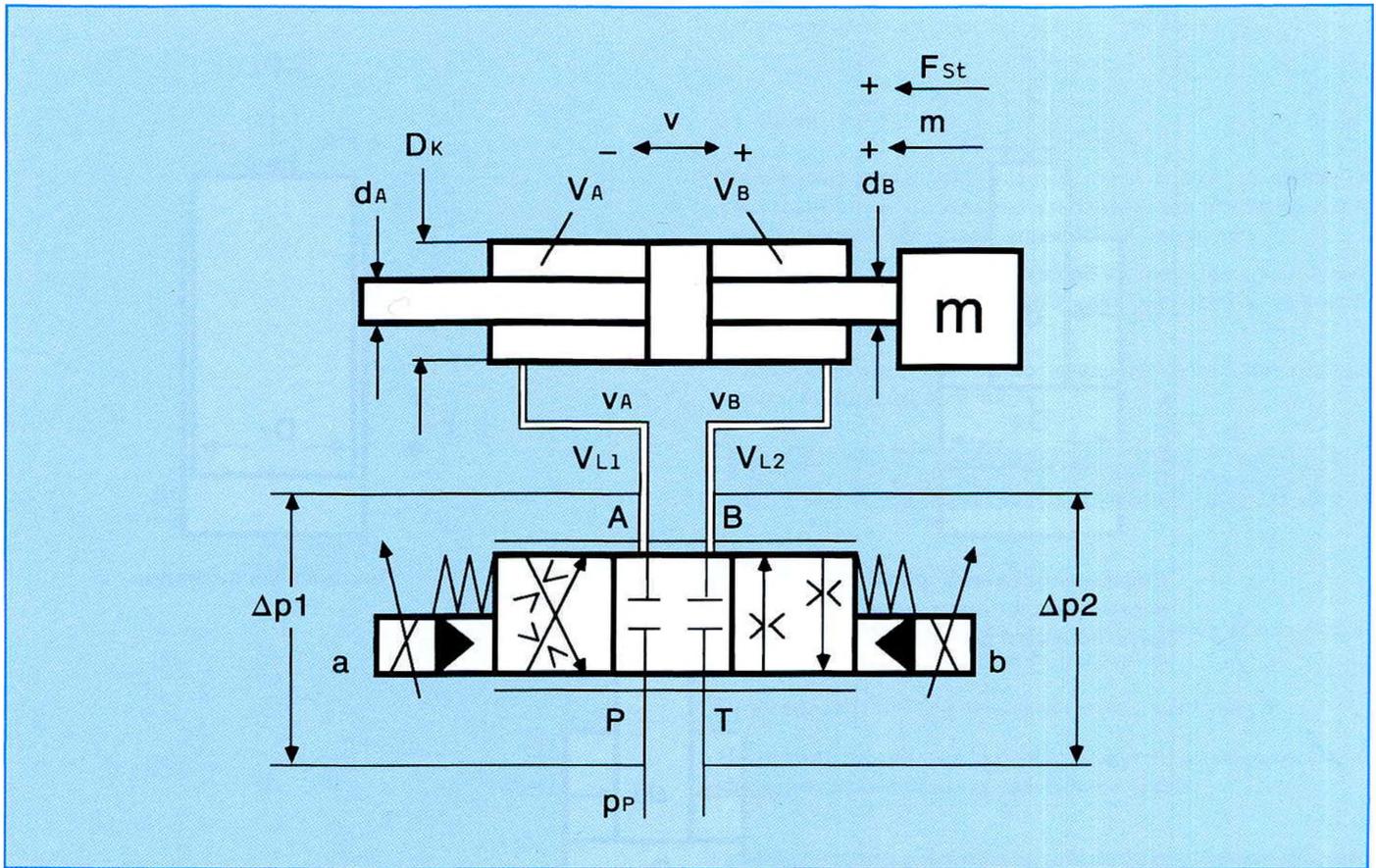
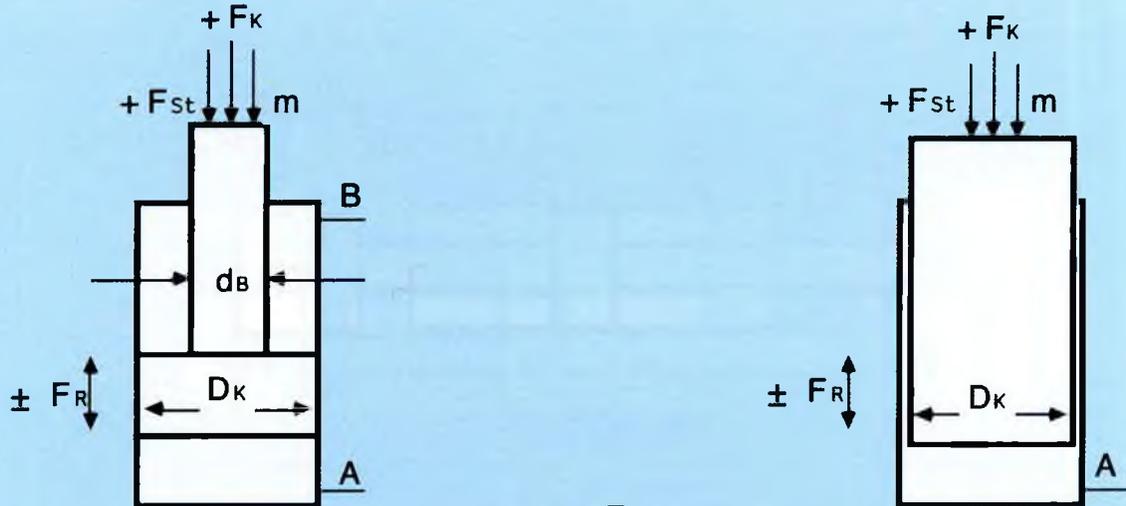


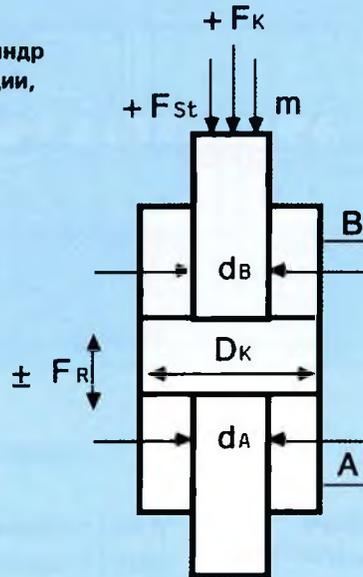
Рис. 2

$\Delta p_1$	= потеря давления на управляющей кромке P – A или A – T [дан/см <sup>2</sup> ]	V	= общее усиление [1/сек.]
$\Delta p_2$	= потеря давления на управляющей кромке P – B или B – T [дан/см <sup>2</sup> ]	$\Delta S_v$	= ошибка синхронизации [мм]
$p_v$	= суммарная потеря давления клапана [дан/см <sup>2</sup> ]	$\Delta S_P$	= ошибка позиционирования [мм]
Q <sub>K</sub>	= объемн. подача для площ. поршня АК [дм <sup>3</sup> /мин.]	s <sub>B</sub>	= путь ускорения [мм]
Q <sub>R</sub>	= объемная подача для кольцевой поверхности AR [дм <sup>3</sup> /мин.]	s <sub>V</sub>	= перемещение для постоянной скорости [мм]
Q <sub>A</sub>	= объемная подача для кольцевой поверхности AA [дм <sup>3</sup> /мин.]	s <sub>s</sub>	= перемещение с замедленным ходом [мм]
Q <sub>B</sub>	= объемная подача для кольцевой поверхности AB [дм <sup>3</sup> /мин.]	v <sub>s</sub>	= скорость замедленного хода [мм/сек.]
Q <sub>P</sub>	= объемная подача на присоединении насоса пропорционального клапана [дм <sup>3</sup> /мин.]	t <sub>B</sub>	= время на ускорение [сек.]
E <sub>масло</sub>	= модуль эластичности масла 1,4 · 10 <sup>7</sup> [кг/см · сек. <sup>2</sup> ]	t <sub>v</sub>	= время для перемещения с постоянной скоростью [сек.]
C <sub>1</sub>	= жесткость пружины со стороны A [н/м]	t <sub>s</sub>	= время для замедленного хода [сек.]
C <sub>2</sub>	= жесткость пружины со стороны B [н/м]	t <sub>G</sub>	= общее время перемещения [сек.]
$\omega_0$	= собственная частота незатухающих колебаний системы [1/сек.]		
H <sub>z</sub>	= собственная частота незатухающих колебаний системы в герцах [гц]		
f <sub>клап.</sub>	= критическая частота клапана в герцах (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°) [гц]		
$\omega_v$	= критич. частота клапана в рад/сек. (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°) [1/сек.]		

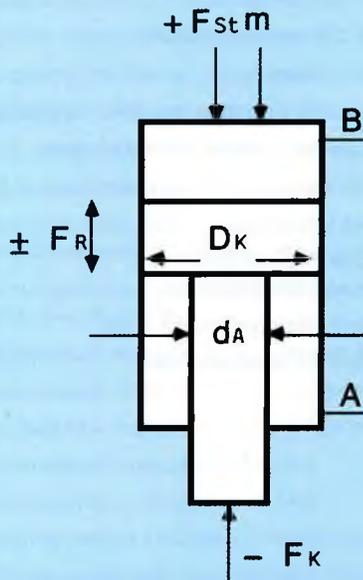


Дифференциальный цилиндр вертикальной конструкции, двустороннего действия

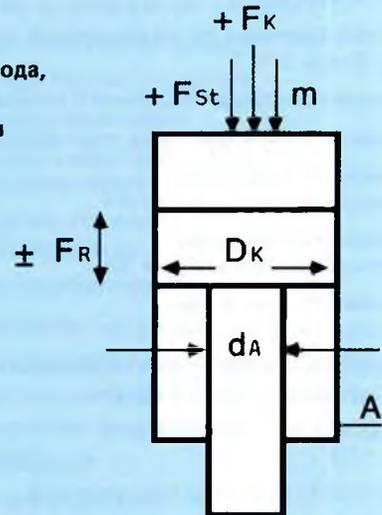
Плунжерный цилиндр



Цилиндр синхронного хода, всегда двустороннего действия



Дифференциальный цилиндр подвесной конструкции, двустороннего действия



Дифференциальный цилиндр подвесной конструкции, одностороннего действия

Рис. 3

## Объяснения к массам, нагрузкам, силам

## а) Масса "m"

Для вычисления ускоряющей силы и для вычисления собственной частоты должна применяться вся движущаяся масса независимо от направления движения.

Если между движущейся массой и приводом расположена передача, то необходимо будет определять пониженную эквивалентную массу.

Масса изменяется согласно квадрату рычажной передачи или передаточному числу:

$$m_{\text{пон}} = m/i^2 \quad [\text{кг}]$$

б) Статическая нагрузка  $F_{St}$ 

При поднимании и опускании массы масса должна подниматься или опускаться как нагрузка.

При горизонтальном движении массы нагрузка  $F_{St} = 0$ .

Нагрузка изменяется линейно вместе с изменением рычажной передачи или передаточного числа.

$$F_{St\text{пон}} = F_{St}/i \quad [\text{н}]$$

в) Статическая сила  $F_K$ 

Для выработки прижимного усилия, усилия деформации или силы резания привод должен предоставить в распоряжение статическую силу  $F_K$ .

Приводы двигателем линейного и вращательного движения

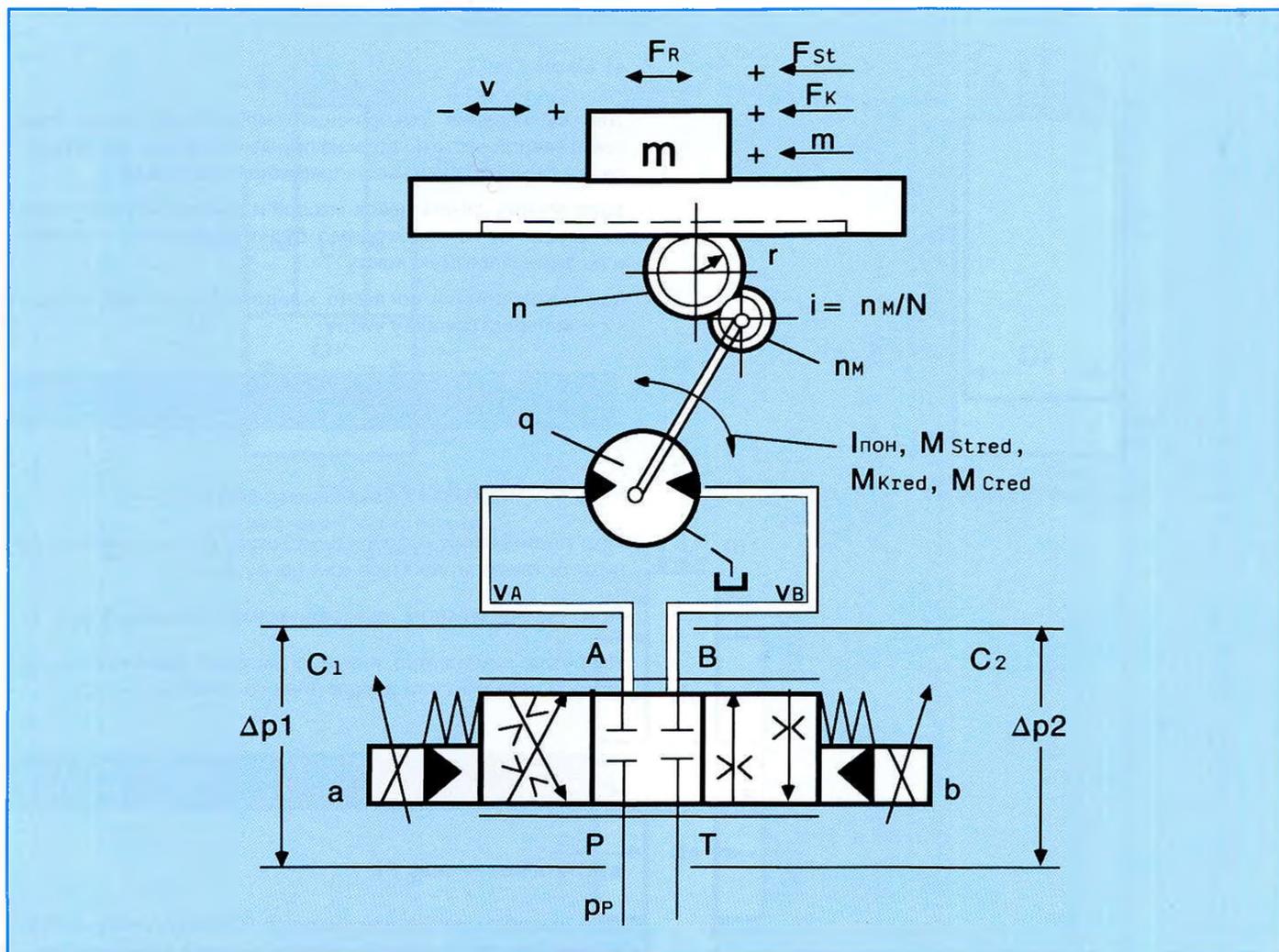


Рис. 4: Приводы двигателем линейно – вращательного движения

Применяемые буквенные обозначения и размеры

$q$	= рабочий объем	[см <sup>3</sup> /об.]	$F_K$	= статическая сила	[н]
$d_1$	= диаметр трубы со стороны А	[мм]	$F_R$	= сила трения	[н]
$d_2$	= диаметр трубы со стороны В	[мм]	$J$	= момент инерции массы на ведомом звене	[кгм <sup>2</sup> ]
$l_1$	= длина трубопровода со стороны А	[мм]	$J_M$	= момент инерции двигателя и момент инерции механизма передач	[кгм <sup>2</sup> ]
$l_2$	= длина трубопровода со стороны В	[мм]	$J_G$	= суммарный момент инерции массы на ведомом звене ( $J + J_M \cdot i^2$ )	[кгм <sup>2</sup> ]
$V_{L1}$	= объем трубопровода со стороны А	[см <sup>3</sup> ]	$J_R$	= пониженный момент инерции массы на ведомом звене ( $J_G / i^2$ )	[кгм <sup>2</sup> ]
$V_{L2}$	= объем трубопровода со стороны В	[см <sup>3</sup> ]	$M_{St}$	= статический момент, на ведомом звене	[нм]
$V_1$	= общий объем со стороны А	[см <sup>3</sup> ]	$M_K$	= сила - момент, на ведомом звене	[нм]
$V_2$	= общий объем со стороны В	[см <sup>3</sup> ]	$M_C$	= сила трения - момент, на ведомом звене	[нм]
$v$	= скорость под нагрузкой	[м/сек.]	$p_P$	= напор насоса	[дан/см <sup>2</sup> ]
$v_A$	= скорость потока масла в трубопроводе со стороны А	[м/сек.]	$\Delta p_V$	= потери давления (напора) в трубопров.	[дан/см <sup>2</sup> ]
$v_B$	= скорость потока масла в трубопроводе со стороны В	[м/сек.]	$p_a$	= давление на ускорение	[дан/см <sup>2</sup> ]
$\epsilon$	= угловое ускорение	[1/сек. <sup>2</sup> ]	$p_S$	= статическое давление	[дан/см <sup>2</sup> ]
$n$	= число оборотов на ведомом валу	[1/мин.]	$\Delta p_1$	= потеря давления на управляющей кромке Р – А или А – Т	[дан/см <sup>2</sup> ]
$n_M$	= число оборотов на ведущем валу	[1/мин.]	$\Delta p_2$	= потеря давления на управляющей кромке Р – В или В – Т	[дан/см <sup>2</sup> ]
$m$	= движущаяся масса	[кг]			
$F_{St}$	= статическая нагрузка	[н]			

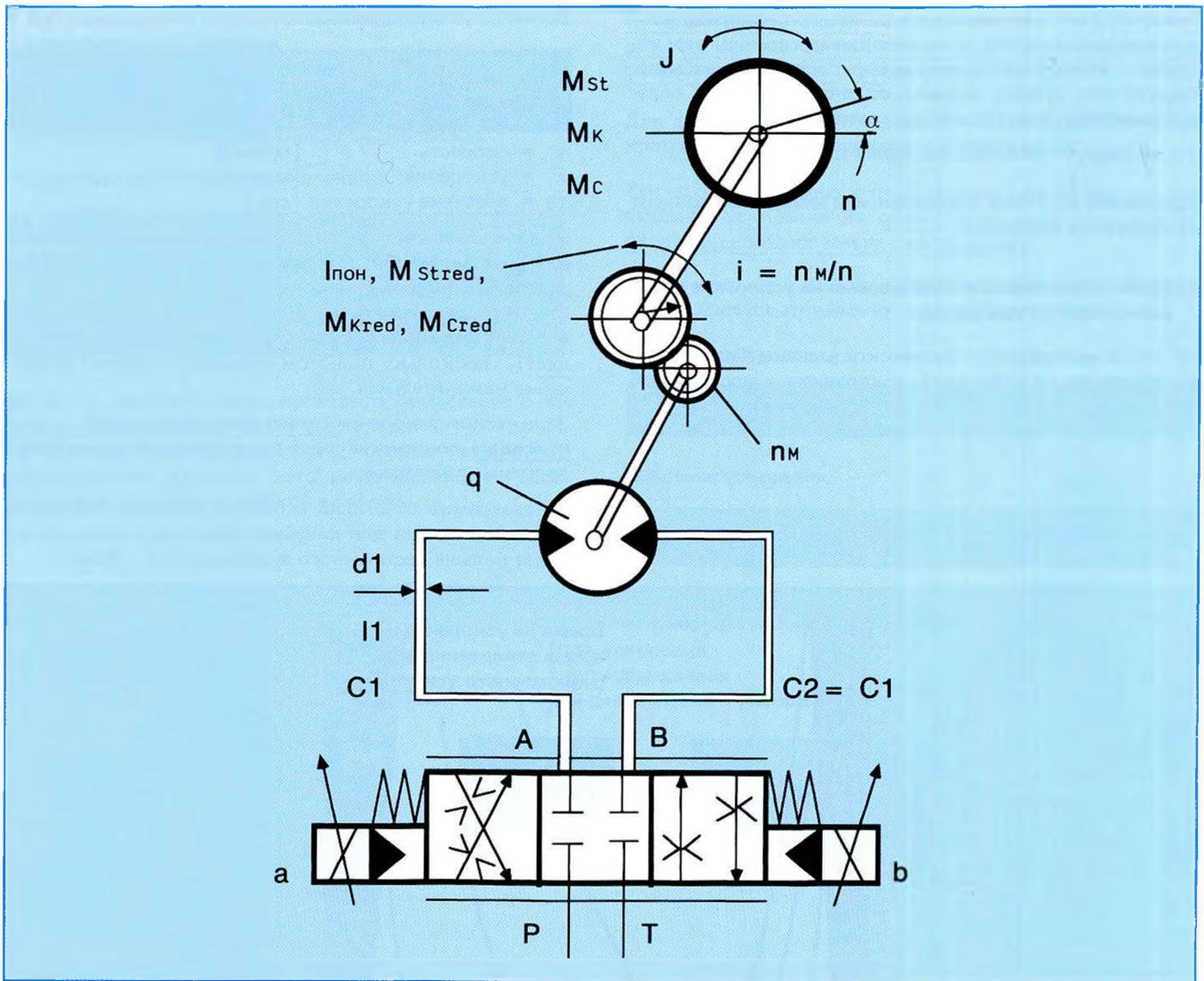


Рис. 5: Приводы двигателем вращательного движения

$p_{\text{общ.}}$ = общая потеря давления клапана [дан/см <sup>2</sup> ]	$P_M$ = ошибка позиц. на приводном двигателе [°]
$Q_p$ = объемная подача на присоединении насоса пропорционального клапана [л/мин.]	$P_W$ = ошибка позициониров. на ведомом валу [°]
$E_{\text{масла}}$ = модуль эластичности масла $1,4 \cdot 10^7$ [кг/см <sup>2</sup> · сек. <sup>2</sup> ]	$s$ = путь передвижения [мм]
$C_1$ = жесткость пружины со стороны А [н/м]	$s_B$ = путь ускорения [мм]
$C_2$ = жесткость пружины со стороны В [н/м]	$s_V$ = перемещение для постоянной скорости [мм]
$\omega_0$ = собственная частота незатухающих колебаний системы [1/сек.]	$s_s$ = перемещение с замедленным ходом [мм]
$h_z$ = собственная частота незатухающих колебаний системы в герцах [Гц]	$\alpha$ = угол перемещения на ведомом валу [°]
$f_{\text{клап.}}$ = критическая частота клапана в герцах (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°) [Гц]	$\alpha_B$ = угол ускорения на ведомом валу [°]
$\omega_v$ = критическая частота клапана в рад/сек. (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°) [1/сек.]	$\alpha_V$ = угол перемещ. для $n$ = постоянн. на ведомом валу [°]
$V$ = общее усиление [1/сек.]	$v_s$ = скорость замедленного хода (продольное перемещение) [мм/сек.]
$\Delta s_v$ = ошибка синхрон. (продольное перемещ.) [мм]	$n_s$ = число оборотов замедленного хода на ведомом валу [1/мин.]
$\Delta \beta_x$ = ошибка синхрон. на приводном двигателе [мм]	$t_B$ = время на ускорение [сек.]
$\Delta \alpha_x$ = ошибка синхронизации на ведомом валу [мм]	$t_v$ = время для перемещ. с постоянн. скоростью [сек.]
$\Delta X_p$ = ошибка позиц. (продольное перемещ.) [мм]	$t_s$ = время для замедленного хода [сек.]
	$t_G$ = суммарное время перемещения [сек.]

В соответствии с основным применением пропорциональных распределителей, а именно для ускорения, перемещения и замедления гидравлически передвигаемых масс, следует при выборе параметров для управления определять желаемое ускорение или замедление.

Это не следует производить, однако, произвольно.

Возможная величина ускорения или замедления зависит от различных факторов:

**1) Время замедленного хода и время на ускорение для равномерного ускорения**

На рис. 6 изображается физическое взаимодействие между временем на ускорение, ускорением и достигаемой скоростью.

Время на ускорение

$t_B = v/a$	[сек.]
$a = v/t_B$	[м/сек. <sup>2</sup> ]

v = скорость [м/сек.]  
 a = ускорение [м/сек.<sup>2</sup>]  
 t<sub>B</sub> = время на ускорение [сек.]

На основании полученных кривых можно ясно установить еще целесообразное время на ускорение, для определенной конечной скорости.

Нецелесообразным будет выбирать ускорение слишком большой величины (нижняя предельная линия — желтый цвет), поскольку при этом экономия времени чрезвычайно незначительная.

Заниженное ускорение (левая предельная линия — зеленый цвет) повлечет за собой очень большую длительность времени на ускорение.

На диаграмме отчетливо можно установить, что устанавливаемое время для линейной функции с насыщением будет больше достаточного в пределах 0,1 — 5 сек.

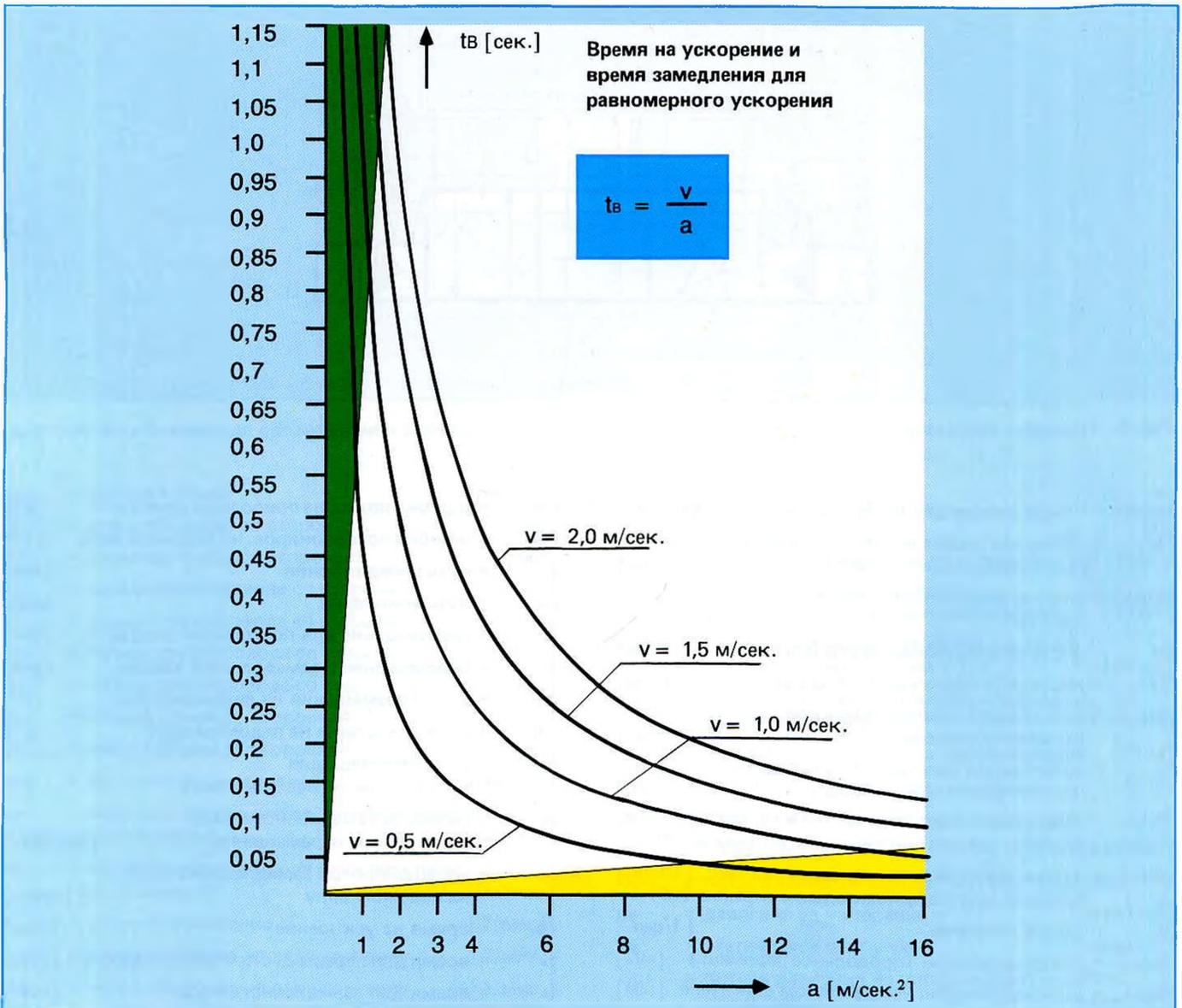


Рис. 6: Время на ускорение и время замедления для равномерного ускорения

2) Путь замедления и путь ускорения для равномерного ускорения

На рис. 7 изображается наглядно физическое взаимодействие между путем ускорения или тормозным путем, ускорением и при этом развивающейся скоростью.

Путь ускорения или путь замедления

$$s_B = (v^2/2a) \cdot 10^3 \quad [\text{мм}]$$

или

$$s_B = 1/2 \cdot a \cdot t^2 \cdot 10^3 \quad [\text{мм}]$$

Например, для того, чтобы произвести замедление с определенной скоростью на меньшую величину скорости, требуется соответствующий путь, который на практике предварительно задается чисто эмоционально, но большей частью слишком короткой величины.

При этом следует принимать во внимание, что путь ускорения или путь замедления изменяется с изменением скорости в квадрате (красная линия).

Для двойной скорости передвижения требуется четырехкратной пути для ускорения или замедления.

Также по отношению к пути, можно установить, что повышение ускорения на слишком высокую величину не является целесообразным (желтый цвет).

Кроме того, при выборе ускорения следует также учитывать предусматриваемую для этого энергию:

ускоряющая сила

$$F_a = m \cdot a \quad [\text{н}]$$

давление ускорения

$$p_a = F_a/10A_w \quad [\text{дан/см}^2]$$

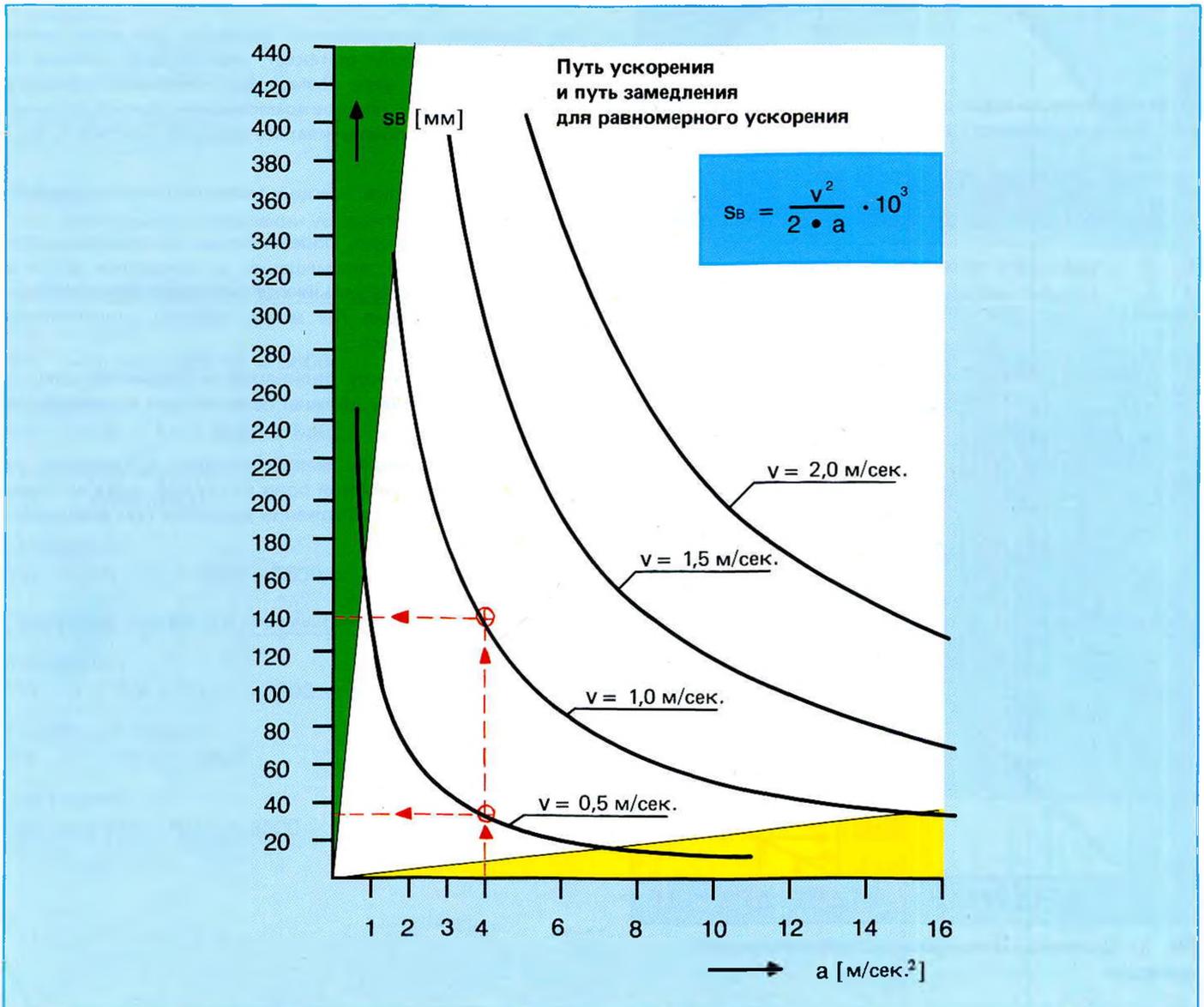


Рис. 7: Путь ускорения и путь замедления для равномерного ускорения

### 3) Собственная частота

Еще одним важным фактором при выборе ускорения является собственная частота. Она является мерой стабильности и жесткости системы.

Если ускорение будет выбрано, несмотря на собственную частоту, слишком большой величины или собственная частота будет заниженной, то система станет вибрировать.

Для потребителя, цилиндров и двигателя это поведет к неравномерным движениям.

Собственная частота гидравлического потребителя может вычисляться таким же образом, как при механической системе пружина – масса, с помощью жесткости пружины  $C$  и перемещаемой массы  $m$  согласно формуле:

$$\omega_0 = \sqrt{C/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

$C$  = жесткость пружины [н/м]  
 $m$  = масса [кг]

Соответственным образом вычисляется собственная частота при вращательном движении согласно формуле:

$$\omega_0 = \sqrt{C/J} \quad [1/\text{сек.}]$$

$C$  = жесткость пружины [н/рад]  
 $J$  = момент инерции массы [кгм<sup>2</sup>]

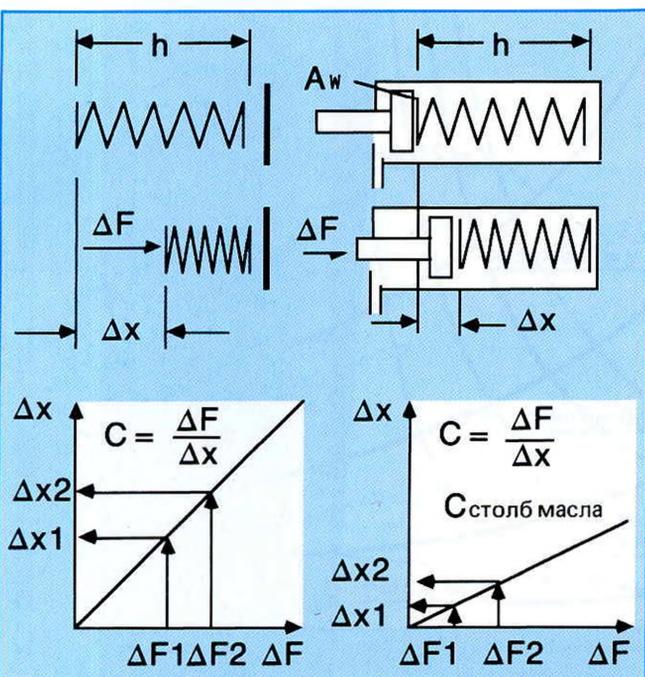


Рис. 8: Сравнение механической/гидравлической пружины

Жесткость системы:

Сравнение механической/гидравлической пружины для цилиндров

$$C = \Delta F/\Delta X$$

$$= E_{\text{масла}} \cdot A_w / (h/10) \quad [\text{кг/сек.}^2]$$

$$= [\text{нм}]$$

Аналогично вычисляется жесткость пружины для вращательного движения

$$C = [VG/(2 \cdot \pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}} /$$

$$/ [(VG/2) \cdot 10^4]$$

$$= VG \cdot E_{\text{масла}} / 2 \cdot \pi^2 \cdot 10^4 \quad [\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{сек.}^2 \cdot \text{рад}]$$

рад = 1

$$= [\text{нм/рад}]$$

На основании диаграммы и формулы для вычисления жесткости пружины вытекает, что площадь поршня  $A$  должна быть по мере возможности большой, а высота столба масла  $h$  – по мере возможности малой величины, для того, чтобы обеспечивалась высокая жесткость пружины  $C$ .

Это относится прежде всего к теоретическим взаимодействиям.

На практике, однако, определяются посредством конструкции рабочие перемещения, а вследствие этого в каждом случае требуемый ход цилиндра. Эффективная поверхность поршня  $A_w$  может, однако, относительно мало видоизменяться.

Трубопроводы между цилиндром и "управляющим устройством" расхода должны быть по мере возможности короткими.

Длина трубопроводов между насосом и клапаном не играет при этом никакой роли до тех пор, пока не будет возникать никаких вторжений давления при внезапном отборе масла.

**Режимы давлений на дроссельных кромках в фазе ускорения и в фазе торможения, а также при постоянной скорости**

Для отдельных фаз движений требуются различные усилия на цилиндре или масляном двигателе.

При постоянном напоре насоса поэтому потеря давления на управляющих кромках пропорционального клапана будет в соответствии с этим различной величины.

Это можно продемонстрировать посредством примера.

Данные величины:

- $m = 700$  [кг]
- $F \approx 7000$  [н]
- $F_{St} = F \cdot \sin 30^\circ = 7000 \cdot 0,5 = 3500$  [н]
- $v = 2,0$  [м/сек.]
- $s_b = 250$  [мм]
- $F_R = 0$  [н]

(При данном вычислении не учитывается  $F_R$ .)

Ускорение

$$a = v^2 / (2 \cdot s_b \cdot 10^{-3}) \quad [\text{м/сек.}^2]$$

$$a = 2^2 / (2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}) = 8 \quad [\text{м/сек.}^2]$$

Время на ускорение

$$t_b = v / a = 2 / 8 = 0,25 \quad [\text{сек.}]$$

Указание:

При дроссельном управлении ускорение  $a$  — это среднее ускорение.

Требуемые усилия при перемещении вверх:

$$F_{St} = 3500 \quad [\text{н}]$$

$$F_A = m \cdot a = 700 \cdot 8 = 5600 \quad [\text{н}]$$

Ускорение

$$F_G = F_{St} + F_A = 3500 + 5600 = 9100 \quad [\text{н}]$$

Постоянная скорость

$$F_G = F_{St} = 3500 \quad [\text{н}]$$

Замедление

$$F_G = F_{St} - F_A = 3500 - 5600 = -2100 \quad [\text{н}]$$

Требуемые усилия при перемещении вниз:

Ускорение

$$F_G = -F_{St} + F_A = -3500 + 5600 = 2100 \quad [\text{н}]$$

Постоянная скорость

$$F_G = -F_{St} = -3500 \quad [\text{н}]$$

Замедление

$$F_G = -F_{St} - F_A = -3500 - 5600 = -9100 \quad [\text{н}]$$

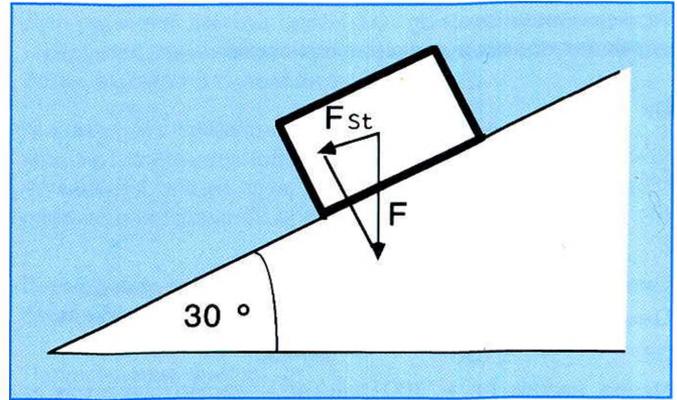


Рис. 9

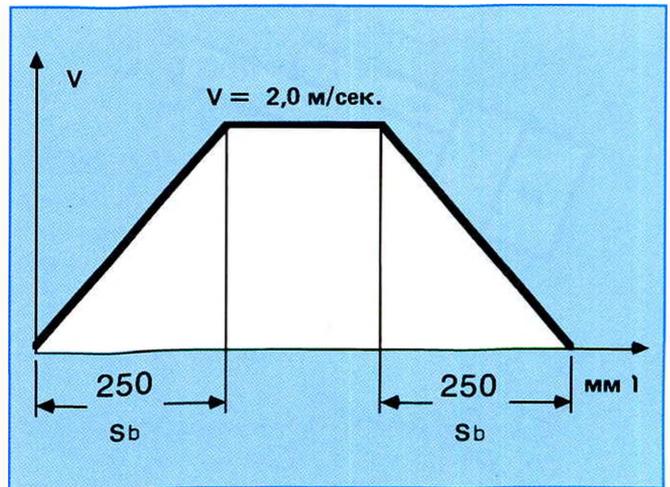


Рис. 10

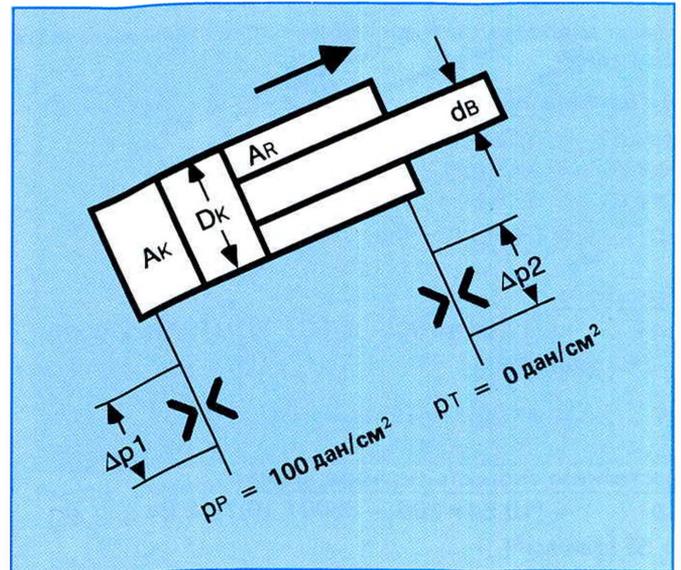


Рис. 11

Размеры цилиндра,  
объемная подача и давление в системе

Dк	=	50	мм
dв	=	36	мм
Ак	=	19,64	см <sup>2</sup>
АR	=	9,45	см <sup>2</sup>
h	=	700	мм
Q <sub>макс. АК</sub>	=	235,6	дм <sup>3</sup> /мин.
Q <sub>макс. AR</sub>	=	113,4	дм <sup>3</sup> /мин.
p <sub>P</sub>	=	100	дан/см <sup>2</sup>

Напор насоса p<sub>P</sub> = 100 [дан/см<sup>2</sup>] жестко задается для данного случая применения (аккумуляторная установка).

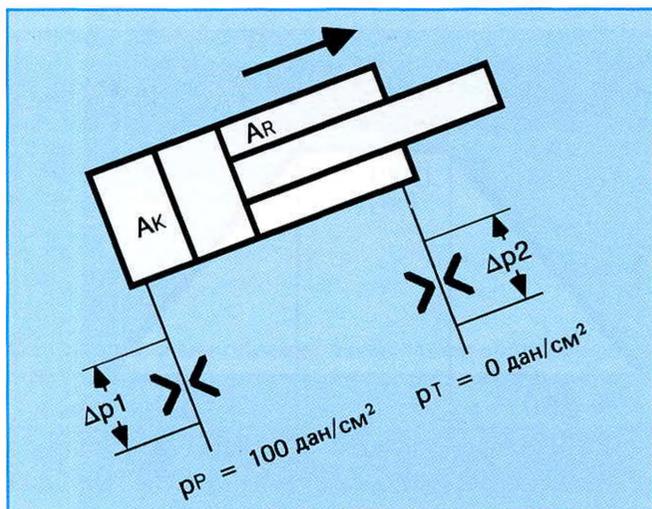


Рис. 12: Перемещение вверх

Какие давления устанавливаются при отдельных фазах движения?

**а) Перемещение вверх**

$$\begin{aligned} \text{для } \Delta p_1 &= \Delta p_2 - - > \\ FG/10 &= A_k \cdot (p_P - \Delta p_1) - A_R \cdot \Delta p_2 \\ FG/10 &= A_k \cdot p_P - A_k \cdot \Delta p_1 - A_R \cdot \Delta p_1 \\ \Delta p_1 &= (A_k \cdot p_P - FG/10) / (A_k + A_R) \end{aligned}$$

Ускорение

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 100 - 9100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 36 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 72 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

Постоянная скорость (красная линия)

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 100 - 3500/10) / (19,64 + 9,45) \approx 55 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 110 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

Замедление (красная линия)

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 100 + 2100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 75 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 150 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

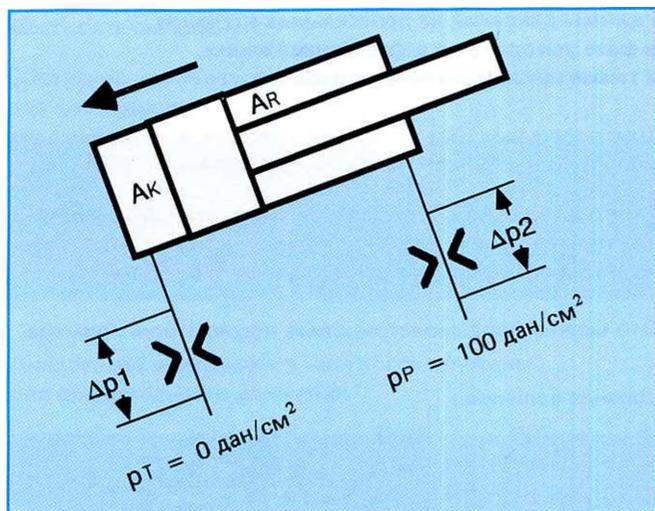


Рис. 13: Перемещение вниз

**б) Перемещение вниз**

$$\begin{aligned} \text{для } \Delta p_1 &= \Delta p_2 - - > \\ FG/10 &= A_R \cdot (p_P - \Delta p_2) - A_k \cdot \Delta p_1 \\ FG/10 &= A_R \cdot p_P - A_R \cdot \Delta p_2 - A_k \cdot \Delta p_1 \\ \Delta p_1 &= (A_R \cdot p_P - FG/10) / (A_k + A_R) \end{aligned}$$

Ускорение

$$\Delta p_1 = (9,45 \cdot 100 - 2100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 25 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 50 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

Постоянная скорость

$$\Delta p_1 = (9,45 \cdot 100 + 3100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 43 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 86 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

Замедление

$$\Delta p_1 = (9,45 \cdot 100 + 9100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 64 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 128 \text{ [дан/см}^2\text{]}$$

При вводе в эксплуатацию управления было установлено, что лучше всего годится пропорциональный распределитель

типа 4WRZ16 E1 – 100 ...

(Q = 100 дм<sup>3</sup>/мин. при Δp = 10 дан/см<sup>2</sup> с соотношением управляющих кромок 2 : 1).

Проверка подсчета потерь давления на управляющих кромках пропорционального клапана и на соответствующих отверстиях в процентном отношении подтверждают это.

Соответственно потерям давления на управляющих кромках пропорционального клапана относятся сюда при перемещении вверх (красная линия) номинальные токи управления, взятые в процентном отношении.

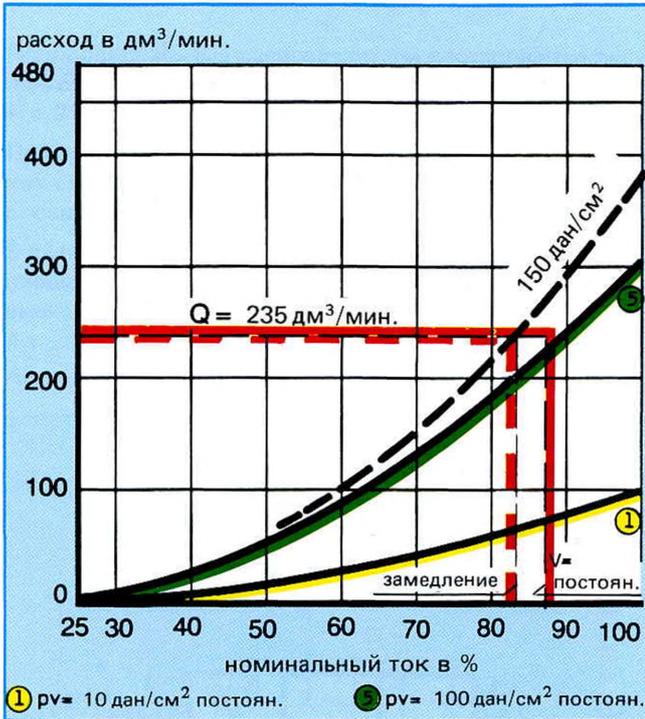
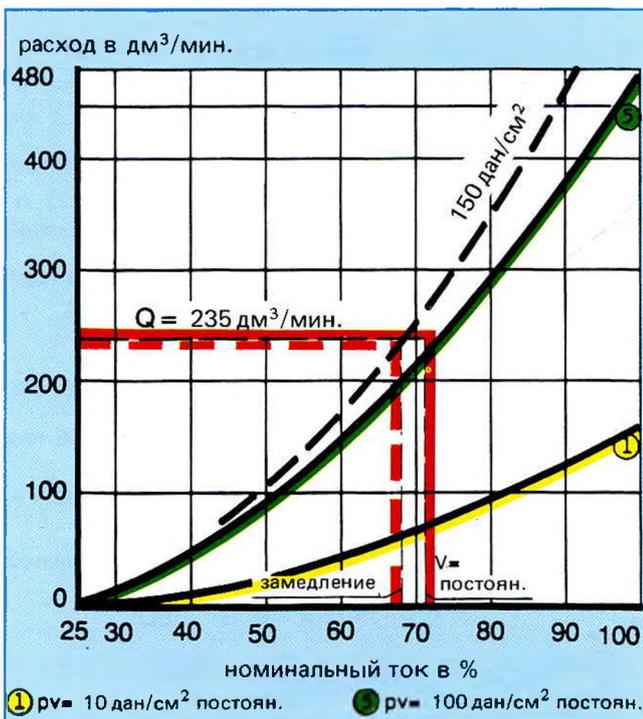


Рис. 14: Графич. характеристика  $Q - I$  для номинального расхода в  $100 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при потере давл. клап. в  $10 \text{ дан}/\text{см}^2$

Сравнение с пропорциональным клапаном типа 4WRZ 16 E1 – 150 ...

( $Q = 150 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при  $\Delta p = 10 \text{ дан}/\text{см}^2$  с соотношением управляющих кромок 2 : 1) показывает, что поршень слишком большой и поэтому обеспечивается плохая решающая способность расхода.



Для решения данной проблемы по управлению не рекомендуется также понижать напор насоса для получения более высокого гидравлического к.п.д.

Минимально требуемое давление можно вычислить с помощью максимальной общей силы при ускорении и минимальной общей потери давления ( $\geq 10 \text{ дан}/\text{см}^2$ ) на управляющих кромках дросселирующего элемента.

**Вычисление требуемого напора насоса при следующих условиях:**

Перемещение вверх

$$\begin{aligned} \text{для } \Delta p_1 = \Delta p_2 = 5 \text{ дан}/\text{см}^2 &\rightarrow - > \\ FG/10 &= AK \cdot (p_P - \Delta p_1) - AR \cdot \Delta p_2 \\ FG/10 &= AK \cdot p_P - AK \cdot \Delta p_1 - AR \cdot \Delta p_1 \\ p_P &= [FG + \Delta p_1 \cdot (AK + AR)] / AK \\ &= [9100/10 + 5 \cdot (19,64 + 9,45)] / 19,64 \\ &\approx 54 \text{ дан}/\text{см}^2 \end{aligned}$$

Перемещение вниз

$$\begin{aligned} \text{для } \Delta p_1 = \Delta p_2 = 5 \text{ дан}/\text{см}^2 &\rightarrow \\ FG &= AR \cdot (p_P - \Delta p_2) - AK \cdot \Delta p_1 \\ FG &= AR \cdot p_P - AR \cdot \Delta p_1 - AK \cdot \Delta p_1 \\ p_P &= [FG + \Delta p_1 \cdot (AK + AR)] / AR \\ &= [2100/1 + 5 \cdot (19,64 + 9,45)] / 9,45 \\ &\approx 38 \text{ дан}/\text{см}^2 \end{aligned}$$

Напор насоса был избран:  $p_P = 55 \text{ дан}/\text{см}^2$

Перемещение вверх

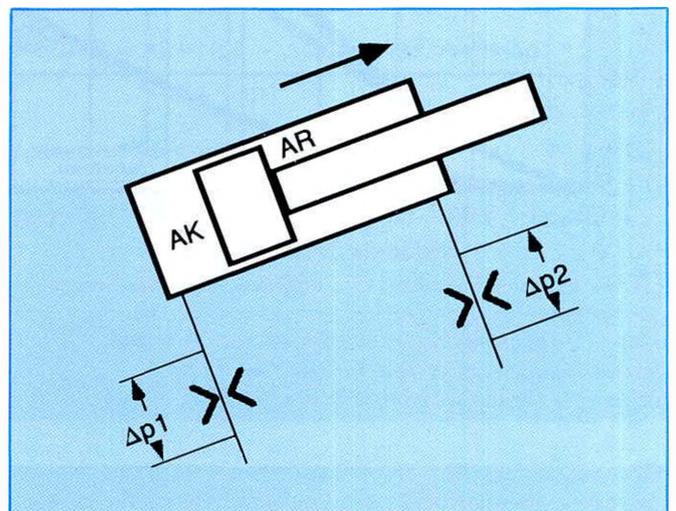


Рис. 16: Перемещение вверх

Рис. 15: Графическая характеристика  $Q - I$  для номинального расхода в  $150 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при потере давления клапана в  $10 \text{ дан}/\text{см}^2$ .

При перемещении вверх устанавливаются следующие параметры:

Ускорение

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 55 - 9100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 6 \text{ дан/см}^2$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 12 \text{ дан/см}^2$$

Постоянная скорость

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 55 - 3500/10) / (19,64 + 9,45) \approx 25 \text{ дан/см}^2$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 50 \text{ дан/см}^2$$

Замедление

$$\Delta p_1 = (19,64 \cdot 55 + 2100/10) / (19,64 + 9,45) \approx 45 \text{ дан/см}^2$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_1 \approx 90 \text{ дан/см}^2$$

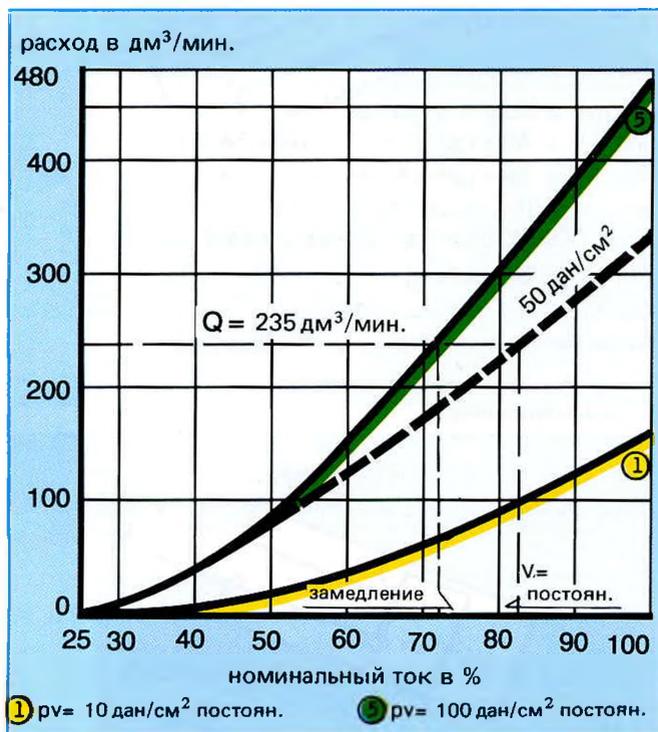


Рис. 17: Графическая характеристика  $Q - I$  для номинального расхода в  $150 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при потере давления клапана в  $10 \text{ дан/см}^2$ .

При переходе с постоянной скоростью на замедление системы требуется при таком напоре насоса более высокое изменение в процентном отношении хода поршня, чем при  $p_p = 100 \text{ дан/см}^2$ .

Такое изменение в процентном отношении хода поршня на пропорциональном клапане вызывает в соответствии с этим большую длительность времени установки. Во время этой фазы происходит только незначительное увеличение замедления.

**Вычисление потери давления на дроссельных кромках четырехлинейных пропорциональных распределителей с учетом отношения площади цилиндра и отношения открытия управляющих кромок на клапане**

Пропорциональные распределители поставляются серийно с соотношением управляющих кромок  $F = 1 : 1$  и  $F = 2 : 1$ .

При вычислении потери давления на управляющих кромках следует учитывать  $F$  в соответствии с соотношением площадей цилиндров.

В зависимости от того, является ли площадь  $A_A$  больше площади  $A_B$  или наоборот, применяется в последующих вычислениях

$$A_A > A_B \rightarrow X = F$$

$$A_B > A_A \rightarrow X = 1/F$$

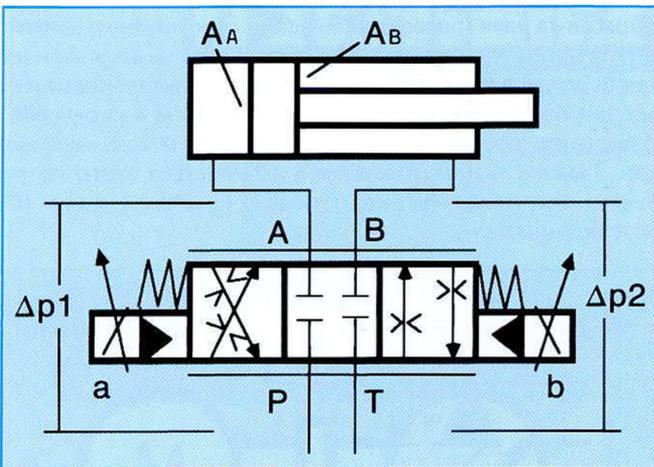


Рис. 18

Для выдвигания цилиндра (сторона привода А) в действии:

Количество протекающей жидкости (расход)  $P \rightarrow A$

$$Q_A = \alpha \cdot A_{SA} \cdot \sqrt{\Delta p_1}$$

$A_{SA}$  = свободное поперечное сечение дросселя на управляющей кромке пропорционального клапана от  $P \rightarrow A$

$$\rightarrow A_{SA} = Q_A / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1})$$

Соотношение управляющих кромок на пропорц. клапане

$$A_{SA} / A_{SB} = X$$

$A_{SB}$  = свободное поперечное сечение дросселя на управляющей кромке пропорционального клапана от  $B \rightarrow T$

$$\rightarrow A_{SB} = A_{SA} / X$$

для  $A_{SA}$  применяется  $Q_A / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1})$

$$\rightarrow A_{SB} = Q_A / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1} \cdot X)$$

Количество протекающей жидкости  $B \rightarrow T$

$$Q_B = \alpha \cdot A_{SB} \cdot \sqrt{\Delta p_2}$$

$$\rightarrow \sqrt{\Delta p_2} = Q_B / (\alpha \cdot A_{SB})$$

для  $A_{SB}$  применяется  $Q_A / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1} \cdot X)$

$$\rightarrow \sqrt{\Delta p_2} = Q_B \cdot \alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1} \cdot X / (\alpha \cdot Q_A)$$

$$\Delta p_2 = Q_B^2 / Q_A^2 \cdot \Delta p_1 \cdot X^2$$

Количества протекающей жидкости относятся к площадям цилиндров как

$$Q_B / Q_A = A_B / A_A$$

при применении в  $\Delta p_2$

$$\rightarrow \Delta p_2 = A_B^2 / A_A^2 \cdot \Delta p_1 \cdot X^2$$

Равновесие сил при выдвигании цилиндра

$$F_G / 10 = A_A \cdot [(p_P - \Delta p_V) - \Delta p_1] - A_B \cdot \Delta p_2$$

для  $\Delta p_2$  применяется  $A_B^2 / A_A^2 \cdot \Delta p_1 \cdot X^2$

$$F_G / 10 = A_A \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_A \cdot \Delta p_1 - A_B \cdot \Delta p_1 \cdot X^2 \cdot A_B^2 / A_A^2$$

Уравнение умножается на  $A_A^2$

$$A_A^2 \cdot F_G / 10 = A_A^3 \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_A^3 \cdot \Delta p_1 - \Delta p_1 \cdot X^2 \cdot A_B^3$$

$$\Delta p_1 = A_A^2 \cdot [A_A \cdot (p_P - \Delta p_V) - F_G / 10] / (A_A^3 + A_B^3 \cdot X^2)$$

При втягивании цилиндра (сторона привода В)

$$- F_G / 10 = A_B \cdot [(p_P - \Delta p_V) - \Delta p_2] - A_A \cdot \Delta p_1$$

$$- F_G / 10 = A_B \cdot [(p_P - \Delta p_V) - A_B^2 / A_A^2 \cdot \Delta p_1 \cdot X^2] - A_A \cdot \Delta p_1$$

Уравнение умножается на  $A_A^2$

$$- A_A^2 \cdot F_G / 10 = A_A^2 \cdot A_B \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_B^3 \cdot X^2 \cdot \Delta p_1 - A_A^3 \cdot \Delta p_1$$

$$\Delta p_1 = A_A^2 \cdot [A_B \cdot (p_P - \Delta p_V) + F_G / 10] / (A_A^3 + A_B^3 \cdot X^2)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot A_B^2 \cdot X^2 / A_A^2$$

На основании потерь давления для отдельных управляющих кромок, для выдвигания и втягивания цилиндров, можно определить общую потерю давления клапана и соответствующее количество протекающей жидкости (расход).

Следует выбирать всегда наименьшую разность давлений ( $\Delta p$ ) для наибольшего количества протекающей жидкости (расхода).

Пример:

Общая разность давлений клапана  $\Delta p = p_V = 2 \cdot \Delta p_1$  для  $Q = \dots$  [дм<sup>3</sup>/мин.].

**Точность пути замедления при замедлении, зависящем от времени**

Тенденция направлена к все большему повышению скорости перемещения с тем, чтобы понизить длительность вспомогательного времени. Это будет, однако, целесообразным только тогда, когда путь замедления будет постоянной величины при всех рабочих режимах.

При изменениях пути замедления следует учитывать более длинный путь для ползучей скорости.

**Это связано с расходом времени !**

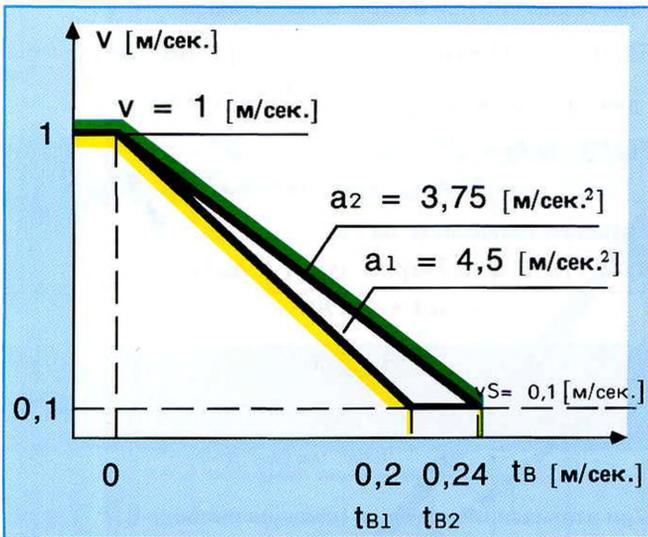


Рис. 19: Путь замедления при изменении длительности времени замедления

Какие факторы могут изменять путь замедления ?

**а) Изменение длительности времени замедления (линейно-нарастающее воздействие)**

В данном случае пропорциональная гидравлика с электронным линейно-нарастающим воздействием имеет преимущество при сравнении с гидравлическим временем переключения. Хорошо выполненная электронная линейная функция с насыщением не подвергается значительным изменениям под воздействием температуры.

Для того, чтобы можно было действительно использовать такое преимущество, следует следить за тем, чтобы время линейно-нарастающего воздействия не выбиралось слишком короткой длительности, т.е. за тем, чтобы обеспечивалось достаточное расстояние к собственному времени переключения пропорционального устройства.

Мнемоническое правило гласит:

мин. время линейно-нарастающего воздействия > 2 x гидравлическое время собственного переключения.

Гидравлическое время собственного переключения подается в технической документации для пропорциональных устройств (реакция на единичное воздействие).

Влияние изменения времени линейно-нарастающего воздействия демонстрируется на диаграмме (см. рис. 19).

Вычисление показывает, что в данном случае при замедлении  $v = 0,1$  м/сек. можно изменять путь замедленно-

го хода  $sS$  на 22 мм. Требуемое для этого время составляет  $tS = 220$  мсек.

$$SB1 = (v + vS) / 2 \cdot tB1 = (1 + 0,1) / 2 \cdot 0,2 = 0,11 \text{ [м]} = 110 \text{ [мм]}$$

$$SB2 = (v + vS) / 2 \cdot tB2 = (1 + 0,1) / 2 \cdot 0,24 = 0,132 \text{ [м]} = 132 \text{ [мм]}$$

$$\Delta SB = 22 \text{ [мм]}$$

$$tS \text{ для } sS = 22 \text{ [мм]} \text{ при } vS = 0,1 \text{ [м/сек.]}$$

$$tS = sS / vS = (22 \cdot 10^{-3}) / 0,1 = 0,22 \text{ [сек.]} = 220 \text{ [м/сек.]}$$

**б) Различная длительность времен запаздывания в электрическом сигнале**

Обработка электрических сигналов от конечного выключателя вплоть до входа заданных значений на электронной карте должна быть короткой по своей длительности и не должна подвергаться никаким изменениям во времени. Изменение времени запаздывания в 10 м/сек. вызовет при 1 м/сек. изменение пути в 10 мм. Для этого требуется при ползучей скорости в 0,1 [м/сек.]  $tS = 100$  [м/сек.] времени.

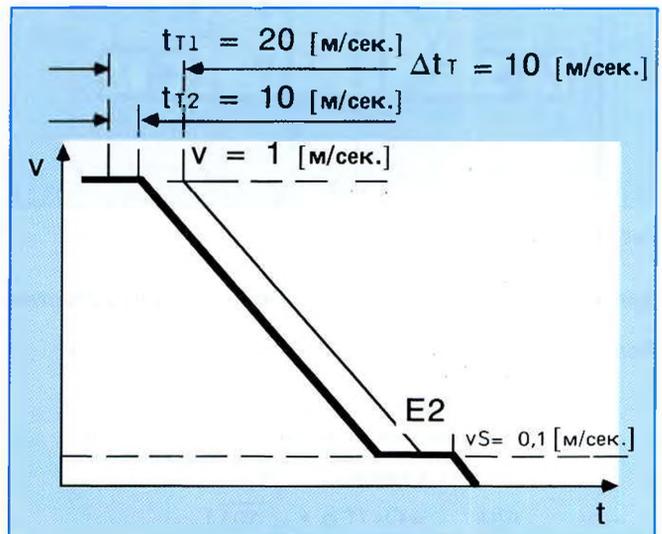


Рис. 20: Путь замедления при изменении времени запаздывания

$$\text{Путь в } 10 \text{ [м/сек.]} \text{ при } v = 1 \text{ [м/сек.]} = 10 \text{ [мм]}$$

$$\text{Время для } 10 \text{ [мм]} \text{ при } vS = 0,1 \text{ [м/сек.]} = 100 \text{ [м/сек.]}$$

**в) Изменение скорости  $v$  вследствие различной разности давлений  $\Delta p$  на управляющих кромках пропорционального клапана**

Под влиянием вязкости изменяется количество протекающей жидкости (расход), а вследствие этого и скорость, у потребителя.

Управляющие кромки на пропорциональных устройствах устроены в виде диафрагм для того, чтобы поддерживать влияние вязкости незначительных размеров.

Измерения, проведенные на гидравлических установках, показали, что при изменениях температуры изменения  $\Delta p$  в трубопроводах, резьбовых соединениях, блоках управления в процентном отношении значительно выше,

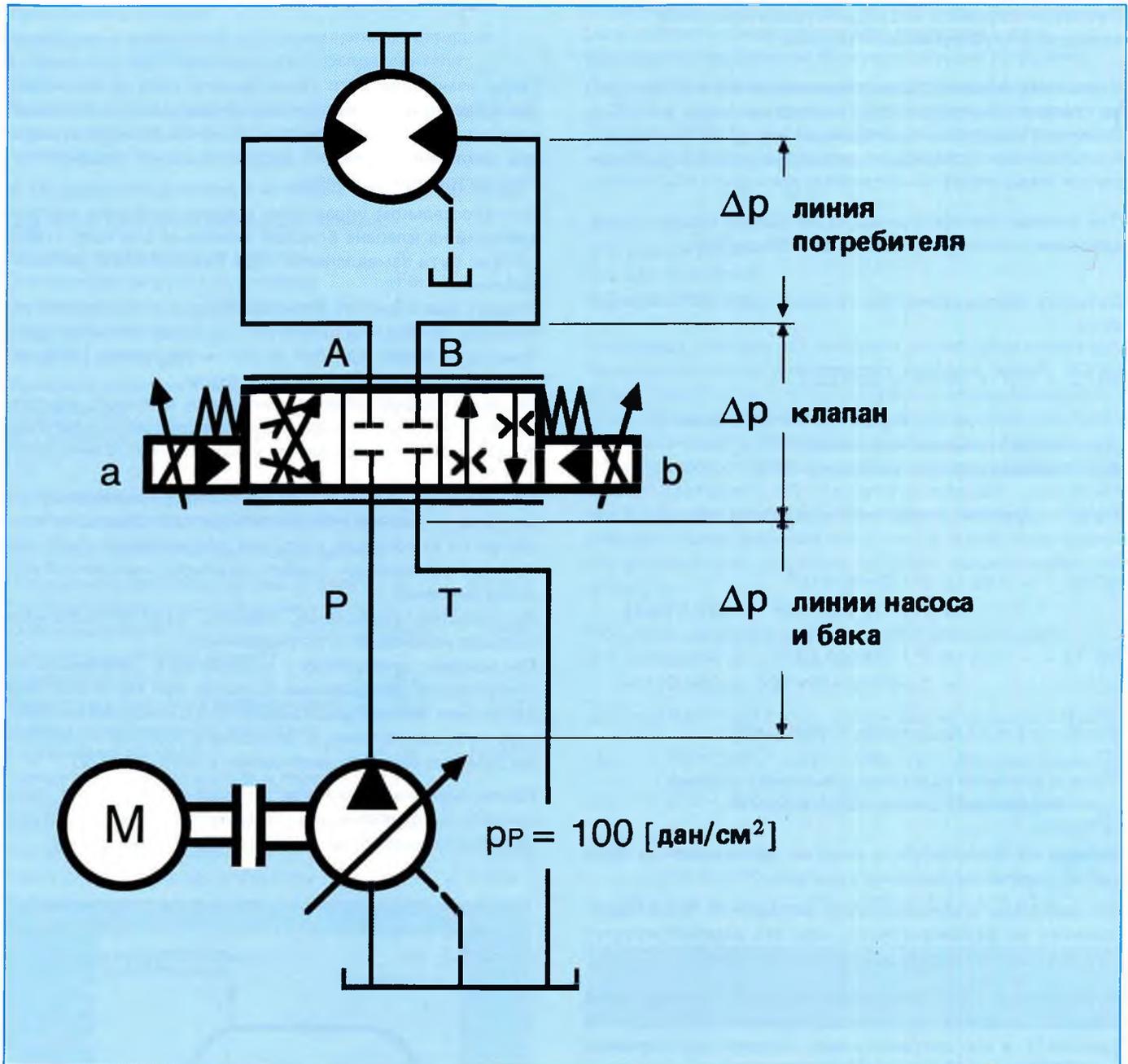


Рис. 21: Потеря давления в одной гидросистеме

чем изменения  $\Delta p$  на самом приборе управления расходом.

Такие изменения  $\Delta p$  вызывают, естественно, изменение расхода.

Влияние на путь замедления будет продемонстрировано посредством одного примера.

$\Delta p$ линии потребителя	= 4 [дан/см <sup>2</sup> ] при 50°C
$\Delta p$ линии потребителя	= 6 [дан/см <sup>2</sup> ] при 20°C
$\Delta p$ линии насоса	= 5 [дан/см <sup>2</sup> ] при 50°C
$\Delta p$ линии насоса	= 8 [дан/см <sup>2</sup> ] при 20°C
$\Delta p$ изменения на пропорциональн. клапане	= 5 [дан/см <sup>2</sup> ]

**Изменение скорости под воздействием изменения вязкости в трубопроводной системе**

Измеренная общая потеря давления клапана в 55 дан/см<sup>2</sup> на клапане происходит при температуре масла в 50°C в связи с установленным напором насоса рР = 100 дан/см<sup>2</sup> и отобранным вращающим моментом двигателя. Измеренная макс. скорость составляет при этом v = 1,3 м/сек.

При низкой температуре масла составляет общая потеря давления клапана еще только Δр = 50 дан/см<sup>2</sup>.

Скорость перемещения при температуре в 20°C вытекает из

$$20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow v = v \cdot \sqrt{\Delta p_1 / \Delta p_2}$$

$$= 1,3 \cdot \sqrt{50/55} = 1,24 \text{ [м/сек.]}$$

Δр1 = потеря давления на клапане при 20°C

Δр2 = потеря давления на клапане при 50°C

Пути ускорения и замедления составляют при

$$50\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow s_b = v^2 / (2 \cdot a) \cdot 10^3$$

$$= 1,3^2 / (2 \cdot 2) \cdot 10^3 = 422,5 \text{ [мм]}$$

$$20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow s_b = v^2 / (2 \cdot a) \cdot 10^3$$

$$= 1,24^2 / (2 \cdot 2) \cdot 10^3 = 384,0 \text{ [мм]}$$

Изменение пути замедления ≈ 38,5 [мм]

Потеря давления на пропорциональном клапане Δр = 50 [дан/см<sup>2</sup>] относительно высокая.

Исходя из потребности в энергии, напрашивается само собой понижение давления в системе.

Относительно изменения пути замедления такие мероприятия не рекомендуются, как это демонстрируется на основании нижеприведенного вычисления.

При условии, что минимальная общая потеря давления клапана составляет при температуре до 20°C Δр = 10 [дан/см<sup>2</sup>] и что соответственно потерям трубопровода при 50°C Δр = 15 [дан/см<sup>2</sup>], вытекает:

$$50\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow v = 1,3 \text{ [м/сек.]}$$

$$20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow v = v \cdot \sqrt{\Delta p_1 / \Delta p_2}$$

$$= 1,3 \cdot \sqrt{10/15} = 1,06 \text{ [м/сек.]}$$

Δр1 = потеря давления на клапане при 20°C

Δр2 = потеря давления на клапане при 50°C

Перемещение на ускорение и перемещение замедления составляют при

$$50\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow s_b = v^2 / (2 \cdot a) \cdot 10^3$$

$$= 1,3^2 / (2 \cdot 2) \cdot 10^3 = 422,5 \text{ [мм]}$$

$$20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow s_b = v^2 / (2 \cdot a) \cdot 10^3$$

$$= 1,06^2 / (2 \cdot 2) \cdot 10^3 = 281,6 \text{ [мм]}$$

Изменение пути замедленного хода около 140 [мм]

Такое изменение пути замедленного хода не возникает при управлении с компенсацией нагрузки с помощью клапана постоянной разности давлений, поскольку перепад давлений на участке дросселирования поддерживается постоянной величины.

При дроссельном управлении следует выбирать перепад давлений на клапане большей величины для того, чтобы разброс пути замедленного хода поддерживать меньшей величины.

Следует еще обратить внимание на то, что при малом ускорении такая дополнительная Δр будет меньшей величины, в то время как при высоком ускорении такая величина должна устанавливаться выше.

Такая, в первый момент кажущаяся высокой, убыточная энергия в связи с дросселированием возникает в результате быстрого движения у потребителя только кратковременно.

При высоких скоростях перемещения (ориентировочное значение > 1 м/сек.) и при быстро происходящих процессах по ускорению, учитывая динамические свойства, не будет возможным применять клапан постоянной разности давлений.

Дроссельное управление, однако, вызовет слишком большие изменения пути замедления.

Применение электронного устройства с зависимым от перемещения замедлением принесет при таких быстрых движениях значительный результат в отношении постоянства пути замедления, а вследствие этого в отношении постоянства времени нахождения в пути (рис. 22).

Пропорциональный клапан закрывается плавно в зависимости от перемещения. Путь передвижения регистрируется либо аналоговым, либо цифровым способом.

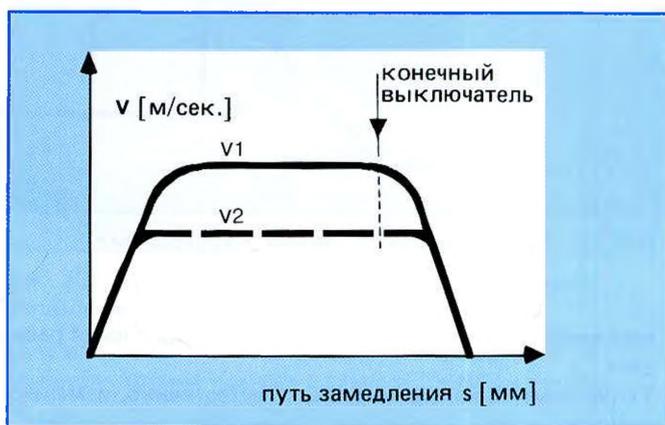


Рис. 22

**Вычисление размеров цилиндров и двигателей для управления с помощью 4-линейного пропорционального распределителя**

При вычислении следует исходить из имеющегося в наличии напора насоса.

**а) Продольное движение с помощью привода цилиндра**

Для этого требуются следующие данные:

Перемещаемая масса на цилиндр	m	[кг]
Статическая нагрузка на цилиндр	F <sub>St</sub>	[н]
Статическая сила на цилиндр	F <sub>K</sub>	[н]
Сила трения на цилиндр	F <sub>R</sub>	[н]
Скорость цилиндра	v	[м/сек.]
Желаемое время на ускорение	t <sub>B</sub>	[сек.]
Напор насоса	p <sub>P</sub>	[дан/см <sup>2</sup> ]
Δp - потери в трубопроводе	Δp <sub>V</sub>	[дан/см <sup>2</sup> ]

**б) Вращательное движение с помощью привода масляного двигателя**

Для этого требуются следующие данные:

Момент инерции массы на ведом валу	J	[кгм <sup>2</sup> ]
Статический нагрузочный момент на ведомом валу	M <sub>St</sub>	[нм]
Статический силовой момент на ведомом валу	M <sub>K</sub>	[нм]
Момент сил трения на ведомом валу	M <sub>C</sub>	[нм]
Момент инерции массы двигателя и механизма передач	J <sub>M</sub>	[кгм <sup>2</sup> ]
Передаточное число коробки передач	i	
Скорость вращения двигателя/ скорость вращения ведомого вала	n <sub>M</sub> /n	
Число оборотов на двигателе	n <sub>M</sub>	[1/мин.]
Число оборотов на ведомом валу	n	[1/мин.]
Желаемое время ускорения	t <sub>B</sub>	[сек.]
Напор насоса	p <sub>P</sub>	[дан/см <sup>2</sup> ]
Δp - потери в трубопроводе	Δp <sub>V</sub>	[дан/см <sup>2</sup> ]

**Определение требуемой рабочей поверхности цилиндра (или рабочего объема масляного двигателя) для дроссельного управления (без компенсации нагрузки)**

Опыт показал, что размеры для цилиндра и масляного двигателя были выбраны надлежащим образом, когда распределение долей имеющегося в наличии давления производится следующим образом:

$$[p_P - \Delta p_V]$$

- 1/3 для нагрузки
- 1/3 для ускорения
- 1/3 для скорости.

Это значит, что при 1/3 нагрузки может применяться для замедления массы или момента инерции только 1/2 от  $[(p_P - \Delta p_V) - p_S]$ , в противном случае пропорциональному клапану потребуется производить слишком большие изменения в поперечном сечении при переходе с постоянной скорости на замедление. Доля нагрузки редко сможет составлять 1/3. Поэтому целесообразным будет всегда вычитать от имеющегося в распоряжении давления действительное давление нагрузки и определить размеры цилиндра или двигателя согласно вышеприведенной формуле.

При приводе цилиндра вычисляется рабочая поверхность для ускорения или замедления:

$$1/10 \cdot a \cdot m = \Delta p \cdot A_W \quad A_W = \text{рабочая поверхность [см}^2\text{]}$$

$$\Delta p = 1/2 \cdot [(p_P - \Delta p_V) - p_S] \quad a = \text{ускорение [м/сек.}^2\text{]}$$

$$p_S = (F_{St} + F_R) / (A_W \cdot 10) \quad \Delta p = \text{эффективн. давление [дан/см}^2\text{]}$$

$$a = v/t_B$$

$$- - > v/t_B \cdot m/10 =$$

$$= 1/2 \cdot [(p_P - \Delta p_V) - (F_{St} + F_R) / (A_W \cdot 10)] \cdot A_W$$

$$A_W \geq 2 / [10 \cdot (p_P - \Delta p_V)] \cdot [m \cdot v/t_B + 1/2 \cdot (F_{St} + F_R)] \quad [\text{см}^2]$$

Во время фазы ускорения или замедления не действует усилие обработки или усилие прессования F<sub>K</sub>.

Указание:

Если во время фазы ускорения должна действовать доля силы, то такая доля должна суммироваться со статической силой F<sub>K</sub>.

Рабочая поверхность для постоянной скорости перемещения и макс. сила F<sub>K</sub> вычисляются следующим образом:

$$A_W = (F_{St} + F_K + F_R) / [10 \cdot (p_P - \Delta p_V - 10)] \quad [\text{см}^2]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане.

Наибольшая рабочая поверхность из обоих вычислений определяет размеры цилиндра.

Если будут известны рабочая поверхность и время на ускорение, можно в соответствии с этим вычислить требуемый напор насоса.

Для ускорения

$$p_p = 2 \cdot m \cdot v / (t_b \cdot 10 \cdot A_w) + \Delta p_v + (F_{st} + F_r) / (10 \cdot A_w) \quad [\text{дан/см}^2]$$

При постоянной скорости и макс. силе

$$p_p = (F_{st} + F_k + F_r) / (10 \cdot A_w) + \Delta p_v + 10 \quad [\text{дан/см}^2]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорцион. клапане.

Если будут известны рабочая поверхность и напор насоса, вычисляется время на ускорение.

$$t_b = (2 \cdot m \cdot v) / [10 \cdot A_w \cdot (p_p - \Delta p_v) - (F_{st} + F_r)] \quad [\text{сек.}]$$

При приводе масляного двигателя вычисляется рабочий объем двигателя при дроссельном управлении для ускорения и замедления.

$$J_G / i^2 \cdot \varepsilon = (V_G \cdot \Delta p) / (20 \cdot \Pi)$$

$$\Delta p = 1/2 \cdot [(p_p - \Delta p_v) - p_s]$$

$$\varepsilon = \omega / t_b$$

$$\omega = \Pi \cdot n \cdot i / 30$$

$$p_s = [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G)$$

$$J_G / i^2 \cdot \Pi \cdot n \cdot i / (30 \cdot t_b) =$$

$$= V_G / (20 \cdot \Pi) \cdot 1/2 \{ (p_p - \Delta p_v) -$$

$$- [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) \}$$

$$V_G = 4 \cdot \Pi / [(p_p - \Delta p_v) \cdot i] \cdot [J_G \cdot n \cdot \Pi / (3 \cdot t_b) + 5 \cdot (M_s + M_c)] \quad [\text{см}^3/\text{об.}]$$

$\Delta p$  = требуемая разность давлений для ускорения [дан/см<sup>2</sup>]

$J_G$  = общий момент инерции на ведомом валу [кгм<sup>2</sup>]

$i$  = число обор. (n) двигат./число обор. (n) ведомого вала

$V_G$  = рабочий объем двигателя [см<sup>3</sup>/об.]

$\omega$  = угловая скорость [1/сек.]

$\varepsilon$  = угловое ускорение [1/сек.<sup>2</sup>]

**Указание:**

Если во время фазы по ускорению в действии будет момент силы МК, то такую силу следует суммировать с моментом нагрузки  $M_s$ .

Для постоянн. числа оборотов и макс. момента силы МК

$$V_G = (M_s + M_k + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi / [i \cdot (p_p - \Delta p_v - 10)] \quad [\text{см}^3/\text{об.}]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане.

Большой рабочий объем определяет выбор масляного двигателя.

Если будут известны рабочий объем и время на ускорение, можно вычислить требуемый напор насоса,

для ускорения

$$p_p = J_G \cdot \Pi^2 \cdot n \cdot 4 / (3 \cdot i \cdot V_G \cdot t_b) + \Delta p_v + [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) \quad [\text{дан/см}^2]$$

для постоянн. числа оборотов и макс. момента силы МК

$$p_p = [(M_s + M_k + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) + \Delta p_v + 10 \quad [\text{дан/см}^2]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорцион. клапане.

Если будут известны рабочий объем двигателя и напор насоса, можно вычислить время на ускорение

$$t_b = 4/3 \cdot J_G \cdot n \cdot \Pi^2 / [i \cdot V_G \cdot (p_p - \Delta p_v) - 20 \cdot \Pi \cdot (M_s + M_c)] \quad [\text{сек.}]$$

**Определение требуемой рабочей поверхности цилиндра для управления с компенсацией нагрузки**

При управлении с компенсацией нагрузки в распоряжении имеется полное давление  $(p_p - \Delta p_v)$  за вычетом  $\Delta p$  клапана постоянной разности давлений (8 дан/см<sup>2</sup>) и за вычетом потери давлений на дроссельной кромке потребителя после бака (8 дан/см<sup>2</sup>).

Рабочая поверхность вычисляется для ускорения или замедления

$$A_w \geq 1/10 \cdot [(F_{st} + F_R) + v \cdot m / t_b] / [(p_p - \Delta p_v - 16)] \quad [\text{см}^2]$$

для постоянной скорости и макс. силы  $F_K$

$$A_w \geq (F_{st} + F_K + F_R) / [10 \cdot (p_p - \Delta p_v - 16)] \quad [\text{см}^2]$$

"16" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане + на клапане постоянной разности давлений

Рабочая поверхность  $A_w$  большей величины определяет размер цилиндра.

Если известны рабочая поверхность и время на ускорение, можно вычислить требуемый напор насоса,

для ускорения

$$p_p = m \cdot v / (t_b \cdot 10 \cdot A_w) + \Delta p_v + 16 + (F_{st} + F_R) / (10 \cdot A_w) \quad [\text{дан/см}^2]$$

для постоянной скорости и макс. силы  $F_K$

$$p_p = (F_{st} + F_K + F_R) / (10 \cdot A_w) + \Delta p_v + 16 \quad [\text{дан/см}^2]$$

"16" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане + на клапане постоянной разности давлений

Если известны рабочая поверхность и напор насоса, можно вычислить время на ускорение

$$t_b = m \cdot v / [A_w \cdot 10 \cdot (p_p - \Delta p_v - 16) - (F_{st} + F_R)] \quad [\text{сек.}]$$

При приводе масляного двигателя вычисляется рабочий объем для управления с компенсацией нагрузки для ускорения и замедления

$$V_G = 2 \cdot \Pi / [(p_p - 16 - \Delta p_v) \cdot i] \cdot [J_G \cdot n \cdot \Pi / (3 \cdot t_b) + 10 \cdot (M_s + M_c)] \quad [\text{см}^3/\text{об.}]$$

для постоянной скорости и макс. момента силы  $M_K$

$$V_G = (M_s + M_K + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi / [(p_p - \Delta p_v - 16) \cdot i] \quad [\text{см}^3/\text{об.}]$$

"16" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане + на клапане постоянной разности давлений

Если будут известны рабочий объем и время на ускорение, можно вычислить требуемый напор насоса для ускорения

$$p_p = J_G \cdot \Pi^2 \cdot n \cdot 2 / (3 \cdot i \cdot V_G \cdot t_b) + \Delta p_v + 16 + [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) \quad [\text{дан/см}^2]$$

$$p_p = [(M_s + M_K + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) + \Delta p_v + 16 \quad [\text{дан/см}^2]$$

"16" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане + на клапане постоянной разности давлений

Если будут известны рабочая поверхность и напор насоса, можно вычислить время на ускорение

$$t_b = (2/3 \cdot J_G \cdot n \cdot \Pi^2) / [i \cdot V_G \cdot (p_p - \Delta p_v - 16) - 20 \cdot \Pi \cdot (M_s + M_c)] \quad [\text{сек.}]$$

### **Вычисление и влияние собственной частоты в гидравлических системах**

Уже упоминалось выше, собственная частота является мерилем качества привода, а также минимально возможное время на ускорение.

Для вычисления точной собственной частоты системы, должны быть известны различные параметры, как, например, механическое трение и вязкость масла.

Такие параметры бывают часто неизвестны в фазе проектирования. На практике, однако, может быть достаточно, если будет вычислена собственная частота незатухающих колебаний и на основании этого будут выведены "опытные данные".

Для того, чтобы можно было лучше понять, как вычислять собственную частоту незатухающих колебаний в гидравлической системе, привлекается для наглядности сравнение с собственной частотой механической системы пружина – масса.

**Собственная частота без затухания для цилиндров синхронного хода**

- $A_w$  = эффективная (рабочая) площадь насоса
- $h$  = ход цилиндра
- $V_{L1}$  =  $V_1$  = объем трубопровода
- $V_{L2}$  =  $V_2$  = объем трубопровода
- $V_A$  =  $V_B$  = объем цилиндра
- $V_3, V_4$  = объемы масла между регулирующим клапаном и цилиндром ( $V_1 + V_A$ )
- $E_{\text{масла}}$  = модуль эластичности масла

**Общий коэффициент жесткости пружины**

$$\begin{aligned} \text{Собщ.} &= C_1 + C_2 \\ &= 2 \cdot [A_w^2 \cdot E_{\text{масла}} / (V_1 + h/2/10 \cdot A_w)] \\ &= 2 \cdot [A_w^2 \cdot E_{\text{масла}} / (V_1 + V_A)] \\ &= 2 \cdot [A_w^2 \cdot E_{\text{масла}} / V_3] \end{aligned}$$

**Эквивалентная схема вышеуказанной системы пружина - масса**

- $F$  = усилие пружины
- $T$  = длительность одного полного колебания
- $s$  = ход пружины

**Колебание вышеуказанной системы пружина - масса без затухания**

**Гирскопическая частота системы пружина - масса**

$$\omega_0 = \sqrt{\text{Собщ.}/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

**Собственная частота**

$$f = 1/(2 \cdot \pi) \cdot \sqrt{\text{Собщ.}/m} \quad [\text{герц}]$$

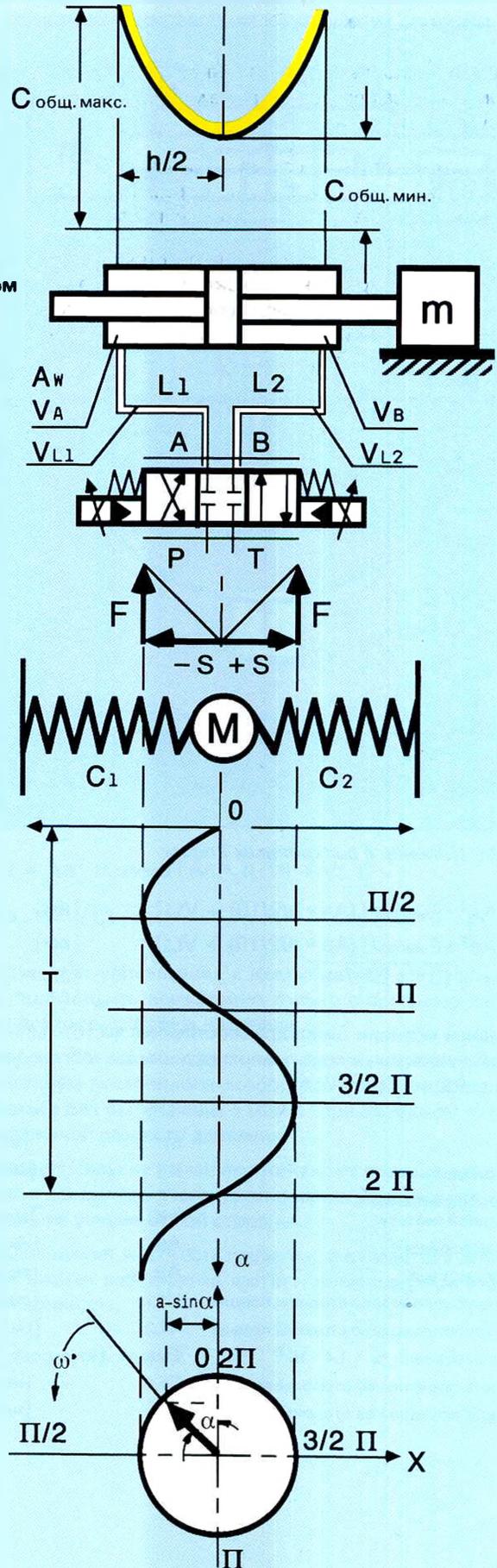


Рис. 23: Собственная частота без затухания с цилиндром синхронного хода

Определение собственной частоты с помощью гидроцилиндра

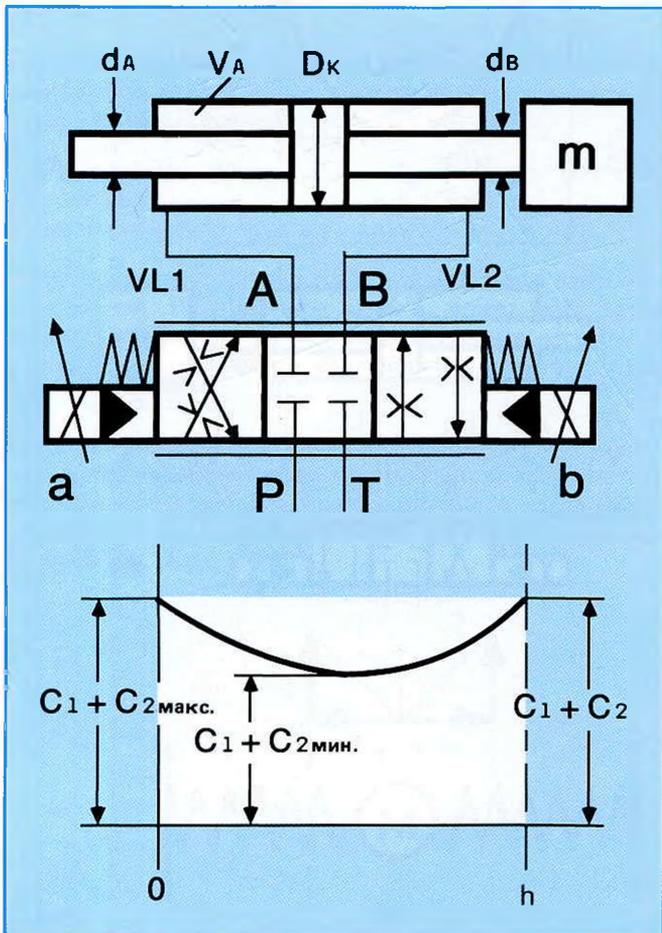


Рис. 24: Цилиндр с синхронным ходом

$$C_1 = A_A^2 \cdot E_{\text{масла}} / [(A_A \cdot h/2/10) + VL1] \quad [\text{нм}]$$

$$C_2 = A_B^2 \cdot E_{\text{масла}} / [(A_B \cdot h/2/10) + VL2] \quad [\text{нм}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{(C_1 + C_2) / m} \quad [1/\text{сек.}]$$

На средней позиции цилиндра собственная частота минимальной величины, когда поверхность поршневого кольца \$AA = AB\$ и \$VL1 = VL2\$.

Масса	$m$	[кг]
Ход цилиндра	$h$	[мм]
Ход цилиндра при мин. собственной частоте	$h_K$	[мм]
Площадь поршня	$A_K$	[см <sup>2</sup> ]
Площадь кольца	$A_R$	[см <sup>2</sup> ]
Объем трубопровода со стороны поршня	$VL1$	[см <sup>3</sup> ]
Объем трубопровода со стороны кольца	$VL2$	[см <sup>3</sup> ]
Модуль эластичности = $1,4 \cdot 10^7$	$E_{\text{масла}}$	[кг/см.сек. <sup>2</sup> ]
Жесткость пружины со стороны поршня	$C_1$	[нм]
Жесткость пружины со стороны кольца	$C_2$	[нм]

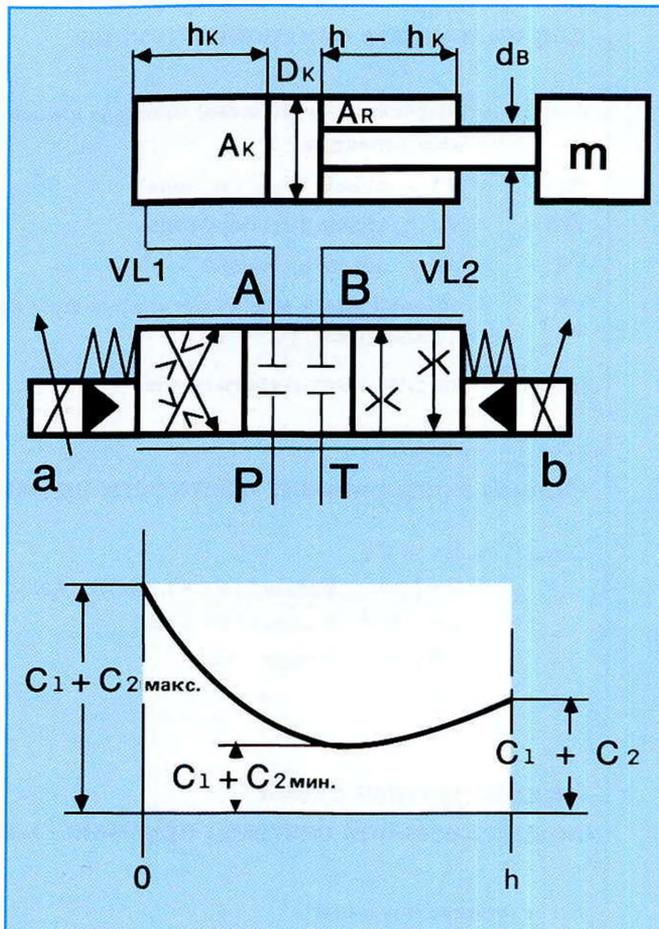


Рис. 25: Дифференциальный цилиндр

$$C_1 = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_K \cdot h_K/10 + VL1) \quad [\text{нм}]$$

$$C_2 = A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / [A_R \cdot (h - h_K)/10 + VL2] \quad [\text{нм}]$$

Можно вычислить позицию поршня \$h\_K\$, при которой общая пружинная нагрузка минимальной величины.

$$(C_1 + C_2)_{\text{макс.}} = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / VL1 + A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / (VL2 + A_R \cdot h/10) \quad \text{для } h=0$$

$$(C_1 + C_2)_{\text{макс.}} = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / (VL1 + A_K \cdot h/10) + A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / VL2 \quad \text{для } h=h$$

Если будет дифференцироваться уравнение для \$(C\_1 + C\_2)\$, можно вычислить \$(C\_1 + C\_2)\_{\text{мин.}}\$ и соответствующий этому ход цилиндра \$h\_K\$:

$$h_K = [(A_R \cdot h/10 / \sqrt{A_R^3} + VL1 / \sqrt{A_R^3} - VL2 / \sqrt{A_K^3}) / (1/\sqrt{A_R} + 1/\sqrt{A_K})] \cdot 10 \quad [\text{мм}]$$

$$\omega_{0\text{мин.}} = \sqrt{(C_1 + C_2) / m} \quad [1/\text{сек.}]$$

Определение собственной частоты для гидроцилиндра с помощью регенеративного переключ. (диффер. схемы)

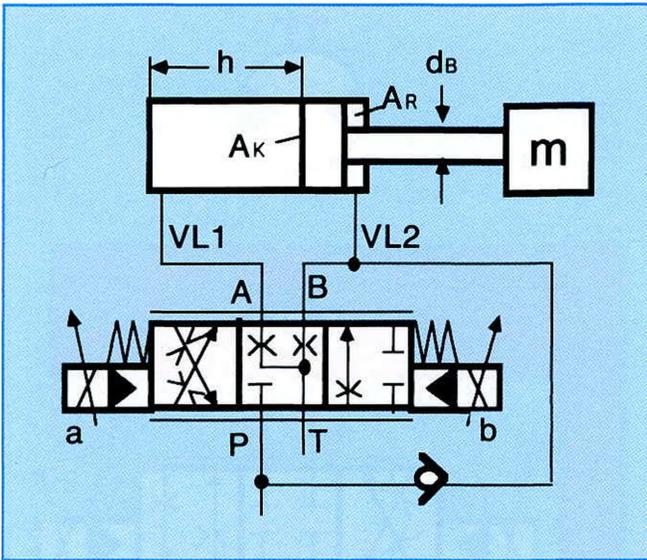


Рис. 26

$$C_1 = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_K \cdot h/10 + VL1) \quad [\text{нм}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{C_1/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

При регенеративном переключении с кольцевой стороны  $A_R$  при выдвинутом цилиндре отсутствует жесткость пружины  $C_2$ .

Обоснование

Страна поршневого кольца находится под воздействием постоянного давления  $p_P$ . Внешние силы, которые оказывают воздействие на цилиндр, не вызывают повышения давления с этой стороны цилиндра — отсутствует повышение противодействующей силы в этой камере цилиндра.

Самая низкая жесткость пружины  $C_1$ , а вследствие этого самая низкая собственная частота, расположена при поршневом ходе  $h$ .

Определение собственной частоты для гидроцилиндра с управлением посредством компенсации нагрузки

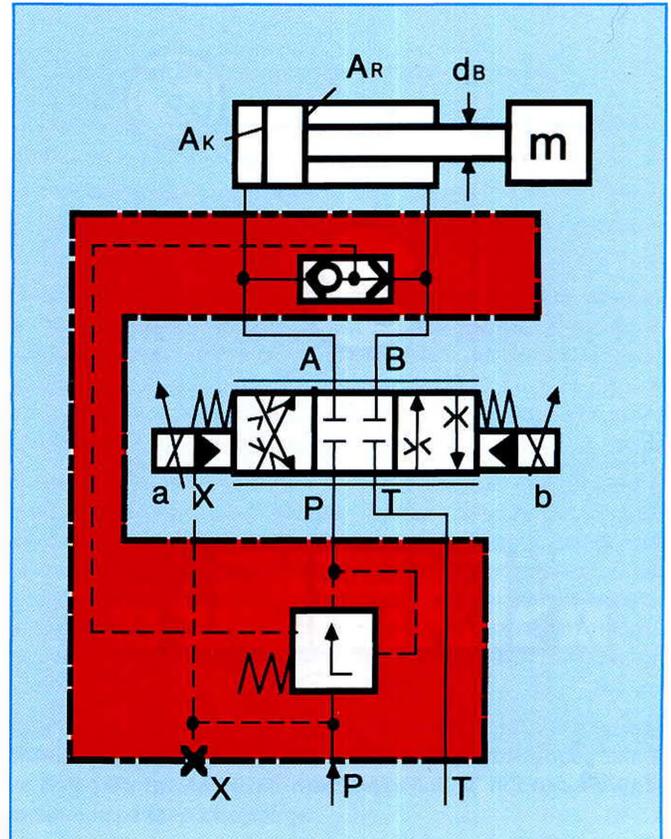


Рис. 27

$$C_2 = A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_R \cdot h/10 + VL_2) \quad [\text{нм}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{C_2/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

Также при управлениях с компенсацией нагрузки можно производить вычисления только с помощью жесткости пружины стороны цилиндра.

Страна без компенсации нагрузки находится под воздействием постоянного скоростного напора дроссельной кромки для вытекающего масла (при впускном клапане постоянной разности давления).

Внешние силы не вызывают никакого повышения давления, а вследствие этого не оказывают воздействия на повышение усилия с этой стороны.

Самая низкая жесткость пружины, а вследствие этого самая низкая собственная частота, возникает при вдвинутом цилиндре.

Определение собственной частоты для гидроприводов с помощью двигателей

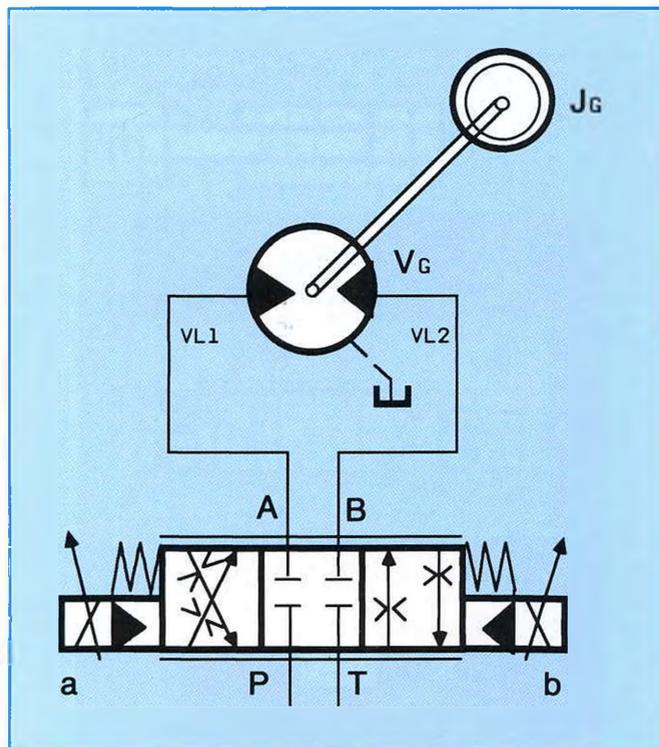


Рис. 28

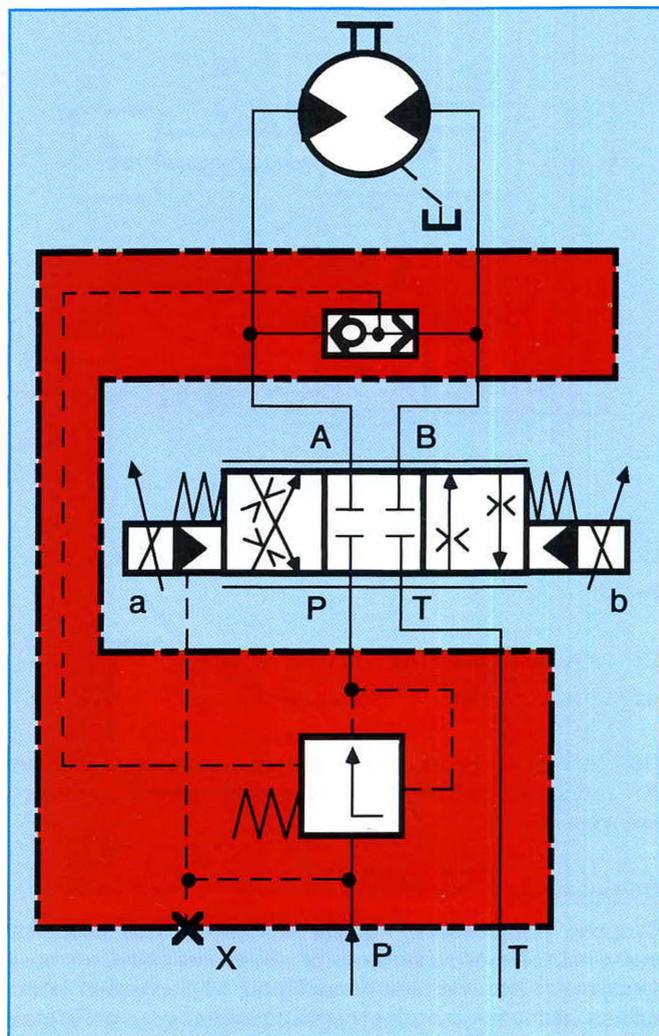
$$C1 = \frac{[VG / (2 \cdot \Pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}}}{[(VG/2 + VL1) \cdot 10^4]} \quad [\text{нм/рад}]$$

$$C2 = \frac{[VG / (2 \cdot \Pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}}}{[(VG/2 + VL2) \cdot 10^4]} \quad [\text{нм/рад}]$$

$$\omega\rho = \sqrt{(C1 + C2) / JG} \quad [1/\text{сек.}]$$

Момент инерции массы	JG	[кгм <sup>2</sup> ]
Рабочий объем двигателя жидкого топлива	VG	[см <sup>3</sup> /об.]
Объем трубопровода	VL1	[см <sup>3</sup> ]
Объем трубопровода	VL2	[см <sup>3</sup> ]
Модуль эластичности	$1,4 \cdot 10^7$	$E_{\text{масла}} [\text{кг/см.} \cdot \text{сек.}^2]$

Рис. 29



При управлении с компенсацией нагрузки можно производить вычисления только с помощью жесткости пружины одной стороны двигателя.

Страна без компенсации нагрузки находится под воздействием постоянного скоростного напора дроссельной кромки для вытекающего масла (при клапане постоянной разности давлений на входе).

Внешние силы не вызывают никакого повышения давления, а вследствие этого не оказывают воздействия на повышение усилия с этой стороны.

$$\omega_{0\text{мин.}} = \sqrt{C1/JG} \quad [1/\text{сек.}]$$

Какие опытные данные могут быть получены на основании вычисленной собственной частоты для управлений с пропорциональными устройствами?

**а) Самая низкая собственная частота в системе**

Собственная частота не должна быть ниже при управлениях

без компенсации нагрузки	3 гц = 18,84 [1/сек.]
с компенсацией нагрузки	4 гц = 25,13 [1/сек.]

При собственной частоте системы меньших величин было установлено, что операции по ускорению и замедлению не выполняются больше надлежащим образом из-за незначительной жесткости системы. При малых скоростях перемещения следует, кроме того, считаться со скачкообразными движениями.

Такие отрицательные явления возникают при управлениях с компенсацией нагрузки еще раньше, поскольку клапан постоянной разности давлений имеет также характеристику собственного времени. Дроссельные управления (без компенсации нагрузки) имеют дополнительное демпфирующее действие и лучше сглаживают неодинаковый характер скорости при низких частотах системы.

При больших разницах между трением покоя и трением скольжения, однако, также при дроссельном управлении нельзя рассчитывать на приближенный к постоянной величине характер скорости.

**б) Минимальное время ускорения и замедления**

На основании собственной частоты можно вывести опытные данные для времени ускорения и замедления. Для управлений с пропорциональными распределителями и регуляторами потока вытекает

$$t_B = 18 / \omega_0 \text{ [сек.]}$$

$\omega_0$  = гироскопическая частота с незатухающими колебаниями системы в [1/сек.]

Для работы на практике такое время ускорения/замедления в зависимости от гироскопической частоты  $\omega_0$  подается на стр. 28 в виде таблицы.

Также там приводятся величины ускорения "а" в [м/сек.<sup>2</sup>] для различных скоростей перемещения.

Пределы мощности клапанов	Гироскопическая частота (незатухающая)	Собственная частота (незатухающая)	Время ускорения/замедления (минимальное)	для скорости v [м/сек.]			
				v = 0,5	v = 1	v = 1,5	v = 2
	$\omega_0$ [сек. <sup>-1</sup> ]	f [Гц]	tB [сек.]	вытекает ускорение/замедление "a" в [м/сек. <sup>2</sup> ]			
	5	0,79	3,6	0,138	0,277	0,416	0,555
	10	1,59	1,85	0,277	0,55	0,833	1,11
	15	2,38	1,2	0,416	0,833	1,25	1,66
	20	3,18	0,9	0,555	1,11	1,66	2,22
	30	4,77	0,6	0,833	1,66	2,5	3,33
	40	6,37	0,45	1,111	2,22	3,33	4,44
	50	7,95	0,36	1,388	2,77	4,16	5,55
	60	9,54	0,3	1,666	3,33	5,0	6,66
	70	11,14	0,26	1,94	3,89	5,83	7,77
	80	12,73	0,225	2,22	4,44	6,66	8,88
	90	14,32	0,2	2,5	5,0	7,5	10,0
	100	15,91	0,18	2,77	5,56	8,33	11,11
	110	17,50	0,16	3,05	6,11	9,16	12,22
	120	19,09	0,15	3,33	6,66	10,0	
	130	20,69	0,138	3,61	7,22	10,83	
	140	22,28	0,128	3,88	7,78		
	150	23,87	0,12	4,16	8,33		
	160	25,46	0,1125	4,44	8,89		
170	27,05	0,105	4,72	9,44			
180	28,64	0,1	5,0	10,0			

Указание

Минимальное время ускорения/замедления может определяться посредством 3-х характерных величин:

1. Минимальное время ускорения/замедления в зависимости от собственной частоты  $\omega_0$  [1/сек.]
2. Минимальное время ускорения/замедления определяется посредством установленного напора насоса.
3. Минимальное время ускорения/замедления ограничивается посредством гидравлического времени собственного переключения пропорционального прибора.

Для заметок

Для заметок

Глава F  
**Введение в технику сервоклапанов**

Дитер Кретц

## ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕРВОКЛАПАНОВ

Первый основополагающий почин в развитии сервогидравлики был сделан в области воздухоплавания. Электрогидравлические сервоклапаны были разработаны для того, чтобы можно было точно управлять летательными аппаратами с помощью самых маленьких электрических входных сигналов. Переход с электрических или электронных управлений на электрогидравлические управления и контуры регулирования был обусловлен в особенности в связи с более высокими скоростями полета и отсюда вытекающими более высокими скоростями установки и устанавливающими силами.

К исполнительному органу были предъявлены при этом высокие требования относительно скорости, точности и плотности мощности.

В течение лет также промышленность заинтересовалась такой техникой и, принимая во внимание требуемую на промышленном предприятии точность, стала использовать эту технику в несколько измененном виде, так что в результате этого стало возможным предлагать на рынке такие приборы по приемлимой для промышленности цене.

### Определение понятия "сервогидравлика"

Понятие "сервогидравлика" завоевало себе прочное положение в техническом словоупотреблении. Однако о его значении имеются еще довольно разнообразные мнения.

Более подходящим обозначением было бы, например, "Электрогидравлическая техника регулирования".

Под таким понятием можно было бы объединить все возможности использования, при которых гидравлические устройства работают в контурах регулирования.

Использование в контурах регулирования означает, что рабочее состояние непрерывно контролируется со стороны измерительной техники и что отклонения от требуемого рабочего состояния корректируются самостоятельно измерительной техникой.

Регулируемые величины — это большей частью механические величины, как, например:

- перемещение или угол поворота
- скорость или число оборотов
- сила или вращающий момент

или гидравлические величины, как, например:

- объемный расход
- давление

Для того, чтобы можно было регулировать вышеуказанные величины, требуются соответствующие измерительные приборы для сбора действительных значений.

Под сервогидравликой, таким образом, следует понимать не только отдельные гидрокомпоненты, а более того — это взаимодействие применяемых устройств по регулированию, гидравлики для передачи энергии и электроники для обработки информации.

Для оценки электрогидравлических контуров регулирования или для распознавания их пределов мощности, потребитель должен ознакомиться с такими областями как

- техника регулирования,
- электроника,
- гидравлика и
- измерительная техника.

### Сервогидравлика как система

Становится ясным, что сервогидравлика представляет собой чистую системотехнику.

Следует рассмотреть внимательно все элементы, принимающие участие в регулировании.

Результат зависит в высокой степени от интенсивного сотрудничества всех лиц, занимающихся вопросами по проектированию.

Только хорошее сотрудничество, по возможности в ранней стадии, дает возможность надеяться на оптимальные результаты.

Компромиссные решения принимаются часто тогда, когда научно-техническое сотрудничество начинается в тот момент, когда все важные особенности проекта неопровержимо установлены.

**Разница между цепью управления и контуром регулирования**

**Цель управления**

Если будет включаться выключатель "а", то тогда пропорциональный усилитель "b" вводит в действие пропорциональный распределитель согласно предварительно установленному заданному значению. Пропорциональный клапан открывается, и жидкость начинает протекать.

Шток цилиндра "Z" перемещается.

Если теперь будет выдвигаться требование относительно того, чтобы поршень цилиндра остановился при включении выключателя "а" на определенном, воспроизводимом месте, то это является возможным только с оговоркой.

Причины такого явления:

- Режим переключения пропорционального клапана изменяется в зависимости от вязкости масла.
- Потеря давления на клапане изменяется на основании зависимых от вязкости потерь в трубопроводах.
- Различная  $\Delta p$  обуславливает различные расходы, а вследствие этого и различные скорости установки цилиндра.
- Тормозной путь изменяется в зависимости от передвигаемой массы и скорости установки.

Все эти "величины помех" полностью включаются в результаты цепи управления.

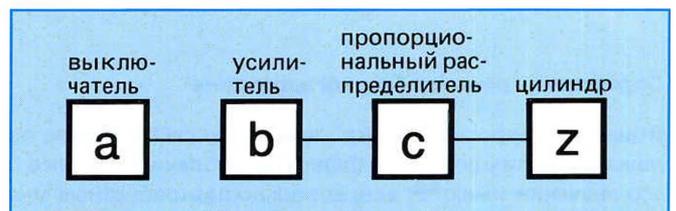


Рис. 1: Блок-схема цепи управления

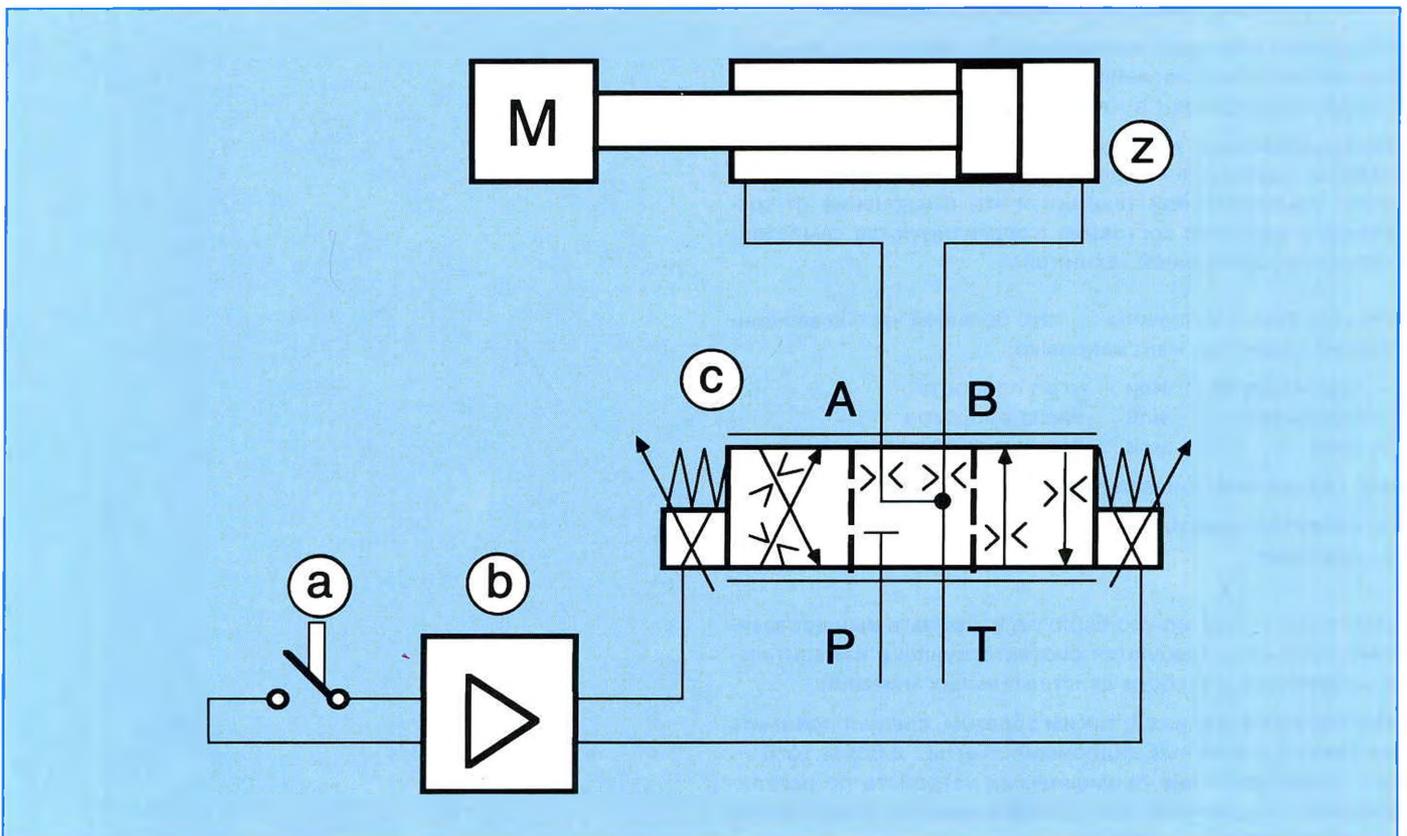


Рис. 2: Управление с помощью пропорционального распределителя

**Контур регулирования**

Посредством потенциометра P1 предварительно выбирается заданное значение напряжения, которое соответствует определенной позиции поршня. Действительное положение поршня, действительное значение, отображается потенциометром P2 также как напряжение. Оба напряжения вычитаются друг от друга на входе усилителя "V", т.е., образуется разность заданной и действительной величин, ошибка, отклонение регулируемой величины от заданного значения. Ошибка усиливается в усилителе "V" и в состоянии теперь возбуждает катушку сервоклапана "SV". Вследствие этого открывается сервоклапан и перемещается поршень. При этом изменяется также положение потенциометра P2, напряжение действительной величины приближается по своему размеру все больше и больше к напряжению заданного значения и, как только будет достигнуто желаемое положение, аннулирует

его. Во время такого процесса ошибка уменьшается и, несмотря на усиление, катушке сервоклапана будет предоставляться все меньше и меньше тока в распоряжение. Это означает, что сервоклапан постепенно закрывается и оттормаживает вследствие этого поршень. При достижении желаемой позиции ошибка будет составлять "0" и клапан закрывается.

Можно установить, что при открытой цепи управления описанные величины помех не оказывают больше влияния или едва еще оказывают влияние на результат в замкнутом контуре регулирования. Это относится к существенным особенностям техники регулирования, а вследствие этого сервогидравлики.

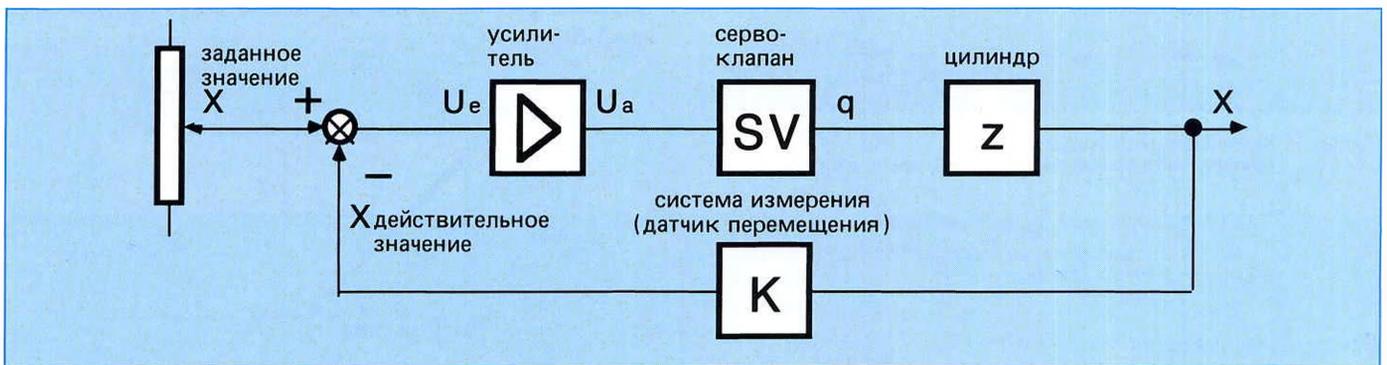


Рис. 3: Упрощенная блок-схема контура регулирования

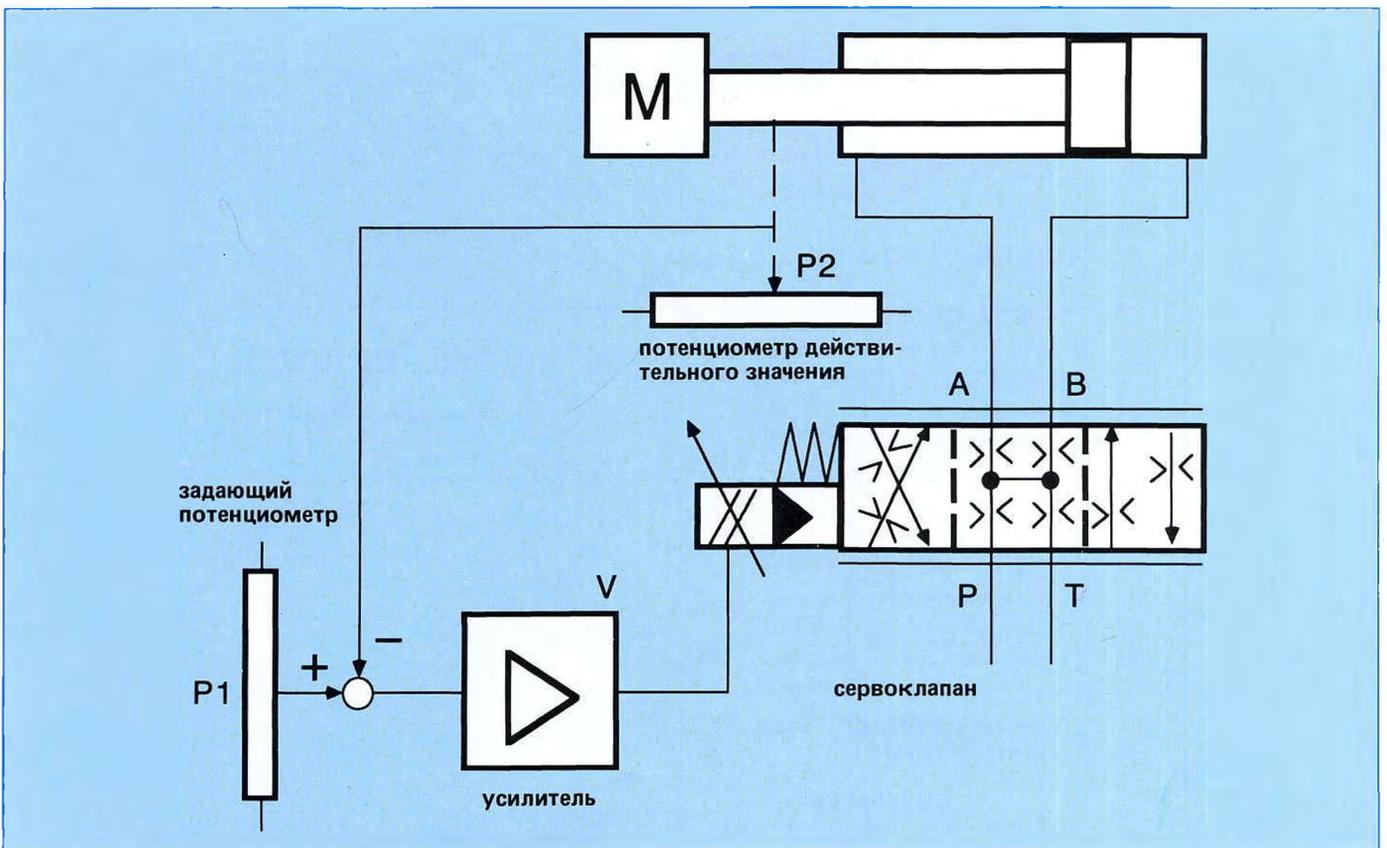


Рис. 4: Контур регулирования с помощью сервоклапана

**Понятия, технические данные и их значение для применения**

Для описания сервоклапанов применяется большое количество понятий, значение которых следует сначала определить и объяснить.

**1. Статические параметры**

**1.1 Номинальный расход**

Номинальный расход через сервоклапан берется большей частью по отношению к общей потере давления в 70 бар.

Это, однако, не означает, что работу можно производить только при потере давления в 70 бар. Может определяться любая другая рабочая точка (расход).

Номинальный расход всегда берется по отношению к полной управляемости сервоклапана. При частичной управляемости расход изменяется пропорционально отношению управляемости.

**1.2 Расходная характеристика**

Взаимосвязь между расходом клапана и электрическим входным сигналом изображается в расходной характеристике.

- A, B = характерные рабочие точки
- A = рабочая точка вокруг нулевой точки
- B = рабочая точка в открытом состоянии

Значение рабочей точки для задачи регулирования смотри 1.3 (стр. F6).

$$Q = Q_{\text{ном.}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{ном.}}}}$$

Q<sub>ном.</sub> = номинальный расход при номинальной потере давления Δp<sub>ном.</sub>

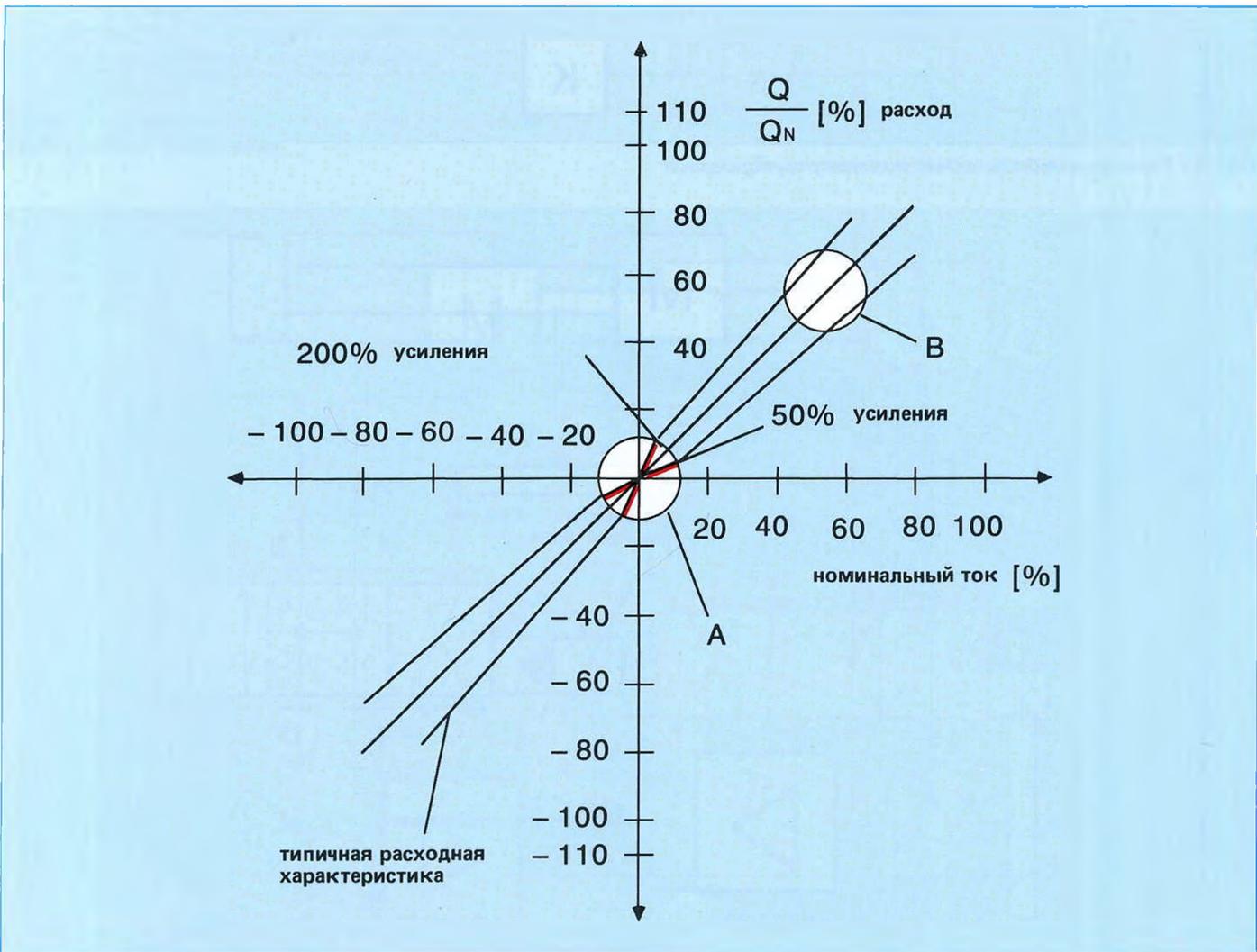
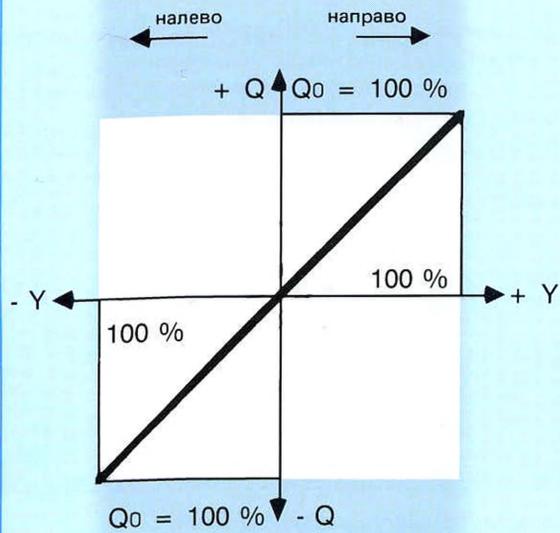
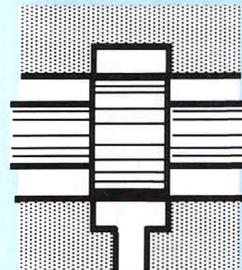


Рис. 5: Расходная характеристика

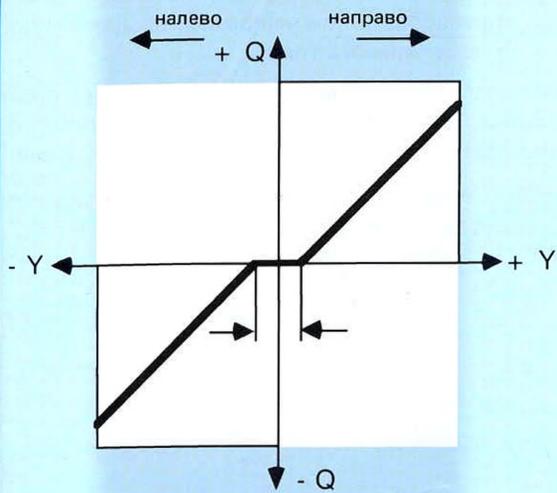


**Нулевое перекрытие**

При позиции управляющего золотника  $Y = 0$  не происходит никакого объемного расхода (не течет объемный поток).  
Для  $Y > 0$  непрерывно течет объемный поток через управляющую кромку.

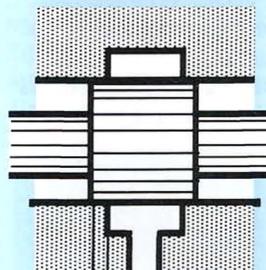


$Y_0 = 0$

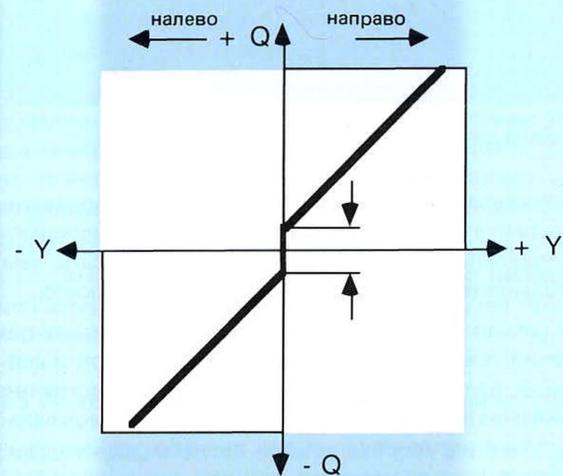


**Положительное перекрытие**

Дросселирующие сечения остаются открытыми в диапазоне  $Y \leq Y_0$ .  
Для  $Y > Y_0$  течет непрерывно объемный поток через управляющую кромку.

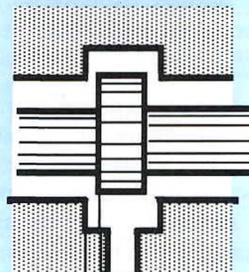


$Y_0$



**Отрицательное перекрытие**

В диапазоне  $Y = Y_0$  непрерывно течет объемный поток через обе управляющие кромки.  
Для  $Y \geq Y_0$  течет объемный поток еще только через одну управляющую кромку.



$Y_0$

Рис. 6: Расходная характеристика для отличающихся перекрытий в нулевой точке (точка А)

### 1.3 Размещение перекрытия для задачи регулирования

– Позиционное регулирование и регулирование давления

При позиционном регулировании и регулировании давления клапан работает в рабочей точке "А", т.е., вокруг нулевой точки. Для такого применения следует выбирать нулевое перекрытие или отрицательное перекрытие. Положительное перекрытие в данном случае не может быть использованным, поскольку сигналы не передаются в пределах диапазона перекрытия, т.е., сигналы могут передаваться вне диапазона перекрытия дальше только в искаженном виде. Вследствие этого не предоставляется возможность для стабильного регулирования.

– Регулирование скорости или регулирование расхода

При регулировании скорости клапан работает в рабочей точке "В". В таком случае может применяться положительное перекрытие в нулевой точке.

– Запирающая функция при положительном перекрытии

Положительное перекрытие не является надежным запирающим. Запирание выбирается большей частью маленьким для того, чтобы вместе с остающимся ходом еще достигался достаточный расход. В результате смещения нулевой точки в связи с колебаниями давления и температуры или при одностороннем загрязнении сопла открывается поток в одном направлении и приводится в действие привод.

### 1.4 Усиление по скорости потока

Усиление в общем подается как соотношение между выходным сигналом и входным сигналом.

Усиление по скорости потока может быть выражено, таким образом, с помощью следующей формулы:

$$V_q = \frac{q}{U_E} \left[ \frac{\text{л/мин.}}{\text{вольт}} \right]$$

Такое соотношение представляет собой средний подъем расходной характеристики. Подъем такого графического изображения зависит от давления в системе.

На основании допусков на изготовление вытекают специально вокруг нулевой точки отличающиеся друг от друга усиления (см. расходную характеристику на рис. 6). При смене клапанов вследствие этого может потребоваться производить подналадку регулятора.

### 1.5 Чувствительность к срабатыванию "Е" и зона разбросов "S"

– Чувствительность к срабатыванию

Под чувствительностью к срабатыванию подразумевается изменение электрического сигнала, которое необходимо для того, чтобы выработать измеримое изменение расхода, когда сигнал, начиная с точки останова, изменяется в одном и том же направлении, в котором был произведен подвод к точке останова. Данные подаются в % от номинального тока.

– Зона разбросов

Зона разбросов — это изменение электрического входного сигнала, для того, чтобы произвести изменение рас-

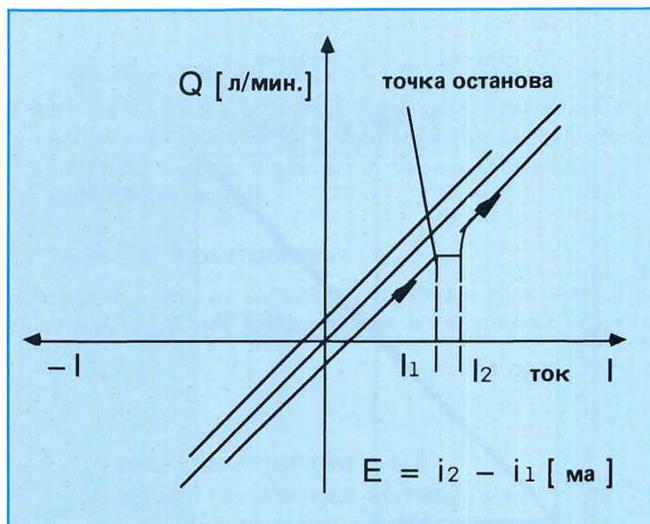


Рис. 7: Чувствительность к срабатыванию

хода, когда сигнал будет изменяться начиная с точки останова, в противоположном направлении. Данные подаются в % от номинального тока.

Чувствительность к срабатыванию и зона разбросов представляют собой, таким образом, мертвые диапазоны, которые оказывают воздействие на контур регулирования.

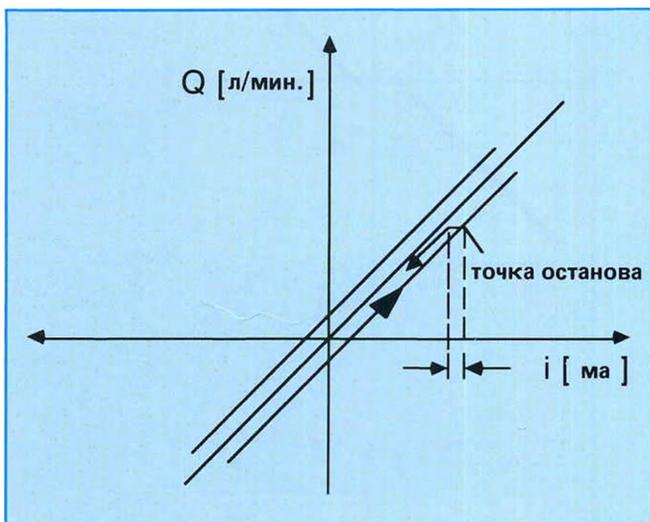


Рис. 8: Зона разбросов

Если сервоклапан должен будет производить коррекцию, то ему потребуется входной сигнал, который в зависимости от направления коррекции должен быть большим, чем чувствительность к срабатыванию или зона разбросов.

Входной сигнал возникает в результате погрешности регулирования, т.е., в результате разности заданной и действительной величин. Это значит, что непосредственно может оказываться воздействие с помощью сервоклапана на диапазон регулирования при пренебрежении режимов давления и на возможную точность позиционирования при регулировании положения.

**1.6 Функция зависимости давления от сигнала**

Чтобы можно было производить коррекции на приводе, требуется соответствующая сила. Поэтому характер распределения давления на выходе над входным сигналом имеет большое значение. Такой характер распределения давления изображается с помощью графической характеристики давления.

Графическая характеристика давления записывается при замкнутых присоединениях потребителя.

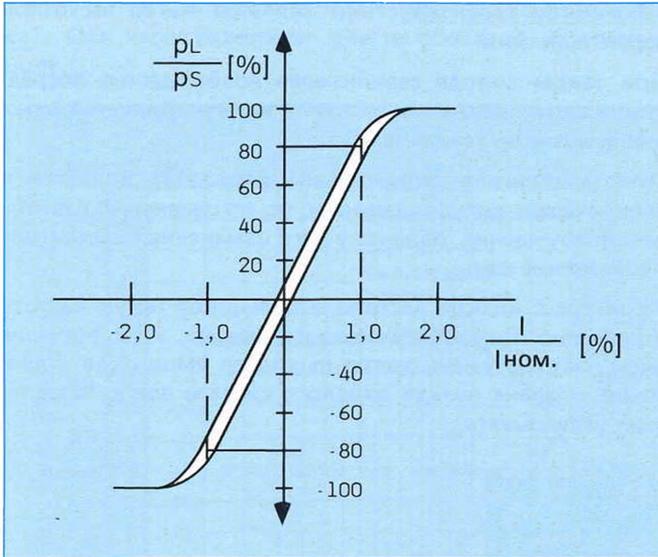


Рис. 9: Функция зависимости давления от сигнала

**1.7 Усиление давления**

Соотношение между давлением на выходе и входным сигналом обозначается как усиление давления.

$$V_p = \frac{p_L}{U_E} \left[ \frac{\text{бар}}{\text{вольт}} \right]$$

На графической характеристике давления можно различить, каким образом следует открыть сервоклапан для того, чтобы предоставлялось в распоряжение давление, требуемое для коррекции.

Открытие клапана осуществляется в свою очередь на основании контура регулирования. Вследствие этого существует непосредственное влияние усиления давления на точность регулирования. Сообразно этому усиление давления должно быть по мере возможности большим.

На изображенных графиках характеристики давлений уже 80% давления в системе имеется в распоряжении для коррекции погрешности регулирования при 1% номинального тока.

**1.8 Расходная характеристика при наличии нагрузки**

Сервогидравлический привод состоит в общем из сервоклапана и цилиндра или двигателя как потребителя. На движения оказывается воздействие вследствие того, что подаваемый поток масла дросселируется.

При условии, что в распоряжении имеются идеальные условия, масляный поток через участок дросселирования

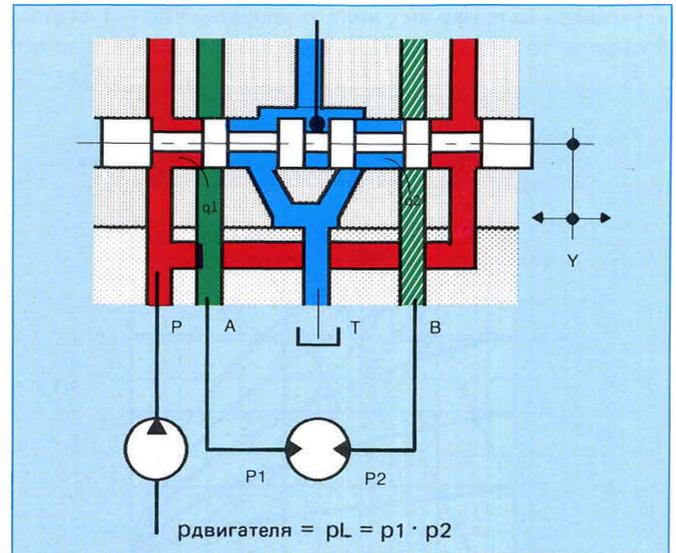


Рис. 10: Четырехкромочное дроссельное управление

можно вычислить по следующей формуле:

$$Q = Y \cdot K \cdot \sqrt{\Delta p}$$

При этом посредством Q обозначается масляный поток, Y – коэффициент регулирования (= процент. регулиров. см. рис. 11) и K – постоянная, которая учитывает геометрические параметры управляющего отверстия, густоту масла и т.п., а Δp – потеря давления на управл. кромке. Присоединенный на демонстрируемом примере двигатель требует в зависимости от нагрузки давление нагрузки pL. Если ps представляет собой давление в системе,

$$\Delta p = p_s - p_L$$

то остается как потеря давления

$$Q = Y \cdot K \cdot \sqrt{p_s - p_L}$$

При ненагруженном двигателе, т.е., когда pL = 0, в распоряжении имеется все системное давление в качестве Δp. Протекает максимальный масляный поток. При заблокированном двигателе все системное давление подводится к двигателю, масляный поток тогда равняется нулю.

## 2. Динамические параметры

Для точности регулирования привода служит мерилом его собственная частота и отсюда вытекающее, возможное, общее усиление. Собственная частота привода определяется главным образом посредством динамики сервоклапана.

Данные о времени установки не являются при этом достаточными для описания динамической характеристики. Наиболее употребительным видом исследования динамической характеристики является метод частотной характеристики.

При таком методе сервоклапан возбуждается посредством синусоидальных сигналов и регистрируется реакция клапана на такие сигналы.

Ответный сигнал сервоклапана (расход  $Q$ ) является в свою очередь синусоидальным, но по сравнению с сигналом возбуждения, однако, у него измененные амплитуда и положение фазы.

Начинают с низкой частоты и повышают такую частоту постепенно. При этом можно установить, что с повышением частоты уменьшается выходная амплитуда и движение клапана позади входного сигнала всегда продолжает запаздывать.

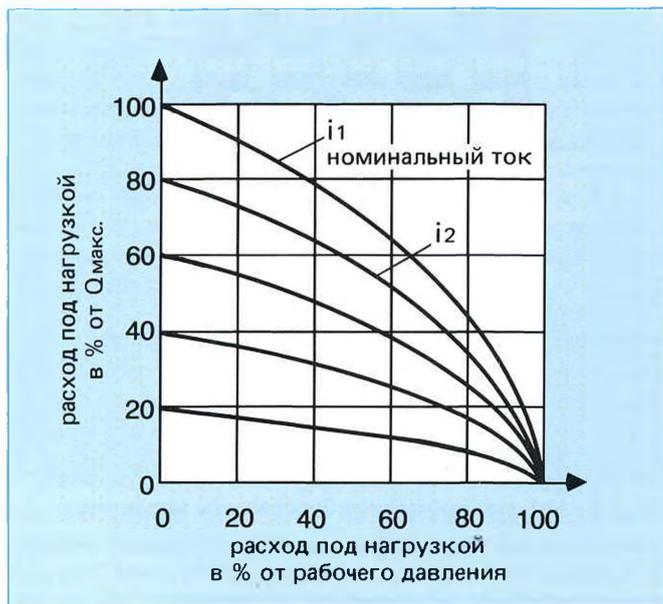


Рис. 11: Расходная характеристика при наличии нагрузки  $i_1 = i_{\text{макс.}}$

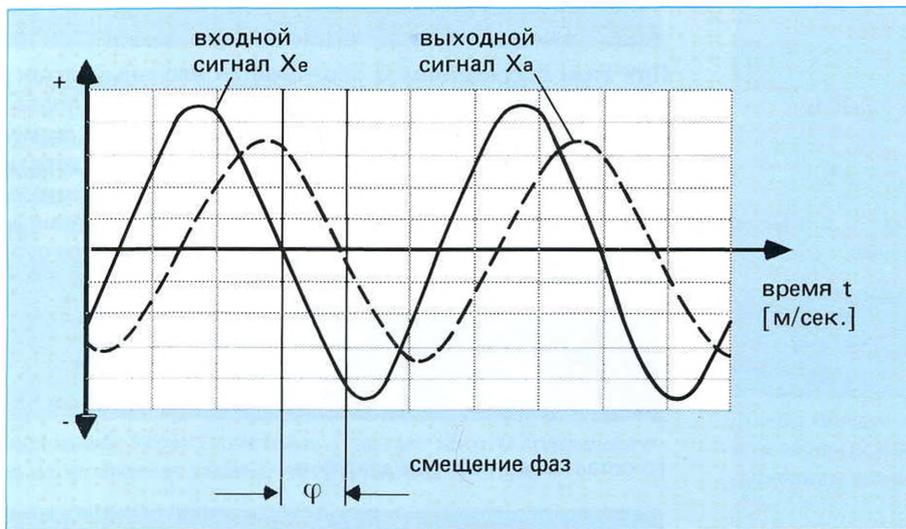
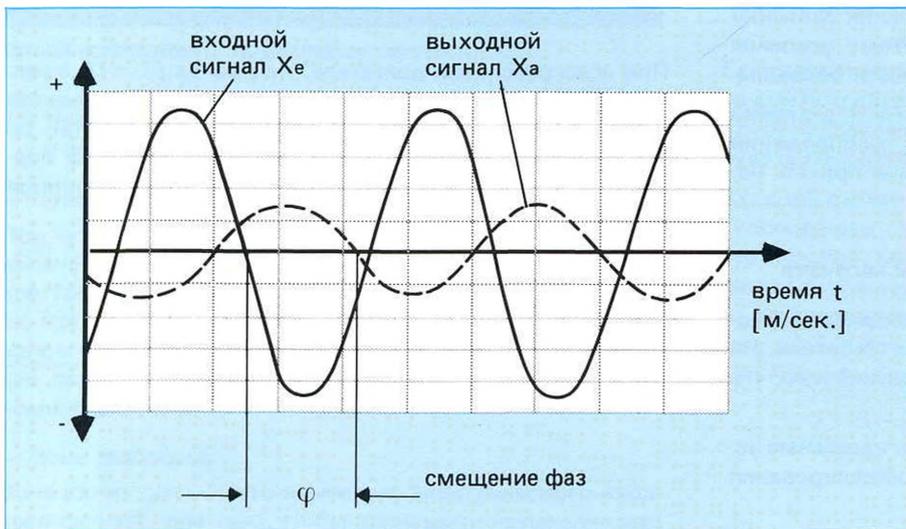


Рис. 12а и 12б: Изображения частотных характеристик



### 2.1 Диаграмма Бode

Изображение таких взаимодействий производится посредством диаграммы Бode.

В данном случае представляется соответствующее соотношение между выходной амплитудой и входной амплитудой  $X_a/X_e$  посредством частоты возбуждения и получается в результате этого "амплитудная характеристика". Затем изображается смещение фазы выходного сигнала по сравнению с входным сигналом с помощью частоты и получается в результате этого "фазовая характеристика". Обе характеристики вместе образуют диаграмму Бode.

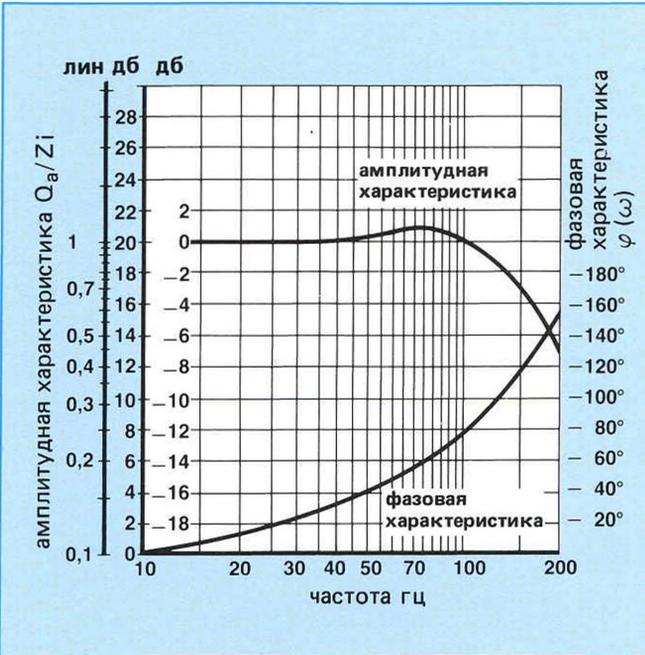


Рис. 13: Диаграмма Бode

Амплитудная характеристика подается большей частью в дБ (децибелах).

При этом в действии

$$\text{соотношение амплитуд в дБ} = 20 \cdot \log \frac{X_a}{X_e}$$

или это можно выразить путем перестановки следующим образом:

$$\frac{X_a}{X_e} = 10^{\left(\frac{\text{дБ}}{20}\right)}$$

Для чисто качественного описания частотной характеристики определялись параметры частоты при  $-3$  дБ и при  $-90^\circ$ .

Посредством  $f - 3$  дБ обозначается частота, при которой выходной сигнал  $Q$  клапана затухает на  $-3$  дБ по сравнению с входным сигналом, это соответствует соотношению  $X_a/X_e = 0,707$ . Этот параметр описывает одну точку на амплитудной характеристике.

Частота  $f - 90^\circ$  описывает точку на фазовой характеристике, в которой выходной сигнал отстает от входного сигнала на  $90^\circ$ .

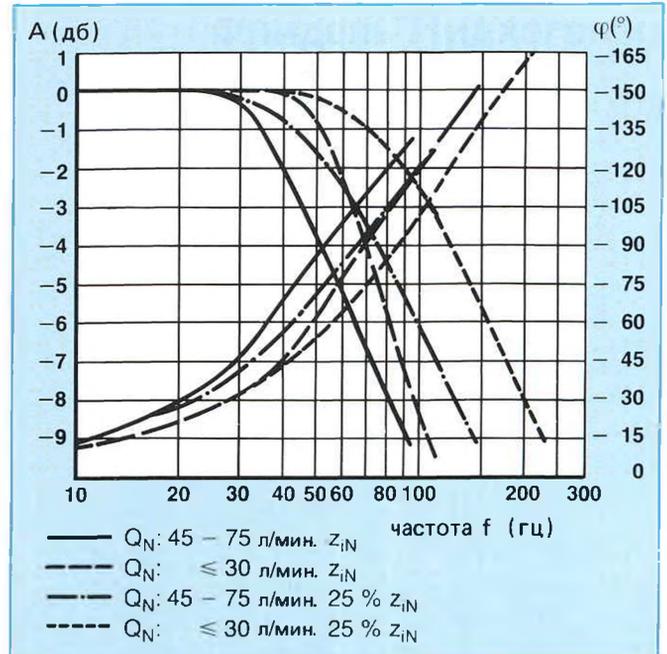


Рис. 14: Частотная характеристика сервоклапана ДУ 10 с механической связью

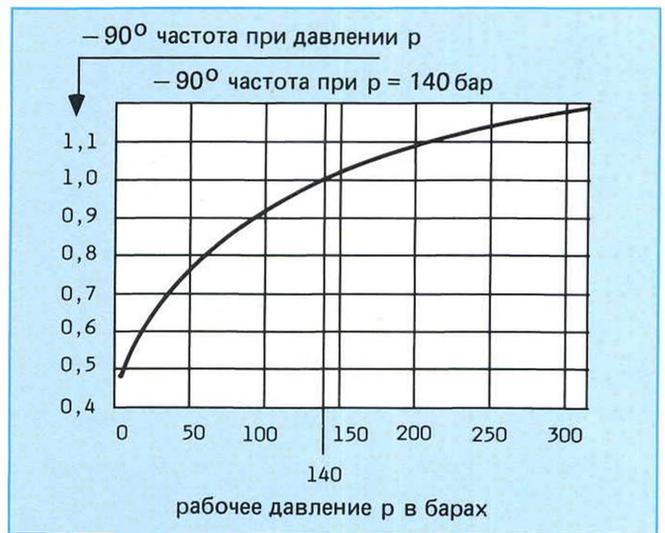


Рис. 15: Зависимость от рабочего давления

Динамическая характеристика сервоклапана подвергается в значительной степени воздействию со стороны системного давления  $p_s$  уровня сигнала  $I/I_{ном}$ .

Для рабочего давления в 140 бар можно применять данные непосредственно с частотной характеристики.

Для других рабочих давлений следует для точки  $-90^\circ$  взятую из фазовой характеристики частоту помножить на коэффициент, взятый с рис. 15.

Для заметок

**Глава G**  
**Сервоклапаны, приборная техника**  
**Фридель Лидхегенер**

## Общий обзор

Сервоклапаны фирмы Рексрот были разработаны как промышленные клапаны и соответствуют требованиям, предъявляемым к ним со стороны индустрии, относительно надежности, взаимозаменяемости и легкого обслуживания. Они устроены согласно исполнению из унифицированных блоков.

Сюда относится, между прочим:

- принципиальное использование стандартной схемы присоединения согласно DIN-стандарту 24 340 для всех номинальных величин
- взаимозаменяемость серводвигателей или первых ступеней
- возможность юстировки снаружи
- взаимозаменяемый фильтроэлемент в первой ступени.

Сервоклапаны фирмы Рексрот представляют собой дальнейший унифицированный блок в программе поставок фирмы Маннесманн Рексрот.

Понятие "серво" применяется чрезвычайно разносторонне. Выражаясь в общем, посредством такого понятия обозначается функция, при которой маленький входной сигнал вызывает образование большого выходного сигнала (усилитель).

Широко известным является рулевое сервоуправление в автомобиле, при котором тот, кто с незначительным усилием управляет рулем, передает большое усилие к колесам.

Аналогично происходит также в сервогидравлике.

Управляющий сигнал малой мощности, например, в 0,08 Вт, может управлять большими мощностями в несколько сотен ватт аналоговым способом.

Сервоклапан, как приводимый электрическим способом гидравлический усилитель, применяется преимущественно в контурах регулирования, это означает, что при этом преобразуется не только электрический входной сигнал в соответствующий масляный поток, но и измеряются отклонения от предварительно заданной скорости или позиции электрическим способом и подводятся к сервоклапану для коррекции.

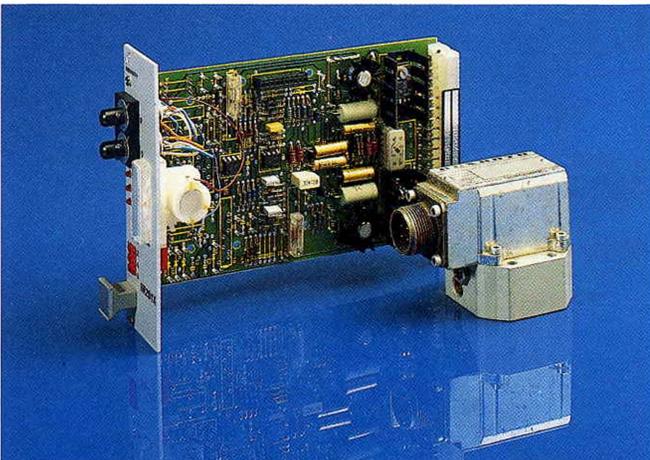


Рис. 1: Одноступенчатый напорный сервоклапан типа 4DS 1EO2, 1-я ступень агрегатной системы сервоклапанов



Рис. 2: Сервораспределители ДУ 10 с механической обратной связью типа 4WS 2EM 10 (справа), с электрической обратной связью типа 4WS 2EE 10 (слева) и барометрической обратной связью типа 4WS 2EB 10 (посередине)

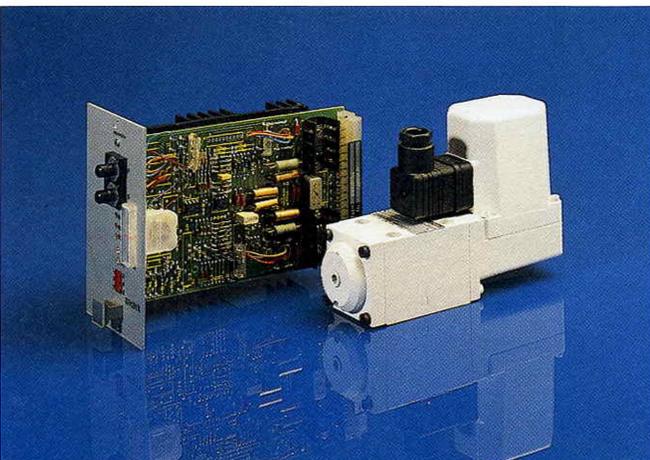


Рис. 3: Одноступенчатый регулирующий клапан (сервоклапан) типа 4WS 1EO6

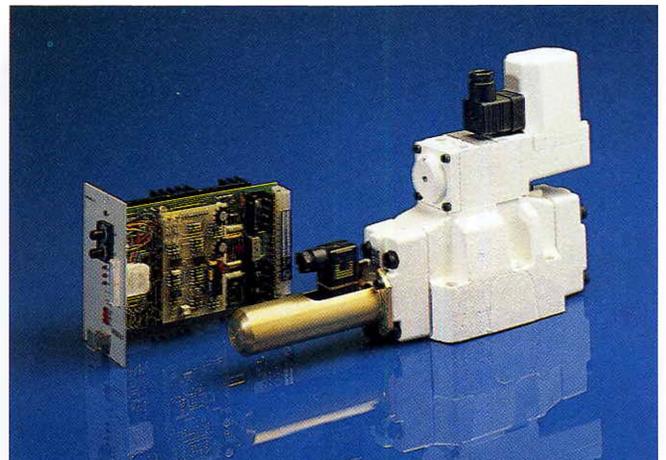


Рис. 4: Двухступенчатый пропорциональный распределитель типа 4WRV, в качестве 1-й ступени применяется регулирующий клапан (рис. 3)

### СЕРВОДВИГАТЕЛЬ (поворотный серводвигатель)

Серводвигатель преобразовывает малый сигнал тока в пропорциональное механическое движение.

У сервоклапанов фирмы Рексрот двигатель — это устройство само по себе, он монтируется и проверяется отдельно, а также может взаимозаменяться. Это облегчает техход и проведение ремонта.

“Сухой двигатель” отделяется от гидравлического оборудования посредством герметического уплотнения и сконструирован следующим образом:

Якорь из магнитного “мягкого” материала закрепляется пружинящим способом на тонкостенной, упругой трубке, которая одновременно направляет так называемую заслонку и предусматривается для того, чтобы посредством герметического уплотнения отделять от среды под давлением. Заслонка, таким образом, относится по своей конструкции к серводвигателю, а по своей функции — к гидравлическому усилителю.

Наш серводвигатель представляет собой двигатель с непрерывным магнитным возбуждением. С помощью юстируемых “полюсных винтов” можно юстировать зазор между якорем и полюсным винтом и устанавливать оптимальный режим для характеристики двигателя.

Две, расположенные на якоре, катушки намагничивают якорь. Вследствие этого на трубку (возвратная пружина) будет оказывать воздействие момент.

Момент пропорционален величине управляющего тока и при отключенном управляющем токе ( $I = 0$ ) составляет “0”, при этом устанавливает трубка (возвратная пружина) якорь, а вследствие этого также заслонку, обратно на среднюю позицию.

Передача момента такой конструкции серводвигателя от якоря к заслонке имеет очевидные преимущества, как, например:

- отсутствие трения
- малый гистерезис
- уплотнение между напорной средой и серводвигателем
- отсутствует магнитное поле в напорной среде

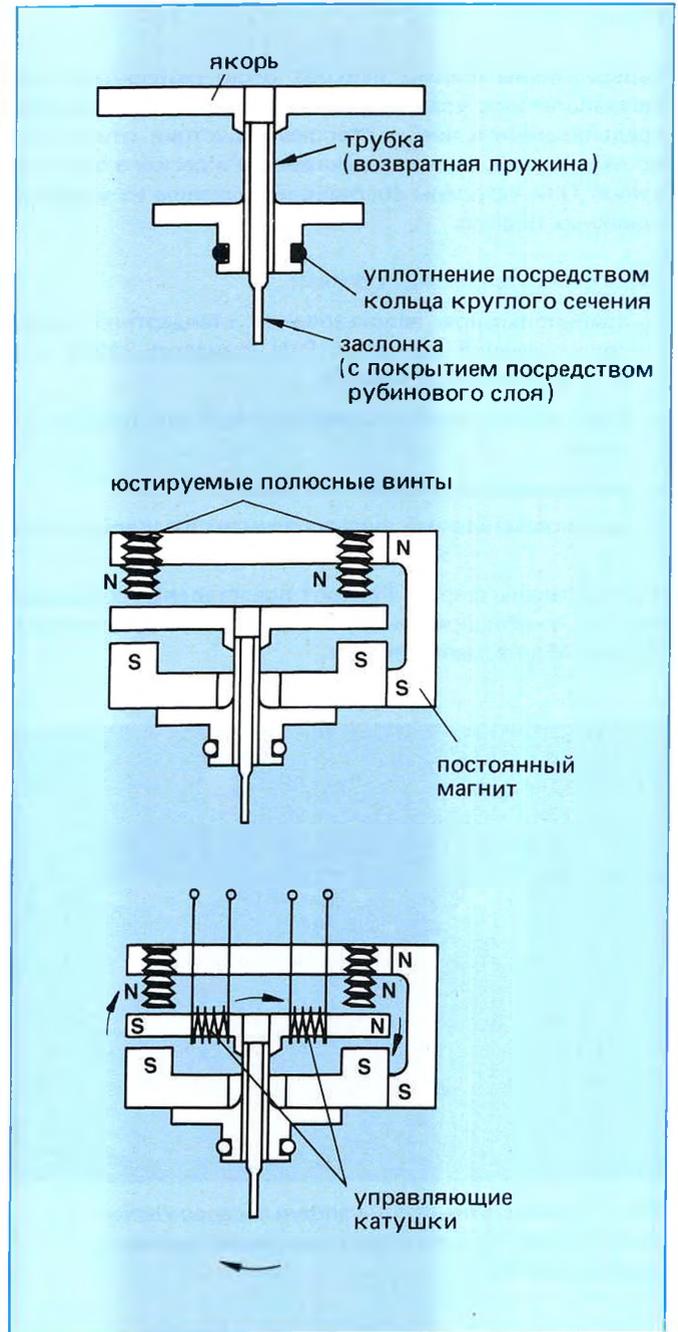


Рис. 5: Конструкция серводвигателя



Рис. 6: Серводвигатель без обратной связи

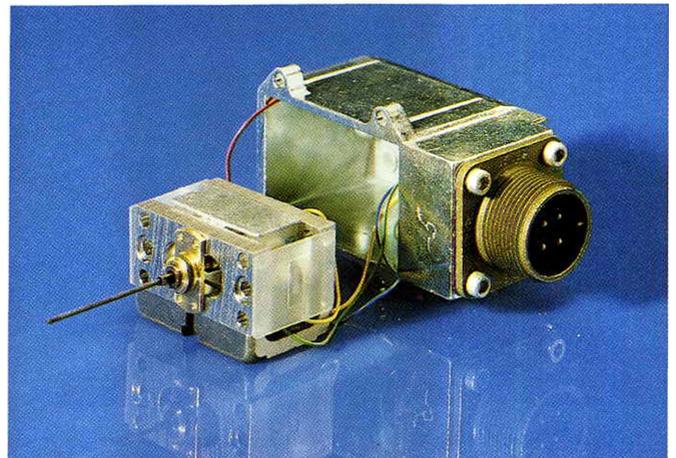


Рис. 7: Серводвигатель с механической обратной связью

## 1-я ступень

Клапаны типа 4 DS 1EM2 — это одноступенчатые напорные сервоклапаны и служат для управления с серводействием многоступенчатыми сервоклапанами.

Они состоят в основном из:

- серводвигателя, возбуждаемого с помощью постоянного магнита (1)
- гидроусилителя (2), выполненного как усилитель типа “сопло-заслонка”.

### Серводвигатель

Серводвигатель — это двигатель, возбуждаемый посредством постоянного магнита и отделенный посредством герметического уплотнения от гидравлического оборудования.

Якорь (3) из магнитного мягкого материала закрепляется пружинящим способом на тонкостенной, упругой трубке (4). Такая трубка направляет одновременно заслонку (5) и отделяет посредством герметического уплотнения серводвигатель (1) от гидравлического оборудования. С помощью полюсных винтов (6) могут юстироваться расстояния между якорем (3) и верхней полюсной пластиной (8).

При одинаковых расстояниях и без электрического управляющего сигнала магнитный поток в 4-х щелях (9) будет одинаковых размеров. Если катушкам (10) будет подаваться электрический управляющий сигнал, то якорь (3) будет перемещаться. Одновременно с якорем (3) будет перемещаться заслонка (5).

Вырабатываемый управляющим током в якоре (3) момент относится прямо пропорционально к электрическому входному сигналу и составляет при отключенном управляющем токе ( $I = 0$ ) “0”. При этом удерживаются якорь и заслонка посредством трубки (4) на средней позиции.

### Гидравлический усилитель

Преобразование перемещения заслонки в гидравлическую величину производится в гидравлическом усилителе (2). В качестве гидравлического усилителя в данном случае система усиления типа “сопло-заслонка” (рис. 8).

Система состоит из 2-х неподвижных сопл D1 и 2-х регулировочных сопл D2. Имеющееся в распоряжении управляющее давление с двух сторон понижается посредством сопл D1 и D2. Если поперечные сечения сопл будут одинаковой величины, то с помощью сопл потеря давления будет одинаковой (например,  $p = 100$  бар,  $A_{St}/B_{St} = 50$  бар,  $T = 0$ ).

С перемещением заслонки изменяются расстояния к регулировочным соплам, например, перемещение влево:

Расстояние заслонки при D2 влево будет меньше, при D2 вправо — больше. В соответствии с этим в обратном направлении изменяются давления при  $A_{St}$  и  $B_{St}$ . Давление  $A_{St}$  повышается, давление  $B_{St}$  понижается. В качестве годного для использования сигнала применяется разность давлений  $A_{St} - B_{St}$ .

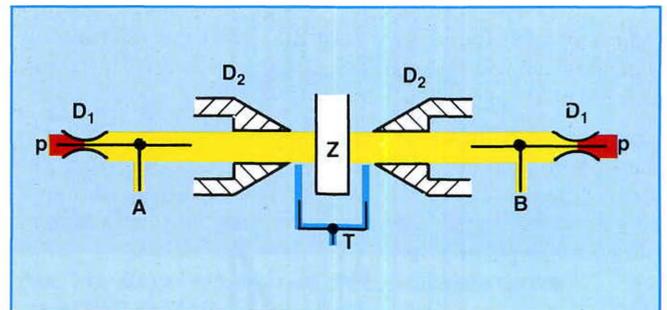


Рис. 8: Принцип системы усиления типа “сопло-заслонка”

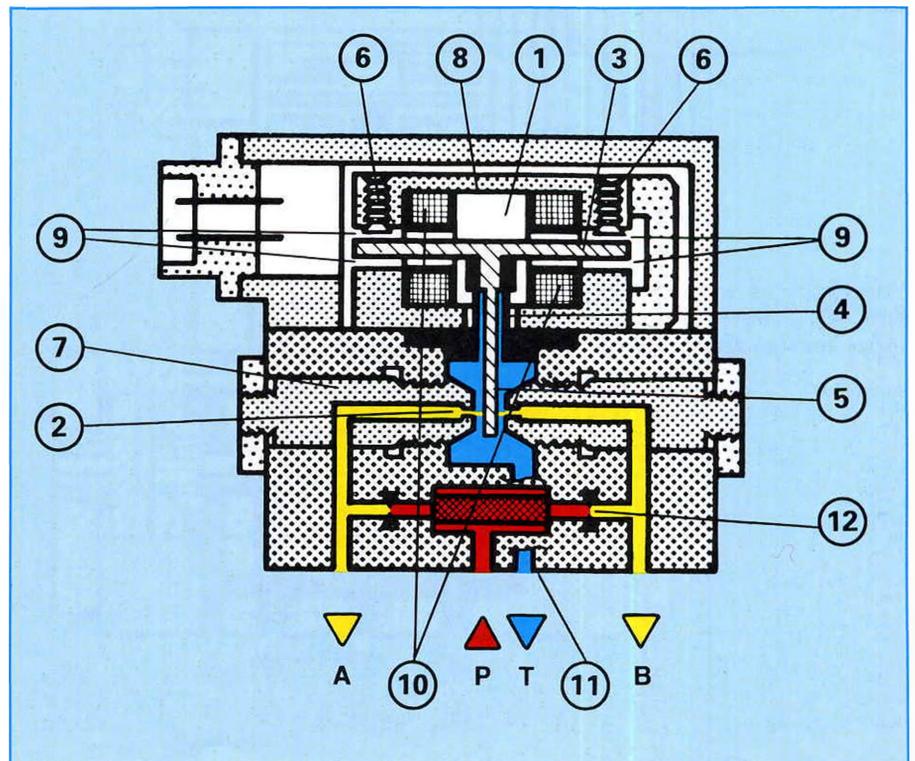


Рис. 9: Схема 1-й ступени

На диаграмме (рис. 10) изображается изменение давления в зависимости от перемещения.

Юстировка производится таким образом, что возникает линейная характеристика (разность давлений между присоединениями  $A_{St}$  и  $B_{St}$ ).

Управляющее масло подводится от присоединения  $P$  через предохранительный фильтр (11) к неподвижным соплам (12) и дальше к регулировочным соплам (7).

В каждом случае между неподвижными соплами и регулировочными соплами отводится давление  $A_{St}$  и  $B_{St}$ .

С помощью такой разности давлений, которая прямо пропорциональна электрическому входному сигналу, производится теперь переход дальше на управляющий поршень второй ступени.

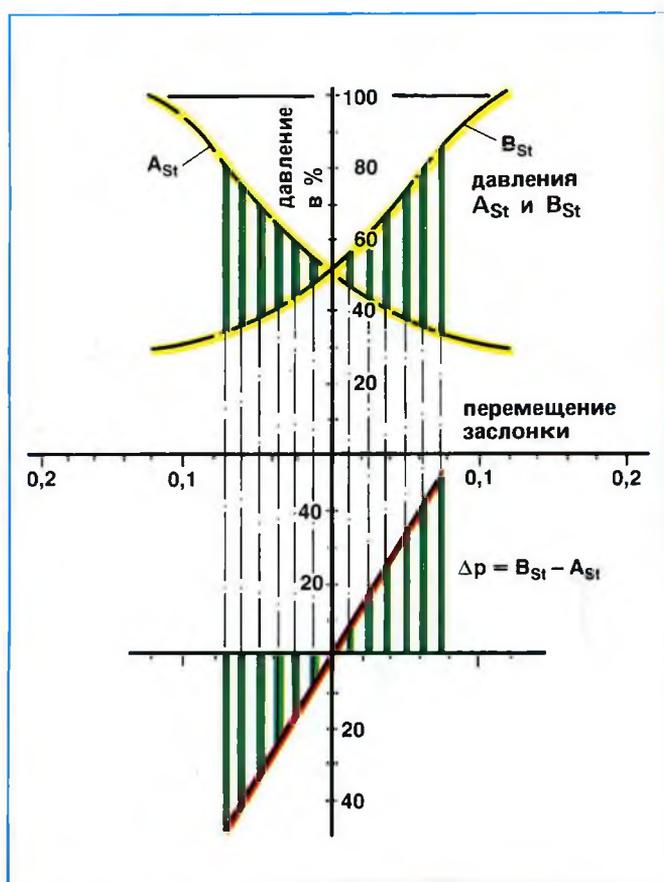


Рис. 10: Изменение давления в зависимости от перемещения заслонки

### Двухступенчатые сервораспределители с механической обратной связью

Двухступенчатые сервораспределители состоят в основном из

- 1-й ступени
- механической обратной связи (3) в качестве соединительного элемента между 1-й и 2-й ступенями
- 2-й ступени со сменяемой золотниковой втулкой (4) и из соединенного с механической обратной связью (3) управляющего поршня (5).

#### 2-я ступень

С помощью механической обратной связи (3) управляющий поршень (5) соединяется почти беззазорно с серводвигателем (1) 1-й ступени.

Принцип действия применяемого в данном случае вида обратной связи основан на зависимости равновесия моментов от серводвигателя (1) и возвратной пружины (3).

Это означает, что при неодинаковых моментах, вызванных в связи с изменением электрического входного сигнала, перемещается сначала заслонка (6) из среднего положения между регулировочными соплами. При этом вырабатывается разность давлений, которая оказывает воздействие на обе торцевые стороны управляющего поршня. Управляющий поршень (5) изменяет под воздействием разности давлений свое положение. Такое изменение положения управляющего поршня (5) вызывает искривление возвратной пружины (3) до тех пор, пока заслонка не будет таким образом тянуться назад в среднее положение, что остановится основной поршень и моменты будут находиться в равновесии.

Ход поршня, пропорциональный входному сигналу, а вследствие этого и расход, тогда настраиваются наново. С помощью 2 винтов с внутренним шестигранником (8), которые расположены слева и справа в крышках клапанов (9), можно смещать положение управляющих кромок золотниковой втулки (4) по отношению к управляющему поршню (5) для того, чтобы можно было юстировать гидравлическую нулевую точку.

#### Особенности клапанов

Клапан данного типа соответствует сопряженным размерам главной ступени (второй ступени) согласно DIN-стандарту 24 340.

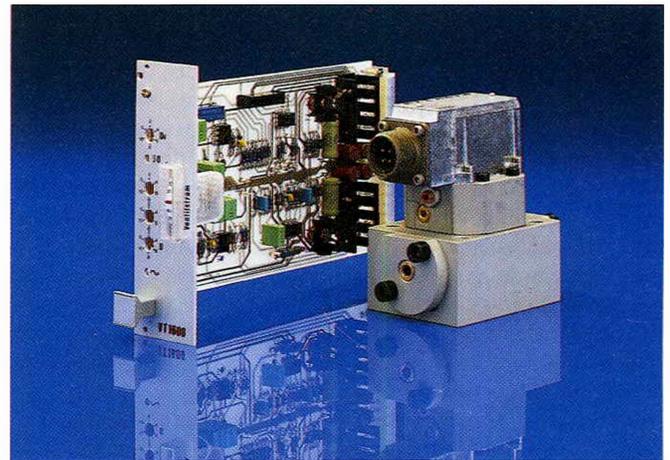


Рис. 11: Двухступенчатый сервораспределитель типа 4WS 2EM 10

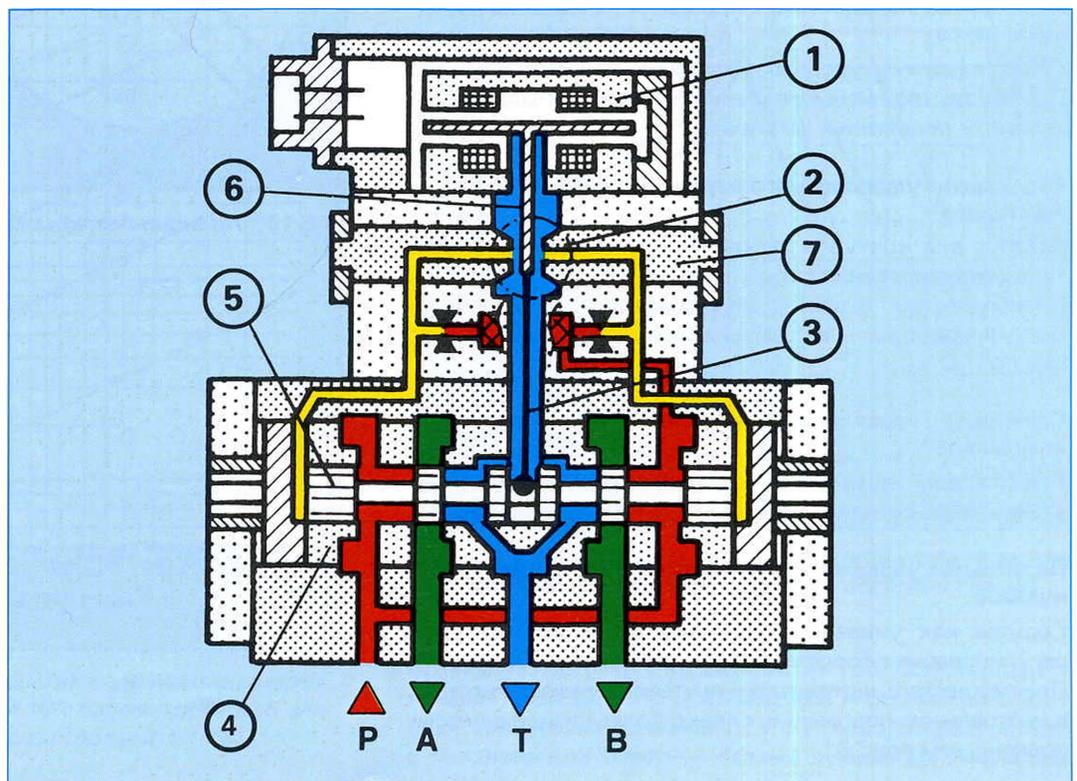


Рис. 12: Двухступенчатый сервораспределитель с механической обратной связью типа 4WS 2EM 10

**Расходные характеристики**

В зависимости от применения сервоклапана, наряду с динамическими параметрами, важными являются всего два гидравлических параметра:

Усиление по скорости и перекрытие поршня (играет решающую роль для усиления давления).

**Усиление по скорости (рис. 13)**

Золотниковая втулка имеет четырехугольное управляющее отверстие, которое освобождается со стороны основного поршня в зависимости от входного сигнала. Ширина таких щелей определяет усиление по скорости (количество на ход поршня). Подается количество в литрах в минуту, которое протекает при падении давления в 70 бар (т.е. 35 бар от P – A и 35 бар от B – T) при токе на входе в 100%. При высоких усилениях по скорости изгибается расходная характеристика в результате насыщения корпуса.

**Перекрытие поршня (рис. 14)**

Четыре управляющих кромки основного поршня шлифуются симметрично. При этом может производиться выбор между 4 размерами перекрытия или отрицательного перекрытия (в % от хода поршня). В случае перекрытия (= положительного) протекает графическая характеристика в средней зоне плоскости; утечка через сервоклапан в нейтральном положении незначительная, усиление давления высокое. В случае отрицательного перекрытия (= негативного) графическая характеристика вблизи среднего положения может быть круче (усиление по скорости до 200%). Утечка через сервоклапан в нейтральном положении выше, усиление давления незначительное.

Главные виды применения:

**Перекрытие управляющего поршня А (+0,5 ... 1,5%), позитивное**

Годится для контуров регулирования скорости. Преимущество: меньшая утечка через сервоклапан в нейтральном положении, чем при "D".

**Перекрытие управляющего поршня В (-0,5 ... 1,5%), негативное**

Годится для контуров регулирования положения и контуров регулирования силы. Преимущество: высокое демпфирование, однако большая утечка через сервоклапан в нейтральном положении, чем при "D".

**Перекрытие управляющего поршня С (+3 ... 5%), позитивное**

Годится для управлений и регулировок скорости без утечки через сервоклапан в нейтральном положении.

**Перекрытие управляющего поршня D (+0 ... 0,5%), нулевое**

Годится как универсальное перекрытие для контуров регулирования скорости, положения и силы. Преимущество: незначительная утечка через сервоклапан в нейтральном положении, однако более низкое демпфирование, чем при "B".

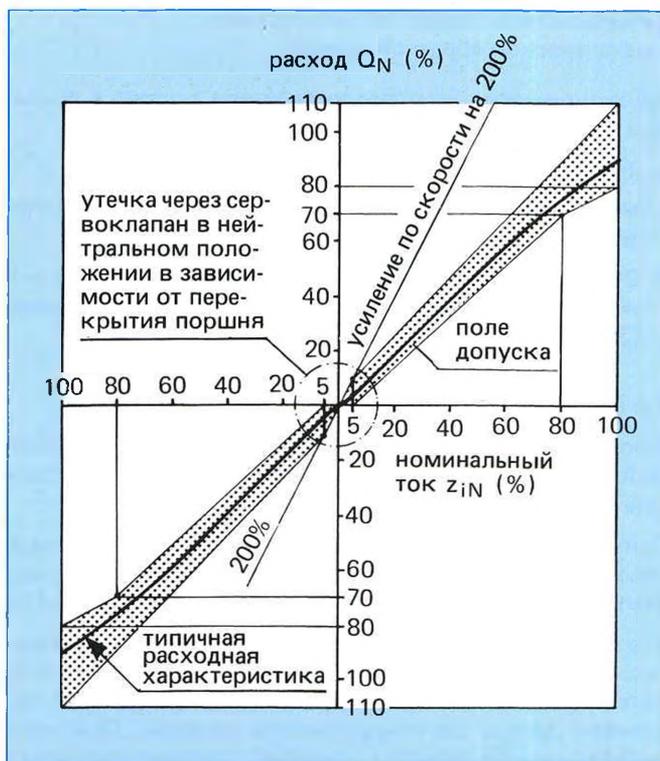


Рис. 13: Поле допуска расходной характеристики сервоклапана

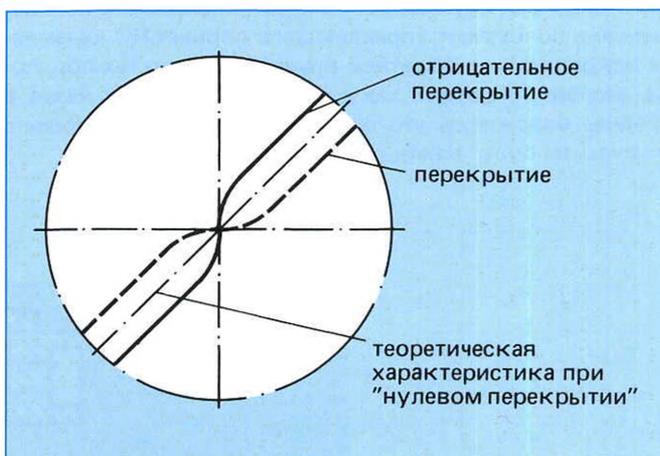


Рис. 14: Принцип перекрытия поршня

### Динамические свойства сервораспределителя

О динамических свойствах прибора можно получить представление на основании частотной характеристики. Техники по регулированию установили в качестве масштаба оценки частоту, в которой амплитудная характеристика составляет  $-3\text{дБ}$ .  $-3\text{дБ}$  означает, что затухание амплитуды выходной величины составляет 30% от входной величины.

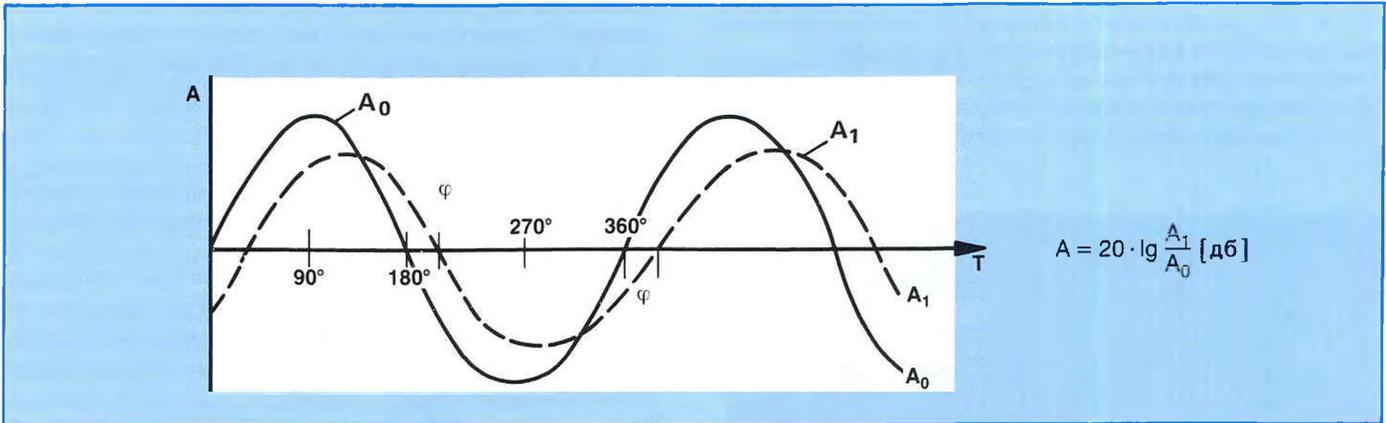


Рис. 15: Затухание амплитуды и смещение фазы

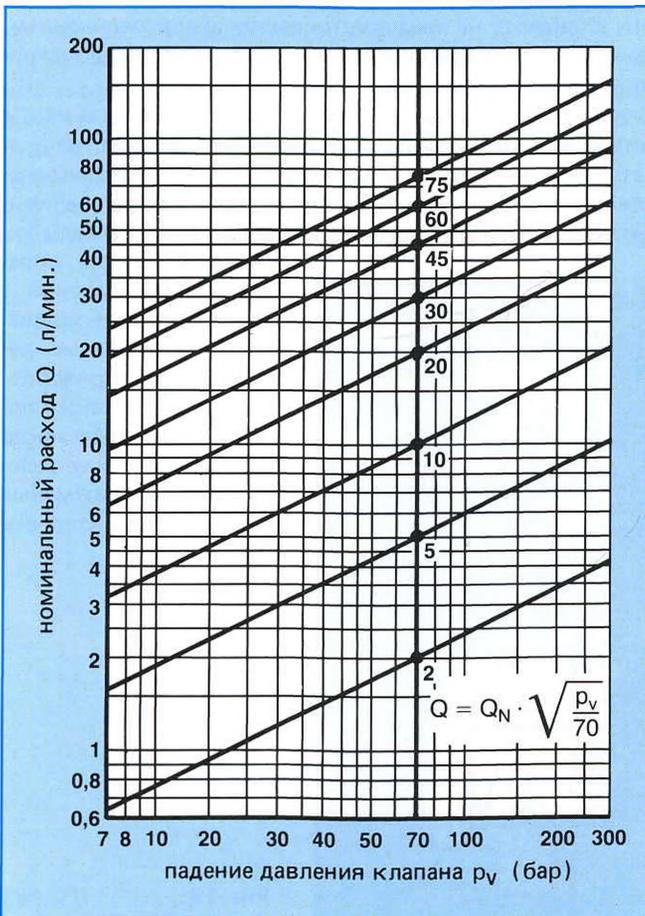


Рис. 16: Расходная характеристика при наличии нагрузки сервораспределителей ДУ10 с барометрической или электрической обратной связью (допуск  $\pm 10\%$ )

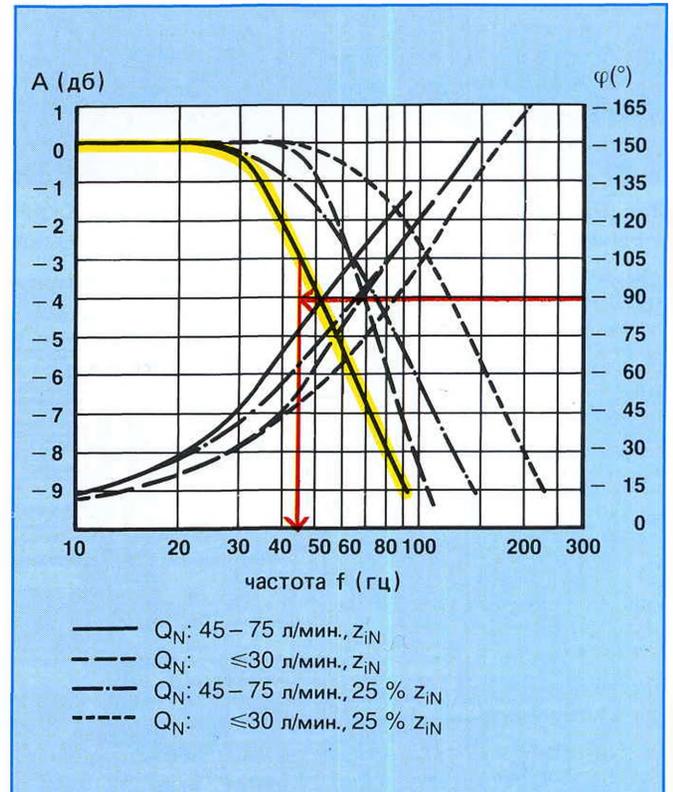


Рис. 17: Типичное изображение частотной характеристики для сервораспределителей с механич. обратной связью

Сравнение частотных характеристик (рис. 23) сервораспределителей ДУ10 с механической и барометрической обратной связью показывает, что у сервораспределителя с механической обратной связью лучшие динамические свойства.

**Двухступенчатые сервораспределители с "барометрической обратной связью"**

Такие двухступенчатые сервораспределители состоят в основном из:

- 1-й ступени
- 2-й ступени со сменяемой золотниковой втулкой (7), управляющего поршня (3) и регулировочных пружин (4).

**2-я ступень**

Разность давлений между обеими камерами управления (8) и (9) управляющего поршня (3) пропорциональна электрическому входному сигналу 1-й ступени.

В обесточенном состоянии управляющий поршень (3) с уравновешенным давлением и удерживается в среднем положении посредством регулировочных пружин.

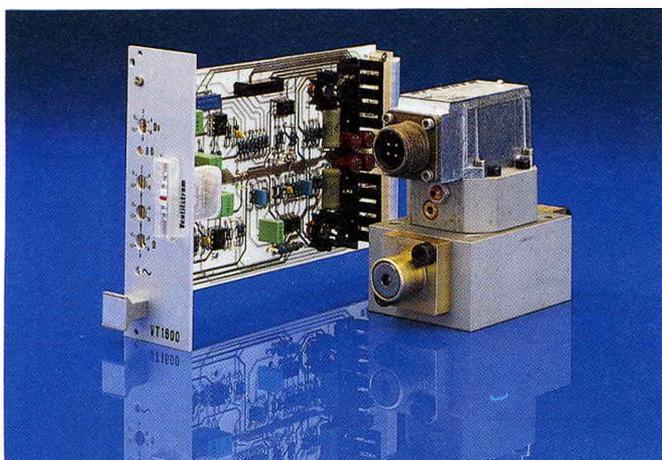


Рис. 18: Двухступенчатый сервораспределитель типа 4WSEB 10

Посредством электрического входного сигнала перемещается заслонка, благодаря этому возникает разность давлений между обеими камерами управления (8) и (9). Управляющий поршень смещается, а именно до тех пор, пока не будет обеспечиваться равновесие сил в результате разности давлений между обеими камерами управления (8) и (9) управляющего поршня (3) с одной стороны и пружиной и гидродинамической силой с противоположной стороны.

Поскольку регулировочные пружины (4) также имеют линейную характеристику, ход управляющего поршня (3), а вследствие этого и расход сервораспределителя, пропорциональны электрическому входному сигналу.

**Особенности клапанов**

Клапан данного типа соответствует присоединительным размерам главной ступени (2-й ступени) DIN-стандарта 24 340.

Фильтроэлемент в первой ступени может без особых затруднений извлекаться для проведения теххода за ним. Благодаря тому, что камера фильтра расположена в свою очередь в камере, в систему циркуляции масла не могут проникать загрязнения.

При особых случаях применения клапанов выгодным будет предусматривать внешнее управление с серводействием. Поскольку присоединительные плиты согласно DIN-стандарту не предусматриваются с присоединением, можно между первой и второй ступенями предусматривать монтаж присоединительной плиты.

С двух сторон обеспечивается удобная доступность к устройству для точной установки нулевой отметки.

Затухание амплитуды и сдвиг фаз зависит у сервоклапанов с барометрической обратной связью от давления в системе и расхода. Для того чтобы достичь оптимальных

результатов, для определенных диапазонов давления устанавливаются оптимальные режимы для приборов. Это касается также определенных диапазонов расхода. Поэтому отсюда вытекают различные частотные характеристики.

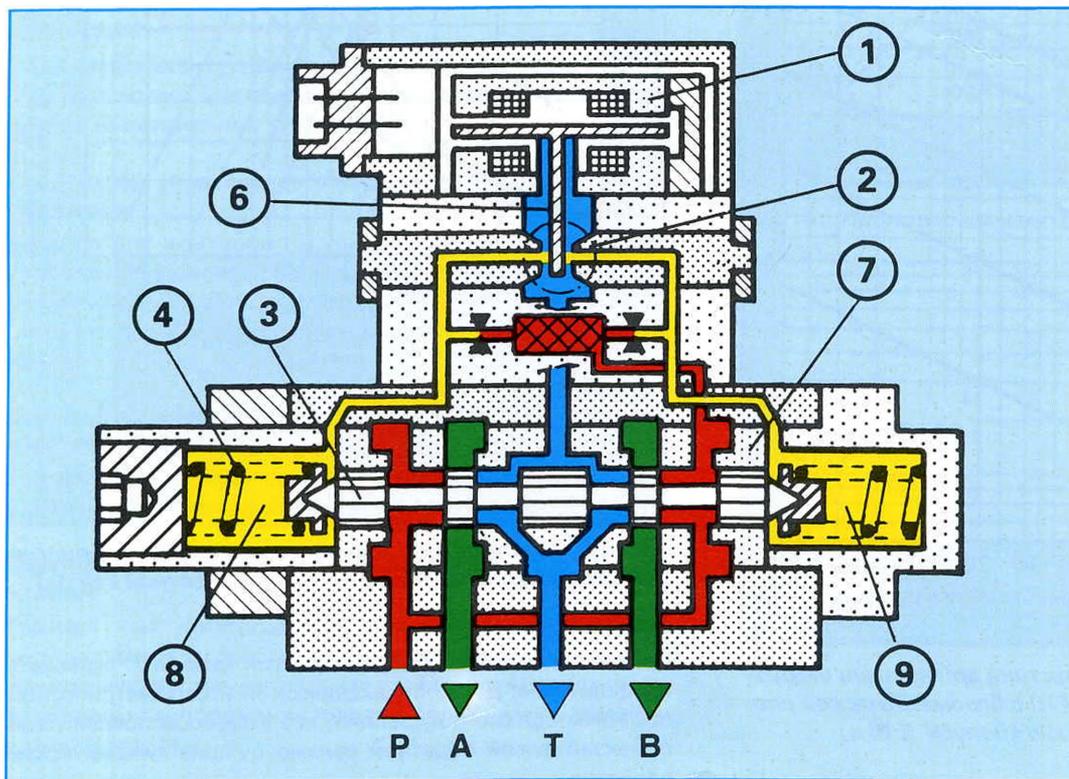


Рис. 19: Двухступенчатый распределитель с барометрической обратной связью типа 4WS 2EB 10

### Двухступенчатые сервораспределители с электрической обратной связью

Клапаны типа 4WS2EE 10-30/..В.. представляют собой двухступенчатые гидрораспределители.

Они состоят в основном из:

- 1-й ступени
- 2-й ступени со сменяемой золотниковой втулкой (3)
- индуктивного датчика перемещения (4), сердечник (5) которого закрепляется на управляющем поршне (6).

#### 2-я ступень

Управляющий поршень (6) соединяется с индуктивным датчиком перемещения (4) посредством соответствующей электронной системы. Как изменение положения управляющего поршня (6), так и изменение заданного значения, вырабатывают посредством сердечника (5) в катушке датчика перемещения (4), к которой подводится питание в виде переменного тока, разностное напряжение.

При сравнении заданной и действительной величин производится с помощью соответствующих электронных устройств оценка отклонения и подводится результат такой оценки к 1-й ступени клапана в виде отклонения от номинального значения. Такой сигнал перемещает заслонку (7) между обоими регулировочными соплами (8).

При этом вырабатывается разность давлений между обеими камерами управления (9) и (10).

Управляющий поршень (6) вместе с закрепленным на нем сердечником (5) индуктивного датчика перемещения (4) смещается до тех пор, пока заданное значение не будет совпадать с действительным значением; заслонка перемещается обратно на среднюю позицию.

В отрегулированном состоянии камеры управления (9) и (10) с выравненным давлением, и управляющий пор-

шень удерживается на данной позиции регулирования. Для регулирования расхода образуется, это обуславливается положением управляющего поршня (6) по отношению к золотниковой втулке (3), соответствующее управляющее отверстие, которое тоже пропорционально заданному значению, как и ход поршня, а также количество протекающей жидкости.

Для частотной характеристики клапана устанавливается оптимальный режим посредством электрического усиления в электронной системе.

#### Особенности клапанов

Клапан данного типа соответствует присоединительным размерам главной ступени (2-й ступени) согласно DIN - стандарту 24 340.

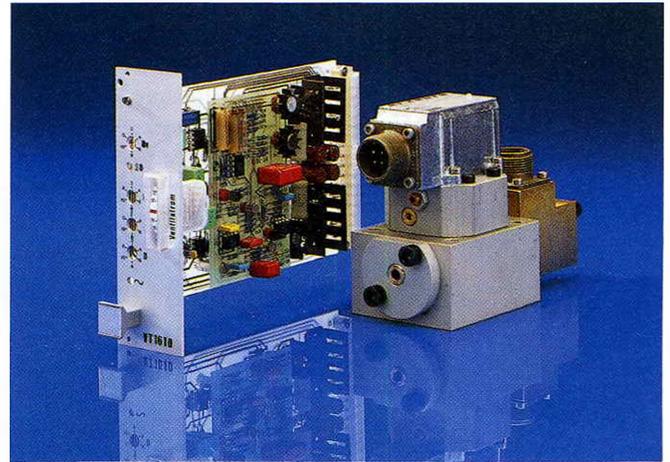


Рис. 20: Двухступенчатый сервораспределитель типа 4WS 2EE 10

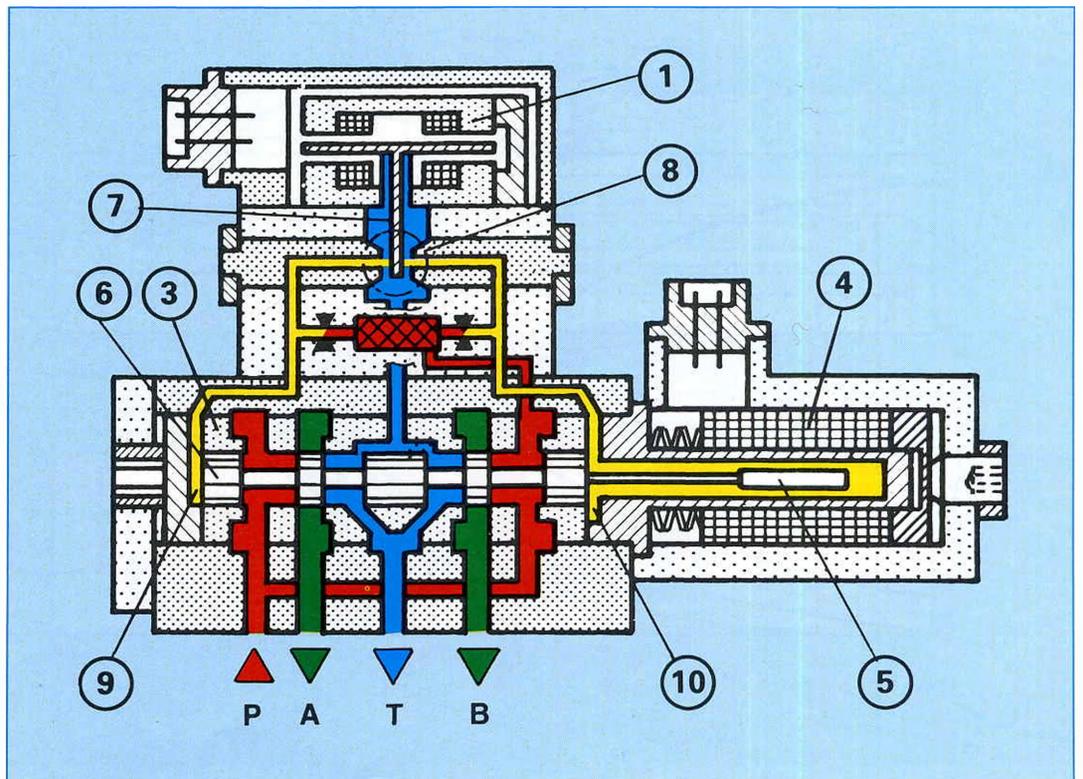


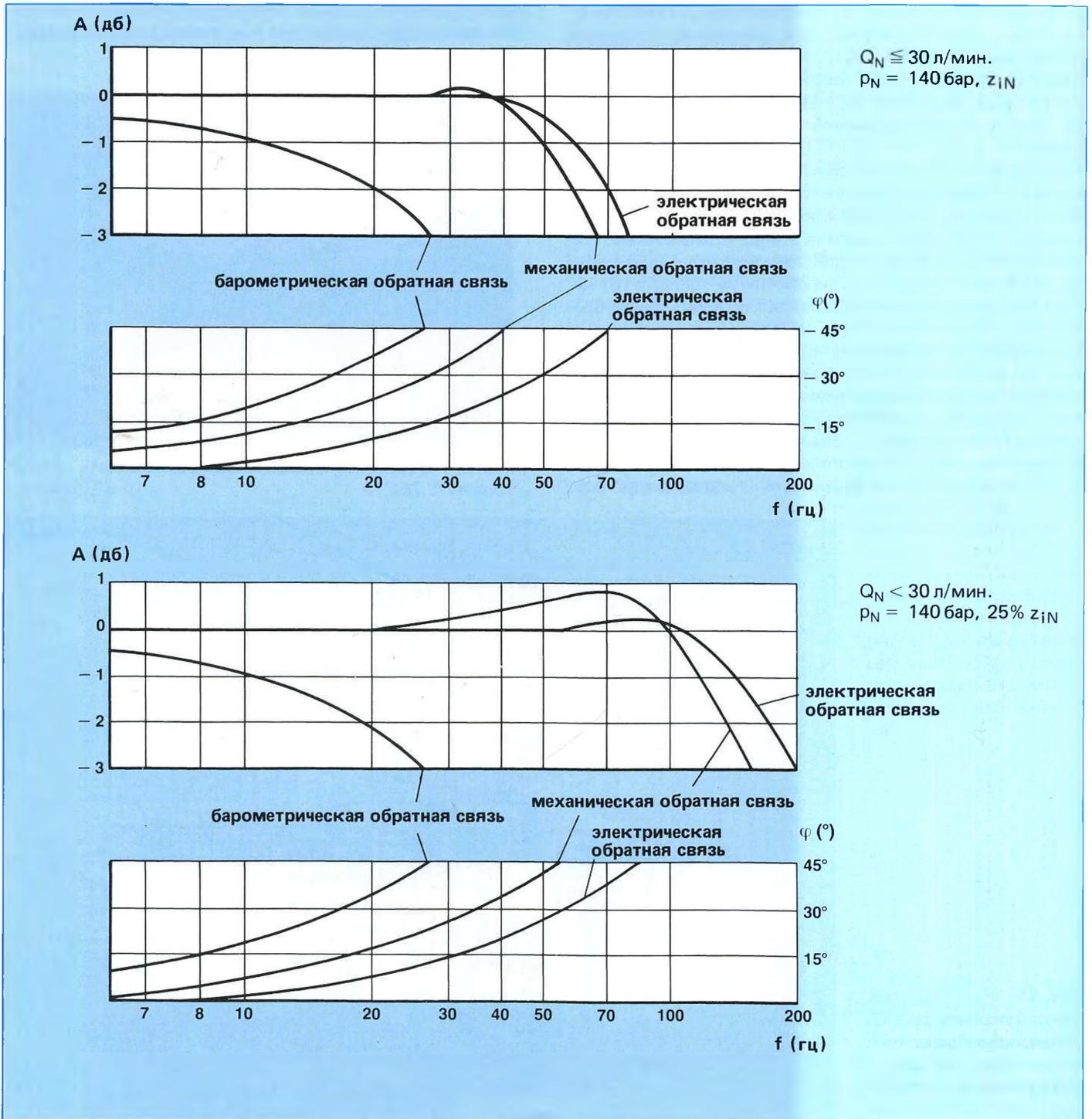
Рис. 21:  
Двухступенчатый сервораспределитель с электрической обратной связью типа 4WS 2EE 10

Сравнение гидравлических и динамических данных демонстрирует различия трех систем обратной связи.

Система обратной связи	механическая стандартно	электрическая	барометрическая
Гистерезис с оптимизацией пульсации (%)	≤ 2,0	≤ 0,5	≤ 3,0
Чувствительность срабатывания (%)	≤ 0,5	≤ 0,2	≤ 1,0
Зона разбросов (%)	≤ 1,0	≤ 0,2	≤ 2,0
Отклонение расхода от симметрии (%)	≤ 5	≤ 5	≤ 5

Рис. 22 (справа):  
Сравнение гидравлических параметров

Рис. 23 (внизу):  
Сравнение изображений частотной характеристики для сервораспределителей с механической, барометрической и электрической обратной связью ДУ 10



### Трехступенчатые сервоклапаны с электрической обратной связью

Клапаны типа 4WS3EE.../.. представляют собой трехступенчатые сервораспределители.

Они состоят в основном из:

- 1-й ступени
- 2-й ступени (3) как ступень усиления по скорости для управления 3-й ступенью (4)
- 3-й ступени (4) для управления расходом основного потока масла
- индуктивного датчика перемещения (5), сердечник (6) которого закрепляется на управляющем поршне (7) 3-й ступени.

#### 3-я ступень

Управляющий поршень (7) соединяется с индуктивным датчиком перемещения (5) посредством соответствующей электронной системы.

Как изменение положения управляющего поршня (7), так и изменение заданного значения, вырабатывают посредством сердечника (6) в катушках датчика перемещения (5), к которым подводится в виде питания переменный ток, разностное напряжение.

При сравнении заданной и действительной величин производится с помощью соответствующих электронных устройств оценка отклонения и подводится результат такой оценки к 1-й ступени клапана в виде отклонения от номинального значения. Такой сигнал перемещает заслонку (8) между обоими регулировочными соплами (9). При этом вырабатывается разность давлений между обеими камерами управления (10) и (14). Управляющий поршень (11) смещается и пропускает соответствующее количество масла в камеру управления (15) или (16). Управляющий поршень (7) с закрепленным на нем сердечником (6) индуктивного датчика перемещения (5) смещается до тех пор, пока не будет совпадать заданное значение с действительным значением.

В отрегулированном состоянии камеры управления (15) и (16) с выравненным давлением, и управляющий поршень удерживается на данной позиции.

Для регулирования расхода образуется (это обуславливается положением управляющего поршня (7) по отношению к золотниковой втулке (13) соответствующее управляющее отверстие, которое тоже пропорционально заданному значению, как и ход поршня, а также количество протекающей жидкости.

Частотная характеристика клапанов устанавливается на оптимальный режим посредством электрического усиления в электронной системе.

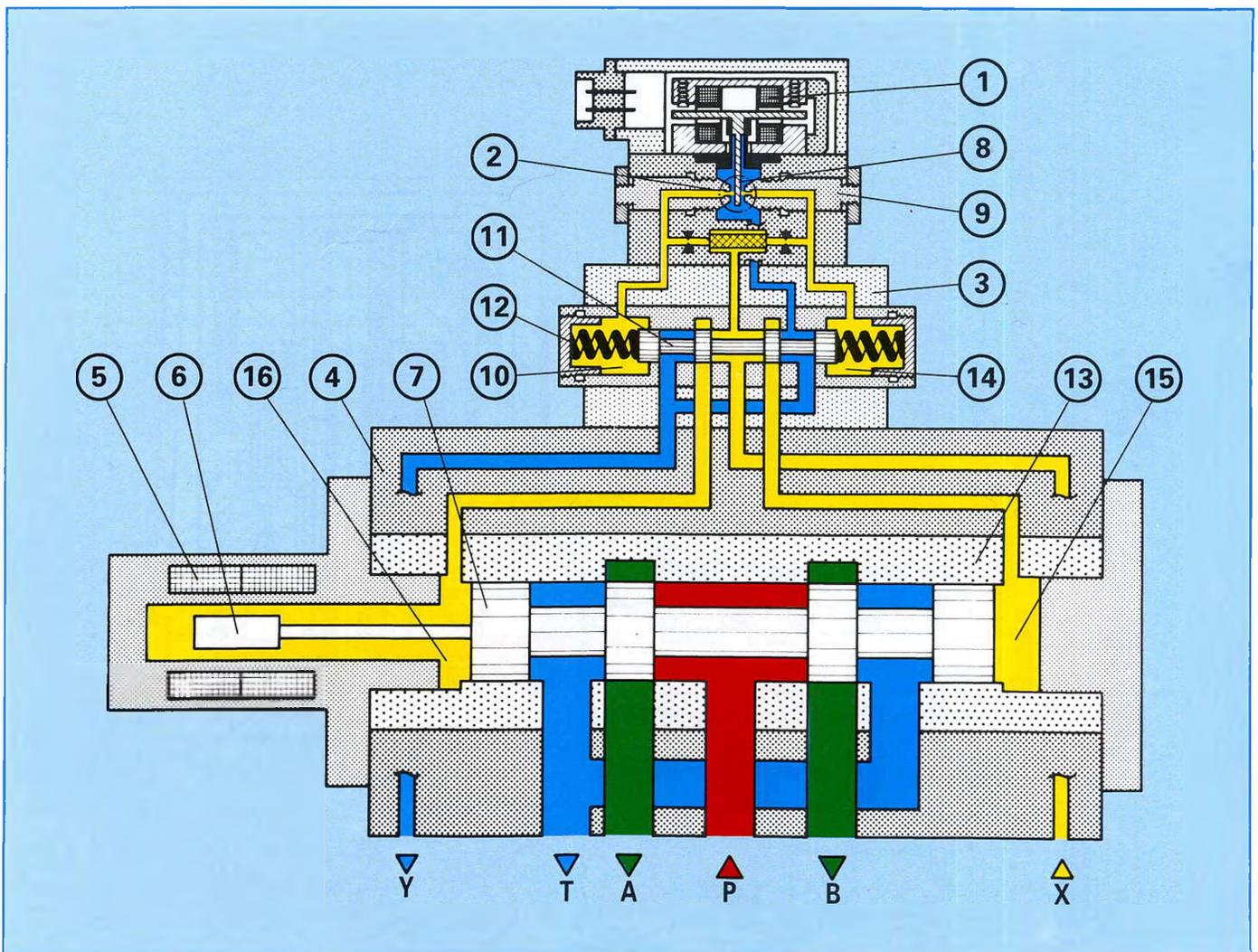


Рис. 24: Трехступенчатый сервораспределитель с электрической обратной связью типа 4WS3EE

## РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН ДУБ

Управляющий поршень регулирующего клапана по сравнению с сервоклапанами непрямого действия не с помощью гидравлического пилотного клапана (типа "сопло-заслонка"), а механическим способом посредством поворотного серводвигателя.

Регулирующий клапан состоит в основном из поворотного серводвигателя (1) и ступени с продольным золотником (3) в виде 4-линейного исполнения.

Серводвигатель (1) представляет собой электромеханический преобразователь, который преобразовывает электрический сигнал в линейное движение конца болта (4). Он отделяется от гидросистемы посредством герметического уплотнения. Якорь (5), трубка (6), работающая на изгиб, и болт (4) соединяются друг с другом беззазорно. Выступающий из двигателя конец болта (4) соединяется с управляющим поршнем (2) посредством соединительной штанги (7). Жесткость пружины трубки (6), работающей на изгиб, противодействует при перемещении болта (4) усилию серводвигателя. Благодаря этому достигается центрирующий эффект.

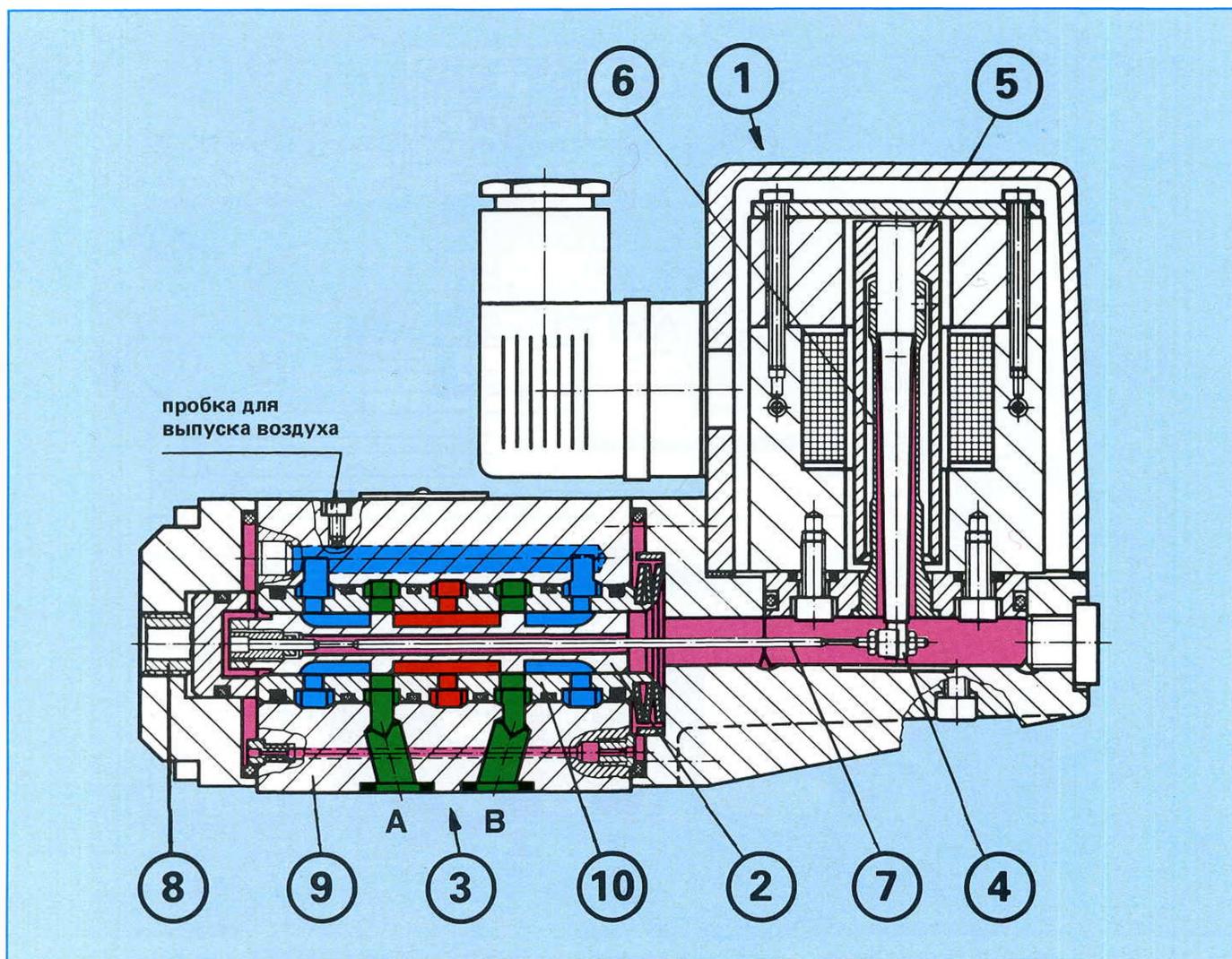
Перемещение управляющего поршня (2), а вследствие этого и пропускная способность клапана, пропорциональны величине электрического входного сигнала.

Гидравлическая нулевая точка юстируется посредством винта (8), которая переставливает смещаемую в корпусе (9) аксиально золотниковую втулку (10) по отношению к управляющему поршню (2).

К особым свойствам такого "одноступенчатого" регулирующего клапана относятся:

- магнитоэлектрический (= быстрый) двигатель, который посредством трубки, работающей на изгиб, одновременно уплотняется и центрируется.
- золотниковая втулка и поршень выполнены со всеми качествами "сервомеханизма", а это значит, что расходная характеристика линейная, геометрические параметры управляющих кромок точные.
- гидравлическое и электрическое демпфирование.

Рис. 25: Одноступенчатый регулирующий клапан с приводом в действие с помощью магнитоэлектрического серводвигателя типа 4WS 1EO 6



Ход основного поршня составляет  $\pm 0,4$  мм; в соответствии с приложенным перепадом давлений получается диаграмма с расходной характеристикой при наличии нагрузки на рис. 28. Поскольку двигатель со своим перестановочным усилием может противодействовать гидродинамическим силам только до определенных пределов, при определенной " $\Delta p$ " основной поршень тянется постепенно обратно на среднюю позицию, несмотря на полный входной сигнал. Вследствие этого уменьшается поперечное сечение отверстия и уменьшается количество протекающей жидкости!

На динамические свойства такой эффект, однако, имеет положительное влияние: Совершается быстрее малый ход, затухание амплитуды, как следствие динамических пределов клапана, осуществляется в зависимости от разностей давлений  $\Delta p$  позже, чем в состоянии без расхода.

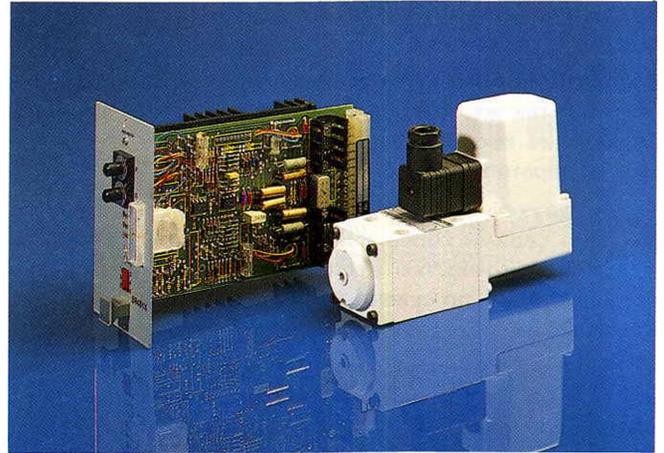


Рис. 26: Одноступенчатый регул. клапан типа 4WS 1EO6

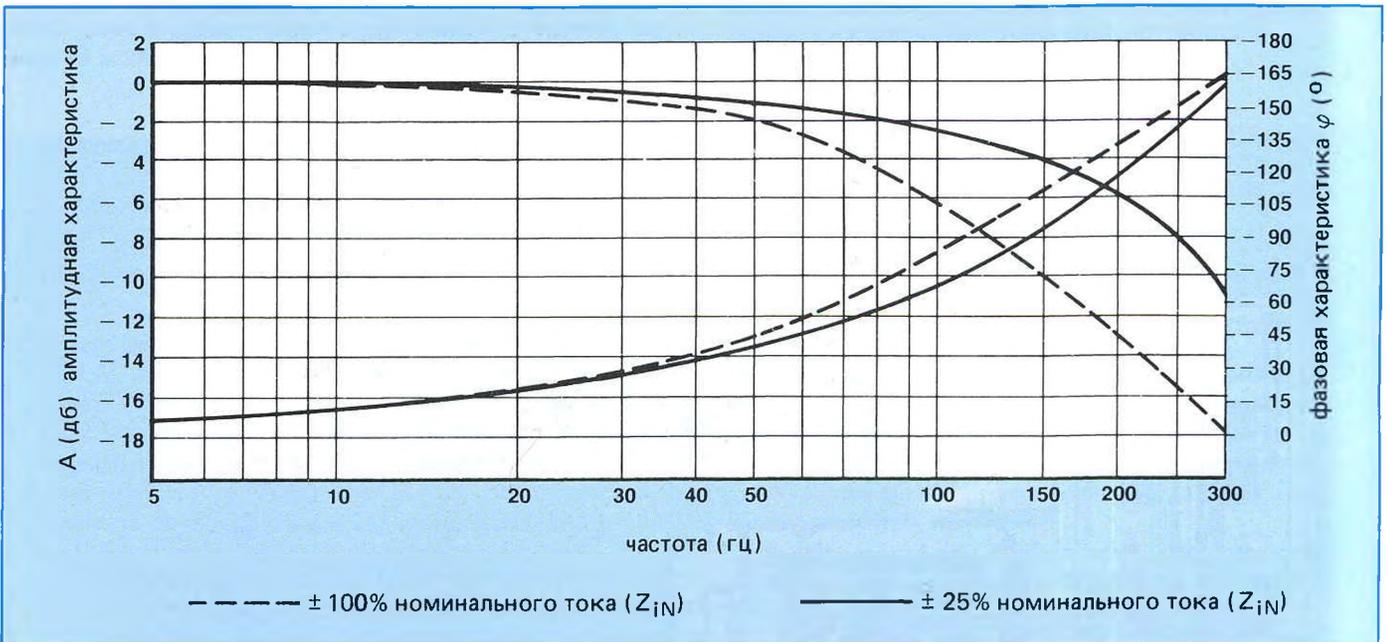


Рис. 27: типичное изображение фазовой характеристики при  $p = 315$  бар и  $Q_N = 15$  л/мин.

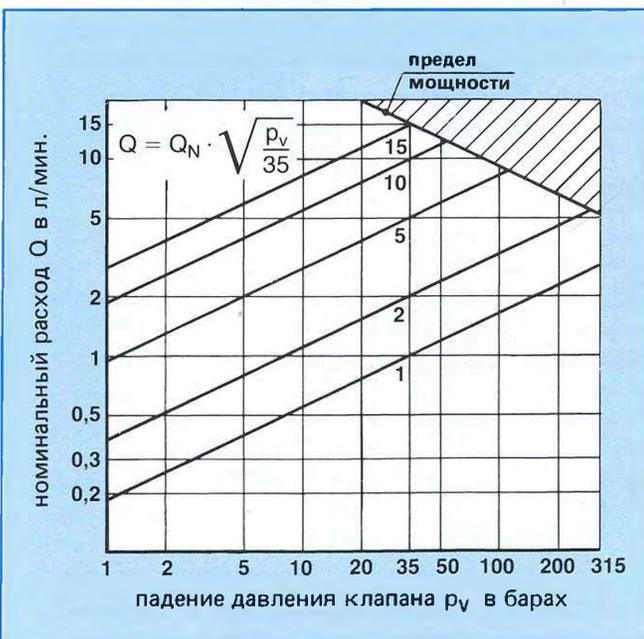


Рис. 28: Расходная характеристика при наличии нагрузки при  $z_{iN}$  (выше предела мощности зависимость между  $Q$  и  $p_v$  будет негативной)

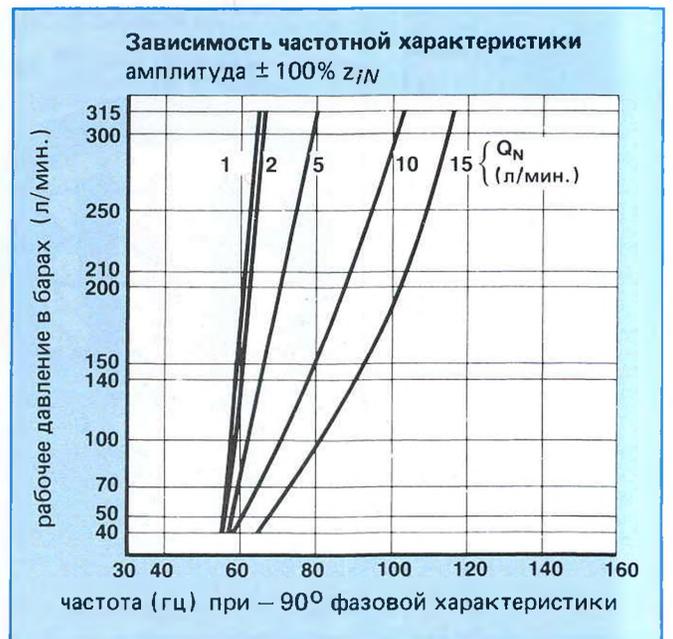


Рис. 29: Зависимость фазовой характеристики (амплитуда  $\pm 100\%$   $z_{iN}$ )

### ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ 4WRV

Вышеописанный регулирующий клапан может применяться точно так же, как двухступенчатый сервоклапан для управления пропорциональными клапанами, с электрической обратной связью.

Такой двухступенчатый пропорциональный клапан отличается своими хорошими динамическими свойствами и высокой точностью воспроизведения. Управляющий распределитель по сравнению с двухступенчатым сервоклапаном не расходует управляющее масло.

Клапан предусматривается для применения в замкнутом контуре регулирования для регулирования силы, скорости и положения.

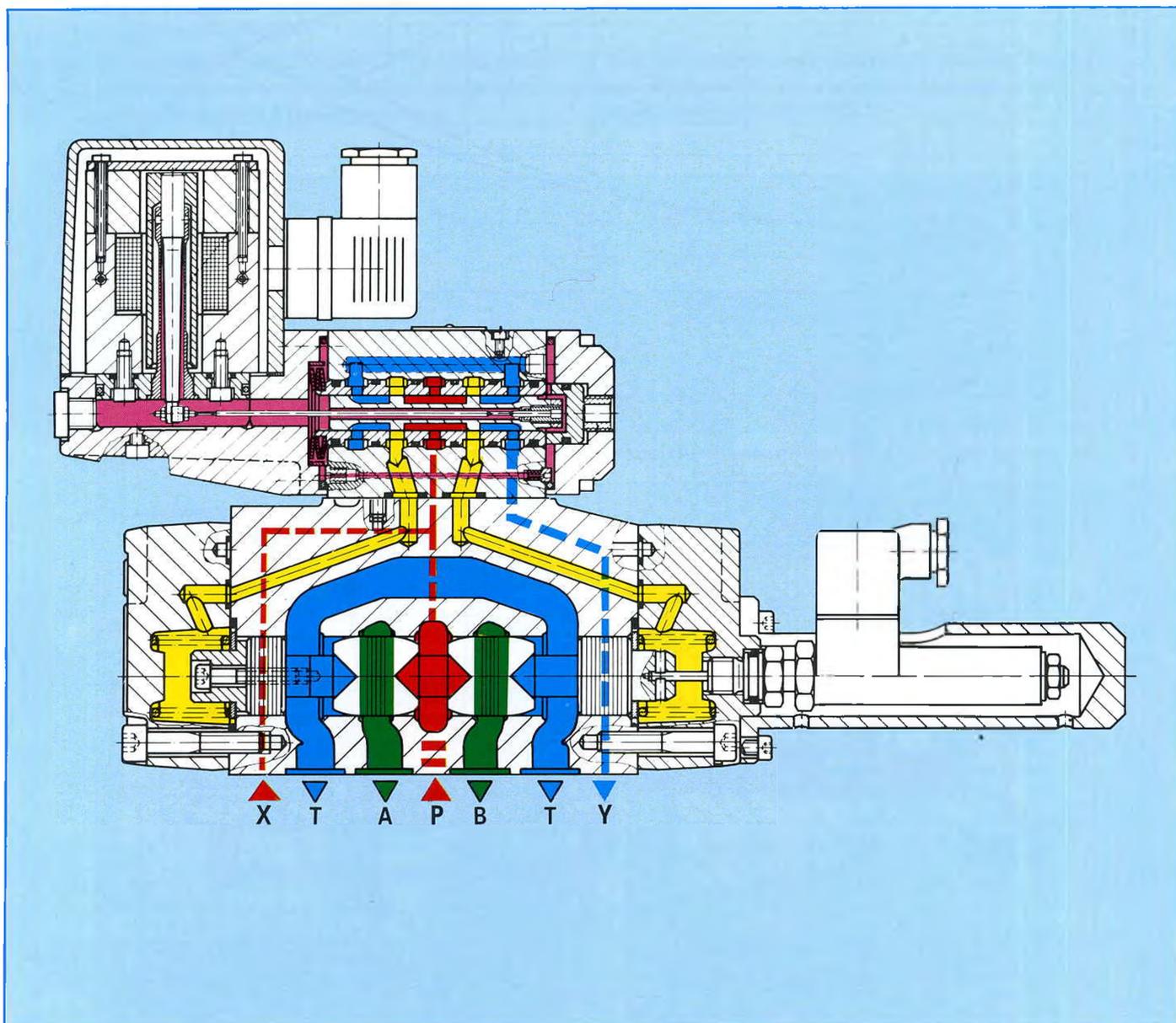


Рис. 30: Пропорциональный распределитель непрямого действия с электрической обратной связью типа 4WRV

## Монтаж, ввод в эксплуатацию гидравлических сервоклапанов и техход за ними

### 1. Общий обзор

Для того, чтобы сервоклапаны бесперебойно работали, просим соблюдать дополнительно указания

- в технической информации (в каталожных листах)
- в инструкциях по очистке и юстировке в справочнике по техническому обслуживанию RD 09240
- кроме того, просим обратить Ваше внимание на правила Союза немецких инженеров (ФРГ) относительно ввода в эксплуатацию гидравлических установок и теххода за ними, VDI (3027) .

#### Указание:

Испытание в работе каждого сервоклапана подтверждается на основании проверки.

## 2. Монтаж

### 2.1 Правила для проведения монтажа

Перед тем, как монтировать клапан на установке, следует сравнить обозначение типа клапана с данными для заказа.

#### 1. Соблюдение чистоты

- при проведении монтажа приборов для окружающей среды и сервоклапана
- Бак должен предусматриваться с герметическим уплотнением для защиты от проникновения загрязнений снаружи.
- Очищать трубопроводы и бак перед встраиванием от загрязнений, окалины, песка, опилок и т.п.
- В горячем состоянии изогнутые и сваренные трубы следует после такой обработки подвергать травлению, прополаскивать и смазывать маслом. При промывке установки следует соблюдать подробные указания для этого, приведенные в поз. 3.6.
- При очистке следует применять только неволокнистую ткань или специальную бумагу.

2. Не допускается применение таких уплотняющих материалов, как пенька, шпаклевка или уплотнительная лента.

3. По мере возможности следует избегать применения шланговых трубопроводов.

4. Для трубопроводов следует применять бесшовные прецизионные стальные трубопроводы согласно DIN-стандарту 2391/C.

5. Соединительные трубопроводы между потребителем и клапаном должны быть по мере возможности короткими; рекомендуем устанавливать сервоклапан непосредственно на потребителя.

Поверхность для закрепления должна соответствовать качеству поверхности, при котором  $Rt_{\text{макс.}} \leq 4 \text{ мк}$ , и плоскостности, состоящей  $\leq 0,01 \text{ мм} / 100 \text{ мм}$  длины.

6. Крепежные винты должны затягиваться с указанным в технической информации крутящим моментом.

7. В качестве заправочного и вентиляционного фильтров

на агрегате рекомендуется применять воздушный фильтр в масляной ванне.

Размер отверстия сита  $\leq 60 \text{ мк}$ .

8. Защитная пластина, расположенная на сервоклапане, должна сниматься только непосредственно перед монтажом.

### 2.2 Положение монтажа

Любым образом, отдается предпочтение горизонтальному монтажу, однако учитываться должно возможное положение поршня по отношению к виду обратной связи. Если сервоклапан будет устанавливаться на потребителе, следует избегать, чтобы золотник был расположен параллельно с направлением ускорения потребителя.

### 2.3 Электроприсоединение

Указания для электроприсоединения подаются в соответствующей технической информации.

Сервоклапан может эксплуатироваться при параллельной схеме.

Учитывая правила техники безопасности, рекомендуется отдавать предпочтение схеме параллельного переключения.

#### Внимание:

На основании электрического усиления клапану не должен вводиться никакой электрический сигнал в замкнутом контуре регулирования перед тем, когда на 1-й ступени еще не будет иметься рабочее давление. Исключением является то обстоятельство, когда будет в наличии ограничение тока при 100%.

Особые виды защиты требует особых мероприятий, которые указываются в соответствующей технической документации.

## 3. Ввод в эксплуатацию

### 3.1 Рабочая жидкость

В качестве рабочей жидкости применяется преимущественно минеральное масло согласно DIN-стандартам 51524, 51525 или согласно VDMA 24318. При применении HL 36 или HLP 36 следует по мере возможности следить за тем, чтобы температура среды составляла  $50^{\circ}\text{C}$ . Рекомендуемые производителем напорной среды максимальные температуры по возможности не должны превышать с учетом бережного отношения к напорной среде. Чтобы обеспечивать неизменную регулировочную характеристику установок, рекомендуется следить за тем, чтобы температура среды поддерживалась постоянной величины ( $\pm 5^{\circ}\text{C}$ ).

При применении других напорных сред просим предварительно обращаться к нам за информацией.

3.2 Соответствует ли применяемый уплотнительный материал колец круглого сечения своему назначению?

Для трудновоспламеняемых напорных жидкостей HFD, а также для температур  $> 90^{\circ}\text{C}$ , тип должен предусматриваться с маркировкой "V".

### 3.3 Фильтрация

- Внутри управляемые сервоклапаны непрямого действия должны предохраняться непосредственно перед клапаном посредством напорного фильтра без байпаса напорного клапана в 10 мк ном. =  $\beta_{10} = 75$  (класс чистоты 5 согласно NAS-стандарту 1638) тонкости фильтрации на напорном присоединении "P".
- При управляемых снаружи клапанах непрямого действия следует непременно встроить непосредственно перед сервоклапаном напорный фильтр без байпаса в 10 мк ном. (класс чистоты 5 согласно NAS-стандарту 1638) тонкости фильтра в подающей линии к присоединению "X". В таком случае рекомендуем очищать весь гидравлический контур посредством еще одного фильтра в 10 мк ном.
- Допустимая разность давлений таких фильтров должна быть выше рабочего давления.
- Рекомендуем применять фильтры с устройством индикации загрязнения.
- Во время смены фильтра следует соблюдать абсолютную чистоту. Загрязнения со сливной стороны фильтра могут проникнуть в систему и вызвать повреждение. Загрязнения с впускной стороны понизят срок службы фильтроэлемента.

3.4 Давление управления должно поддерживаться постоянной величины ( $\pm 5$  бар) с целью обеспечения желаемой, хорошей, характеристики регулирования.

### 3.5 Юстировка гидравлической нулевой точки:

Гидравлическая нулевая точка юстируется для каждого сервоклапана на испытательном стенде с помощью гидродвигателя. Для того, чтобы можно было реализовать оптимальную точность регулирования, сможет несмотря на это, все-таки еще раз понадобится отрегулировать гидравлическую нулевую точку согласно инструкциям в технической информации в соответствии с сервораспределителями определенного потребителя.

### 3.6 Промывка установки:

Перед вводом в эксплуатацию сервоклапана следует промыть все подводящие и сливные линии. Лучше, чем промывочные плитки, которые соединяют P с T (тип можно установить на основании технической информации), является применение распределителей (символ изображения G или H), с помощью которых могут промываться рабочие трубопроводы и потребители.

При присоединении управляющего масла снаружи следует следить за тем, чтобы такое присоединение промывалось при этом.

Находящееся в системе количество масла должно пропускаться через фильтр, как минимум, 150 ... 300 раз.

Отсюда вытекает ориентировочная величина для времени промывки

$$t = V/Q \cdot 2.5 \dots 5$$

где  $t$  = время промывки, выраженное в часах

$V$  = емкость резервуара в литрах

$Q$  = объемная подача насоса в л/мин.

Во время процесса промывки следует непрерывно проверять все фильтры и, в случае необходимости, заменять фильтроэлементы. После открывания присоединительных линий (независимо от того, почему такая линия открывалась) следует еще раз в течение, примерно, 30 минут прополаскивать такие линии.

## 4. Техуход

4.1 При дозаправке свыше 10% емкости резервуара следует повторить промывку установки (см. к этому также § 3.6).

### 4.2 Отправление клапана на ремонт

Для отправления дефектного клапана на ремонт необходимо предохранить опорную поверхность клапана от загрязнений. Рекомендуется с особой тщательностью запаковать клапан для того, чтобы во время транспортировки не произошло еще других повреждений.

### 4.3 Инструкция по очистке и юстировке

Как показал опыт, отказы в работе сервоклапанов большей частью связаны с загрязнениями в зоне системы "сопло-заслонка". Очистка может производиться согласно инструкциям в справочнике по техуходу RD 09240.

## 5. Хранение на складе

Для складирования сервоклапанов следует выбирать сухое, не содержащее пыли помещение с низким содержанием влаги. Такие складские помещения не должны содержать едких веществ и пара. Надлежащим образом организованное складирование следует время от времени проверять. При хранении сервоклапанов на складе свыше 3-х месяцев рекомендуется заполнить такие клапаны посредством консервационного масла.

Для заметок

Для заметок

**Глава Н**  
**От управления к контуру регулирования**

Арно Шмитт, Дитер Кретц

## ОТ УПРАВЛЕНИЯ К КОНТУРУ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Как показали примеры вычислений, для выбора параметров управлений с пропорциональными клапанами возможная точность установки зависит от нескольких факторов, вытекающих на основании всей системы.

Перед тем, чем перейти к описанию контуров регулирования, следует "по дороге туда" рассмотреть еще 2 вида управлений:

- зависимое от времени торможение
- зависимое от перемещения торможение

### 1. Зависимое от времени торможение

Если при управлении с помощью пропорциональных клапанов для процесса торможения взять время линейной функции с насыщением, то ситуацию можно будет выразить следующим образом:

#### 1.1

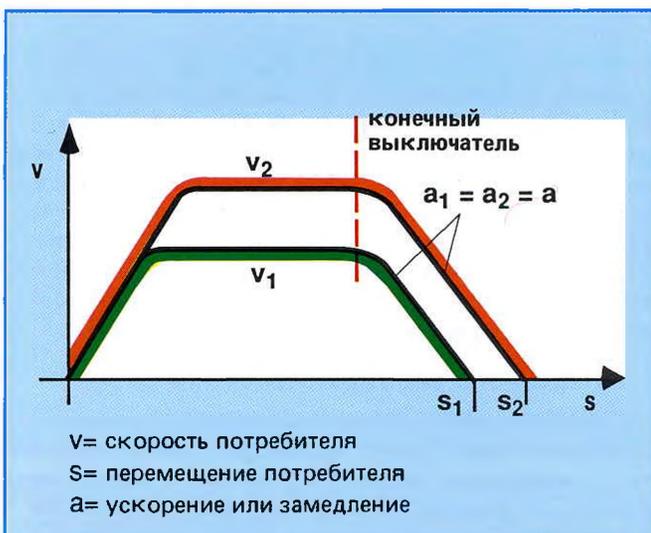


Рис. 1

Цилиндр перемещается со скоростью  $v_1$ . При достижении конечного выключателя производится переключение со стороны предварительно — установленного значения скорости (перемещение золотника), например, на  $v = 0$ , т.е., на останов цилиндра. Сигнал заданного значения изменяется в соответствии с установкой времени линейной функции с насыщением. Отсюда вытекает тормозной путь.

Пример:

$v_1 = 0,8$  м/сек. скорость перемещения  
 $t_{b1} = 0,2$  сек. время торможения  
 $\rightarrow a = v/t$   
 $a = 0,8$  (м/сек.) /  $0,2$  (сек.) =  $4$  [м/сек.<sup>2</sup>] замедление

**Тормозной путь**

$$s_1 = v_1^2 / (2 \cdot a) = 0,8^2 / (2 \cdot 4) = 0,08 \text{ (м)} = 80 \text{ [мм]}$$

Если, например, в соответствии с рабочим процессом будет изменяться скорость, то тормозной путь, естественно, будет другим, при неизменной установке линейной функции с насыщением.

Пример:

$v_2 = 1,2$  м/сек. скорость перемещения  
 $t_{b2} = 0,3$  сек. время торможения  
 $\rightarrow a = v/t$   
 $a = 1,2$  (м/сек.) /  $0,3$  (сек.) =  $4$  [м/сек.<sup>2</sup>] замедление

**Тормозной путь**

$$s_2 = v_2^2 / (2 \cdot a) = 1,2^2 / (2 \cdot 4) = 0,18 \text{ (м)} = 180 \text{ [мм]}$$

Это означает, таким образом, что цилиндр будет останавливаться на различных пунктах. На практике это очень часто забывается (!), когда с различными скоростями производится перемещение к точке останова.

#### 1.2

Возможностью для того, чтобы, исходя из различных скоростей, прийти к одной точке останова, является от-тормаживание на относительно малую скорость. Только, начиная с этой скорости, поступает сигнал останова через конечный выключатель  $E_2$ . На рис. 2 изображается форма кривой. Точность останова здесь довольно хорошая (см. к этому также изложения на стр. Е 16).

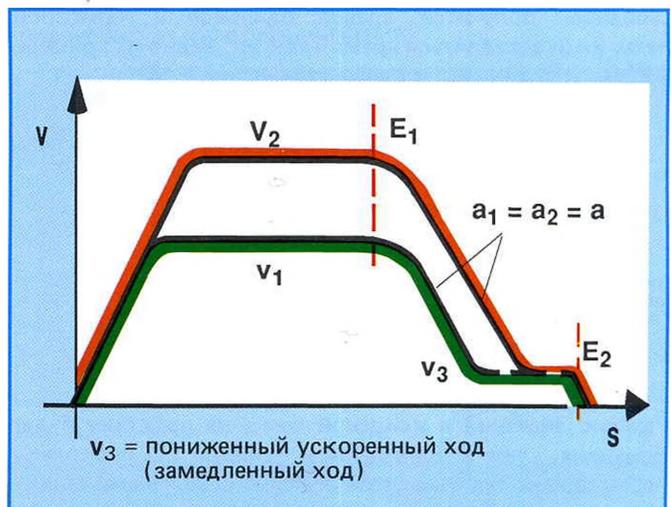


Рис. 2

Однако при скоростях  $v < v_{\text{макс}}$  это осуществляется за счет времени.

1.3 Другой возможностью является назначить каждому заданному значению скорости линейную функцию с насыщением. Если, например, снова из различных скоростей захочется прийти к одной и той же точке останова, то теоретически это будет выглядеть таким образом:

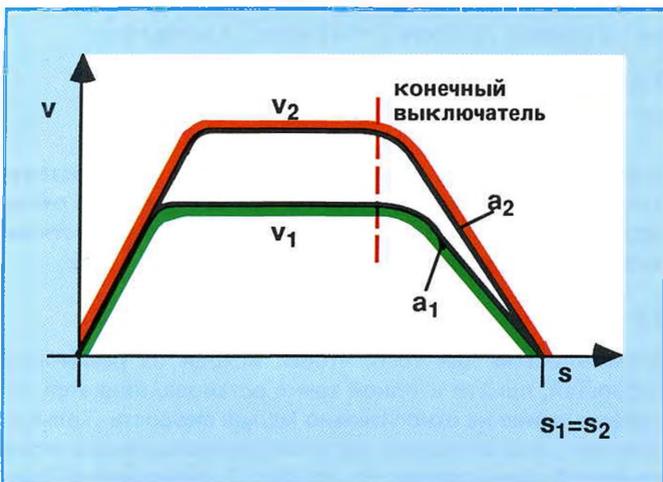


Рис. 3

При соответствующей установке линейной функции с насыщением получится, правда, одинаковый тормозной путь, но будет теряться время (как это видно на примере 1.2, см. к этому также изложения на стр. Е 16).

Пример:

Возьмем для этого раньше вычисленный тормозной путь в 180 мм (при  $v_2 = 1,2$  м/сек. и  $a = 4$  м/сек.<sup>2</sup>)

Отсюда вытекают при  $v_1 = 0,8$  м/сек. и  $S_b = 180$  мм

замедление

$$\rightarrow a_1 = v^2 \cdot 10^3 / 2 \cdot s = 0,8^2 \cdot 10^3 / 2 \cdot 180 = 1,8 \text{ [м/сек.}^2\text{]}$$

и требуемое время

$$\rightarrow t_b = v / a = 0,8 / 1,8 = 0,44 \text{ [сек.]}$$

Разброс значений в конечной точке на практике будет большим, чем в приведенном примере 1.2, поскольку перемещение производится всегда с различными скоростями.

Здесь следует также еще раз напомнить о макс. возможных ускорениях/замедлениях, упомянутых на страницах Е 27 / Е 28.

Также при такой конструкции следует иметь ясное представление о проблематике точной установки линейной функции с насыщением, так что такое решение данного вопроса не следует непременно рекомендовать, если будет придаваться большое значение точной точке останова.

1.4 Для того, чтобы можно было реализовать систему с возможно более высоким, допустимым замедлением по сравнению с примером 1.3, следовало бы для другой скорости установить еще один конечный выключатель.

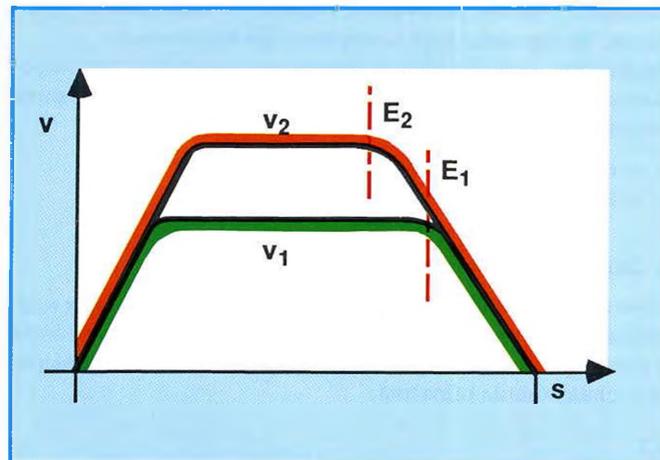


Рис. 4

Конечный выключатель E1 в данном случае был размещен позже в соответствии с более низкой скоростью v1. При таком решении необходимо было бы, таким образом, для каждого значения скорости назначить конечный выключатель. Решение, на основании которого вытекает изображенная на рис. 4 характеристика и при котором не предусматривается для каждой скорости отдельный конечный выключатель, представляет собой зависимое от перемещения торможение.

## 2. Зависимое от перемещения торможение

Как уже становится ясно на основании данного понятия, торможение (замедление) производится не в зависимости от электрической линейной функции с насыщением времени, а в зависимости от перемещения потребителя.

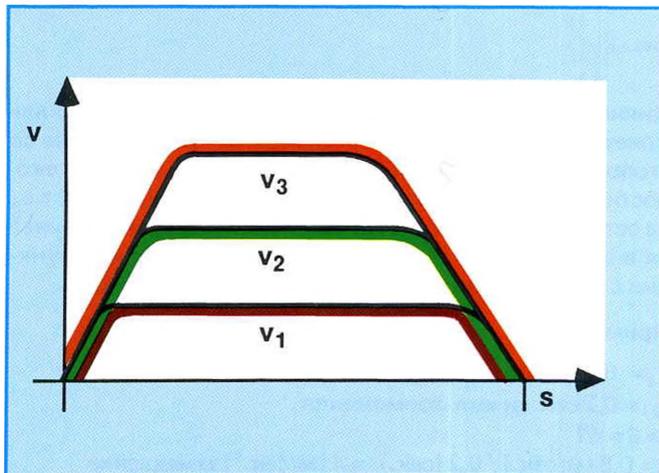


Рис. 5

На диаграмме рис. 5 изображается ясно, что в данном случае независимо от развиваемой скорости на потребителе достигается всегда одна и та же точка останова.

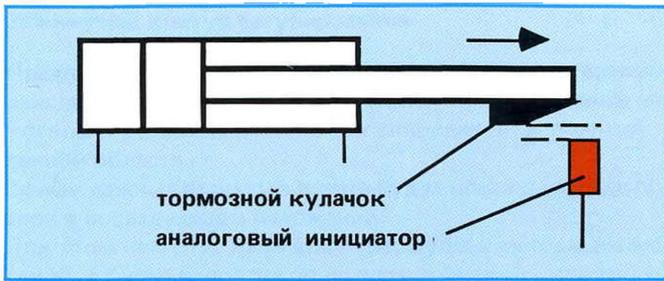
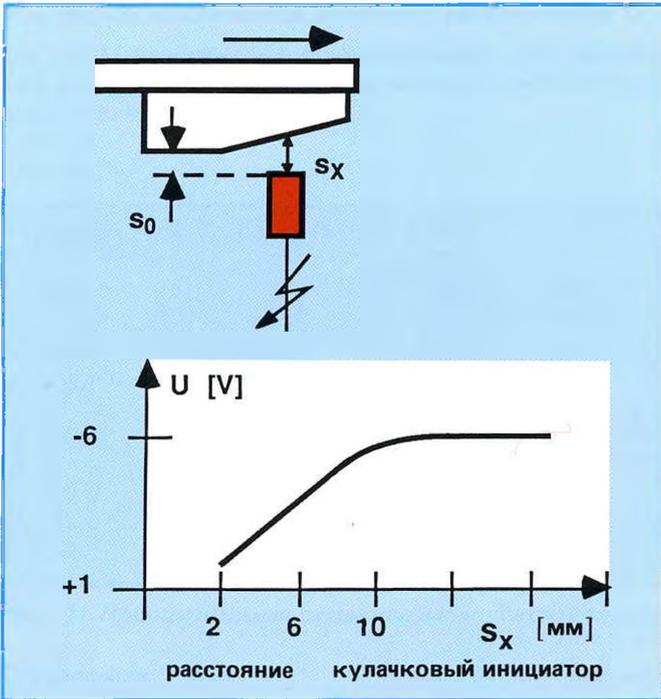


Рис. 6

Рис. 7



Применяемое часто на практике конструктивное исполнение для торможения, зависящего от перемещения, предусматривается с тормозным кулачком и аналоговым инициатором (рис. 6).

Аналоговый инициатор представляет собой электронный бесконтактный переключатель. В зависимости от расстояния к железной детали, например, к кулачку, он отдает напряжение. С приближением кулачка к инициатору уменьшается аналоговым образом выходное напряжение до 0 в, чем меньше будет расстояние. Такой сигнал напряжения поступает к специально для этого предусмотренному усилителю и управляет таким образом регулируемые электромагнитами пропорционального клапана.

На блок-схеме (рис. 9) изображается управление посредством аналогового инициатора. Для упрощения изображается только одно магнитное управление. Вычислительный прибор минимальных значений дает возможность становиться эффективным только меньшему из двух входных сигналов ( $E1 =$  заданное значение,  $E2 =$  от инициатора) на выходе.

Часто применяется, как это изображается на блок-схеме, в сочетании с аналоговым инициатором образователь значения корня (рис. 8). Это оказывается выгодным на практике в связи с экономией времени, поскольку производится оптимальное перемещение на позицию, т.е., перемещение с макс. возможной скоростью. Сконструирован. таким образом установка описывается на страниц. L8 и L9.

Если аналоговый учет перемещения должен быть эффективным только в диапазоне тормозного пути (всегда одна и та же конечная точка), установки могут оснащаться независимо от пути передвижения.



Рис. 8

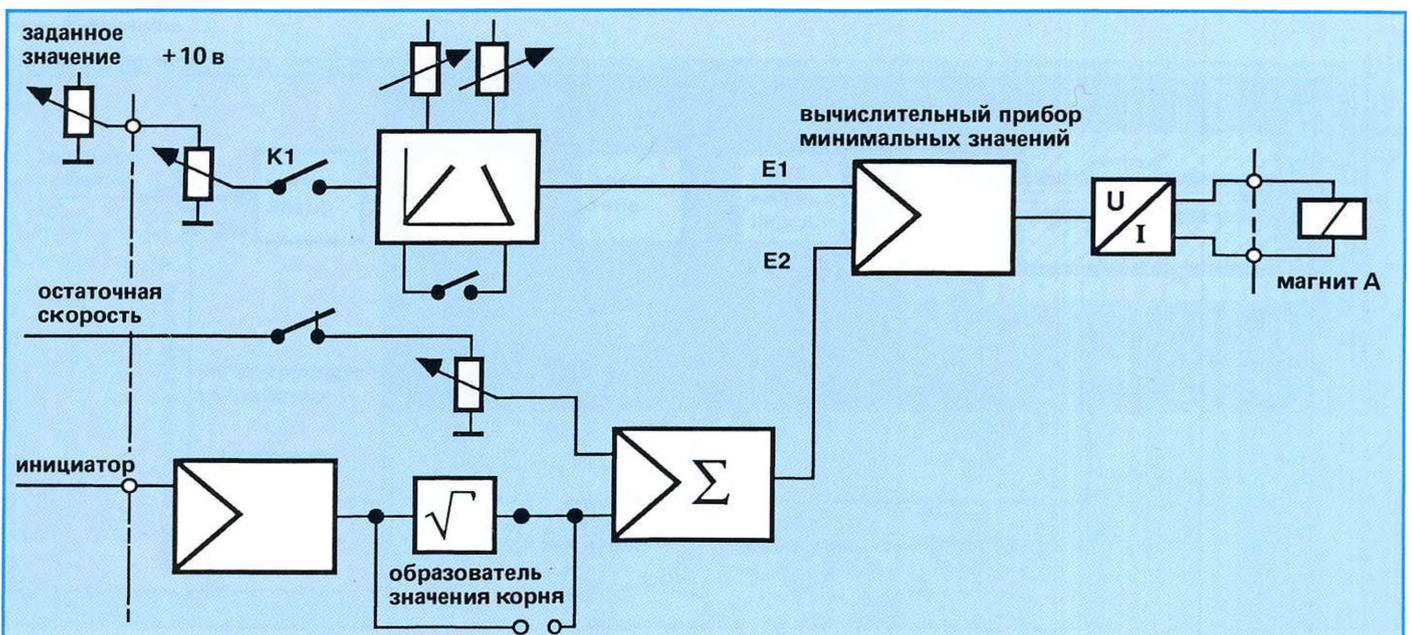


Рис. 9: Управление с помощью аналогового инициатора, ориентированное на использование на практике

Другой возможностью для использования учета перемещения при торможении, зависящим от перемещения, является применение продольного потенциометра.

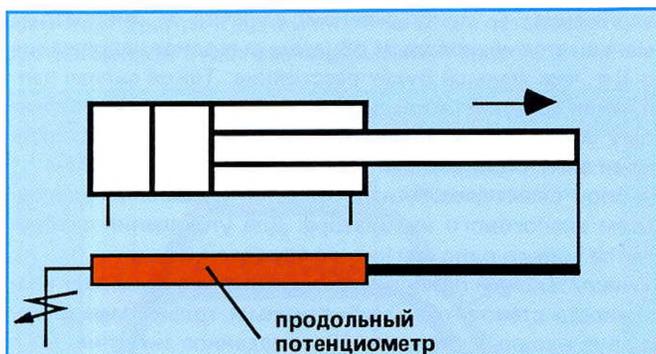


Рис. 10

При таком варианте также регистрируется перемещение аналоговым способом посредством сигнала напряжения и перерабатывается на электронной карте усилителя.

Поскольку в таком случае преобразовывается все перемещение как сигнал, предоставляется возможность посредством электрического – усилителя предварительно выбирать также любой ход.

До сих пор продемонстрированные примеры следует отнести бесспорно к области управлений.

Это значит, что действительное значение, например, скорость цилиндра, не будет измеряться и не будет сравниваться с заданным значением.

При таких системах, естественно, на результат оказывают воздействие все величины помех.

Если потребуются компенсировать такие влияния помех, система должна предусматриваться как контур регулирования.

### Замкнутый контур регулирования

Предпосылкой для получения представления о взаимодействиях в контуре регулирования является знание некоторых основ в технике регулирования и понятий в данной области.

Самые важные взаимодействия будут описаны в виде обзора в последующем изложении.

При этом не будут излагаться формулы и методы вычислений, а будут напротив описываться физические взаимодействия на языке, принятом в технике регулирования.

#### Что следует понимать под понятием "регулирование"?

На рис. 11 изображается принципиальная схема соединений контура регулирования, на которой приводятся самые главные понятия.

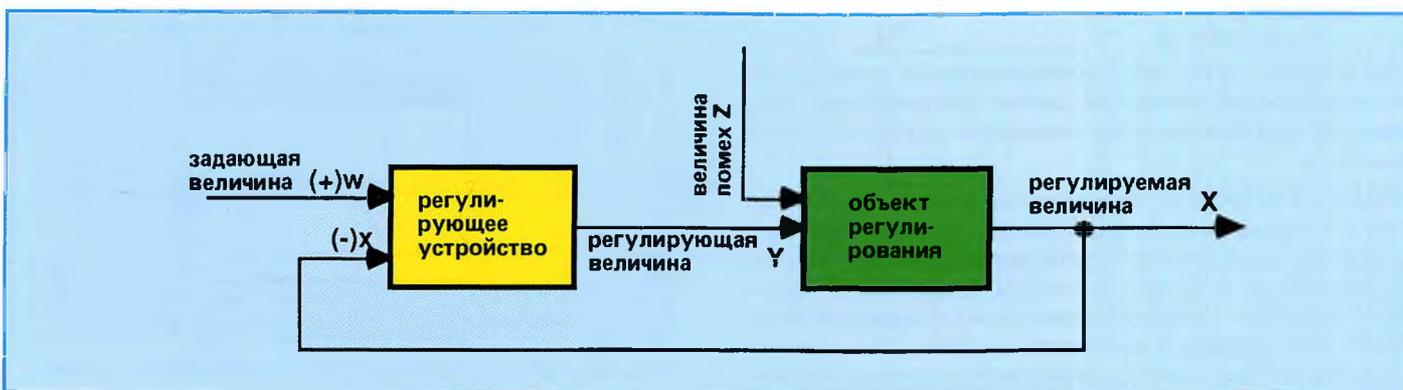


Рис. 11: Принципиальная схема соединений контура регулирования

#### Определение

При регулировании измеряется непрерывно регулирующая величина и сравнивается с заданным значением. Как только между обоими значениями возникнет разность, вызванная величиной помех, на регулируемой установке будет произведена соответствующая перестановка, которая должна согласовать регулирующую величину с заданным значением.

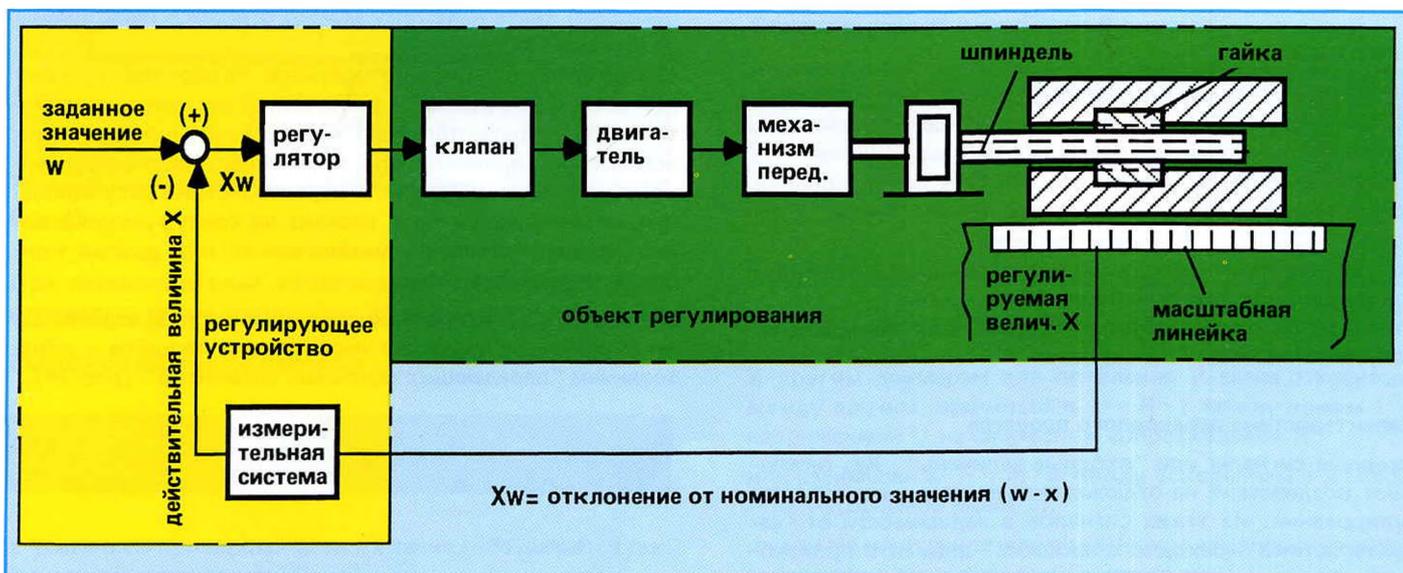


Рис. 12: Пример регулирования положения

Для контура регулирования положения предусматривается, как и для каждой системы по регулированию, регулирующее устройство и объект регулирования.

В приведенном примере (рис. 12) относится к регулирующему устройству:

— регулятор

Такой регулятор состоит из сравнивающего устройства, которое образует разность заданной и действительной величин, и из регулирующего усилителя.

— система измерения положения

Объект регулирования включает в себя

— гидропривод с гидродвигателем и клапаном

— механические передающие элементы как муфта ходовой винт

Характерным свойством регулирования в этом случае является также замкнутая линия регулирования, при которой регулирование производится следующим образом:

Позиция  $X$  салазок (= регулируемая величина) измеряется с помощью масштабной линейки и регулирующего усилителя и представляет собой действительную величину положения. Заданная позиция предварительно задается посредством заданного значения  $w$  (= задающая величина) образователем заданного значения. Посредством образования разности заданного и действительного значений ( $w-x$ ) получается отклонение от номинального значения.

Отклонение от номинального значения проходит через регулятор. Выходной сигнал регулятора представляет собой регулирующую величину  $u$ . Такая регулирующая величина  $u$  является одновременно входной величиной объекта регулирования и управляет клапаном. Вращательное движение двигателя преобразовывается с помощью привода шпинделя в продольное движение салазок. Вследствие этого замыкается поток сигналов с образованием контура регулирования положения.

#### Блок-схема

Отдельные зоны контура регулирования, как, например, "объект регулирования" и "регулирующее устройство", обозначаются как "элементы контура регулирования". Изображение таких элементов контура регулирования осуществляется в общем в форме прямоугольных блоков.

Соединение отдельных блоков с образованием замкнутой линии управления составит "блок-схему".

Поток сигналов обозначается посредством линий и стрелок, показывающих направление.

#### Характеристика переходного процесса

Входные сигналы или "входные величины",  $X_e$ , оказывают воздействие на отдельные элементы в контуре регулирования. Из таких сигналов в зависимости от "характеристики переходного процесса" элемента производятся "выходные величины",  $X_a$ , и вслед за этим образуются дальше.

"Характеристика переходного процесса" воспроизводит реакцию выходной величины во времени на любое изменение во времени входной величины.

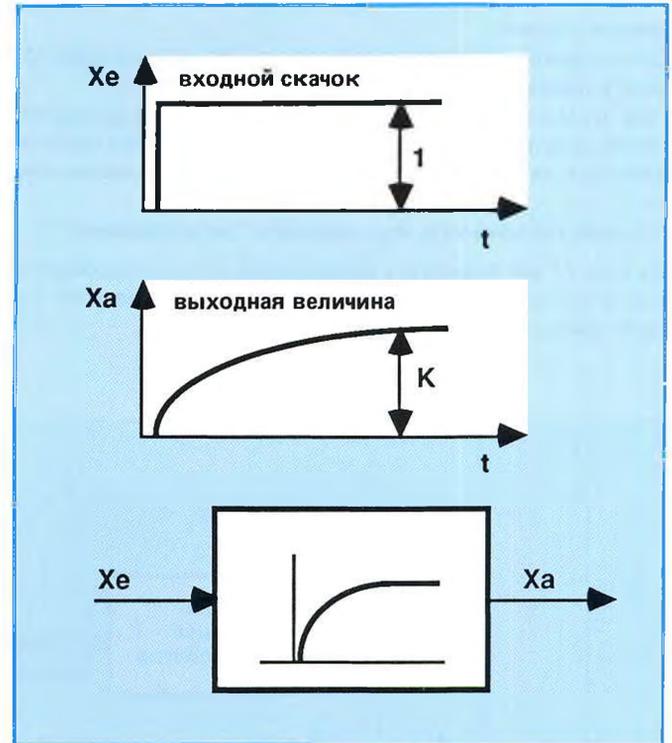


Рис. 13: Пример характеристики переходного процесса

Характерное изменение входной величины представляет собой скачкообразная функция, в качестве выходного сигнала получается при этом "реакция на скачок" или "переходная функция".

Такая переходная функция часто указывается для более точного или наглядного изображения характеристики переходного процесса одного элемента в символическую блок-схему.

Несмотря на возможное многообразие конструктивных элементов относительно приборной техники, их переходную характеристику можно отнести к нескольким основным типам.

Такое исчезновение многообразия приборной техники при переходе с реальной технической системы к математической модели, облегчает исследование динамических процессов и предоставляет возможность для совершенно общих высказываний о характеристике регулирования, независимо от того, состоит ли контур регулирования из электрических, механических или других конструктивных элементов.

Элементы контура регулирования могут подразделяться по своей характеристике переходного процесса с образованием "передающих основных элементов" (рис. 14).

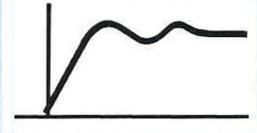
1.) Пропорциональное звено		P-звено
2.) Пропорциональное звено с замедлением 1-го порядка		P-T <sub>1</sub> -звено
3.) Пропорциональное звено с замедлением 2-го порядка		P-T <sub>2</sub> -звено
4.) Интегрирующее звено		I-звено
5.) Дифференцирующее звено		D-звено
6.) Звено с запаздыванием		T <sub>запзд.</sub> -звено

Рис. 14: Передающие основные элементы (звенья)

Примеры к элементарным передающим элементам (звеньям)

Пропорциональное звено (P-звено)

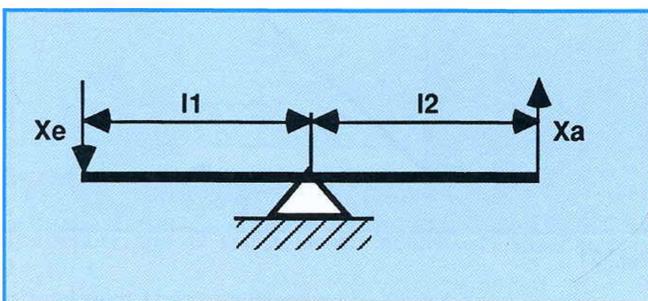


Рис. 15

При скачкообразном изменении входной величины  $X_e$  изменяется также скачкообразно выходная величина  $X_a$ .

Выходной величиной является

$$X_a = X_e \cdot l_2/l_1 = K \cdot X_e$$

с усилением пропорционального звена (обозначается также как переходная константа).

$$K = l_2/l_1$$

Отсюда вытекает символ для P-звена

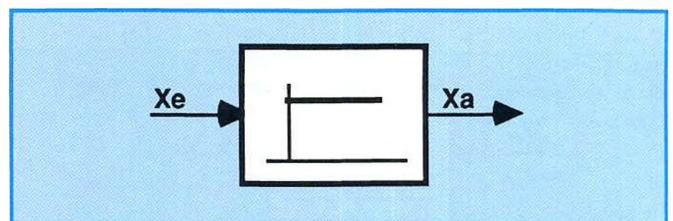


Рис. 16: Символ для P-звена

К другим примерам для появления P-звена относится, между прочим, взаимосвязь  $U = R \cdot I$  между током  $I$  и напряжением  $U$  на омическом сопротивлении  $R$

или взаимосвязь  $F = m \cdot a$  между ускорением  $a$  и силой  $F$  на ускоряемой массе  $m$ ,

или идеальный усилитель с монтажом на сопротивлениях (объяснения см. в разделе "Приложение").

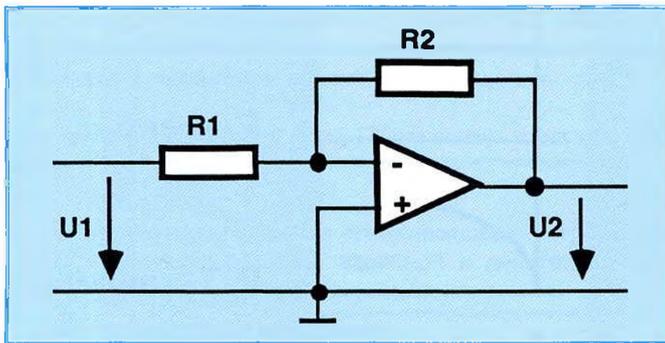


Рис. 17: Усилитель с монтажом на сопротивлениях

При скачкообразном изменении входного напряжения  $U_1$  изменяется также скачкообразно выходное напряжение  $U_2$ .

Выходное напряжение — это

$$U_2 = -R_2/R_1 \cdot U_1 = -K \cdot U_1$$

с усилением

$$K = R_2/R_1$$

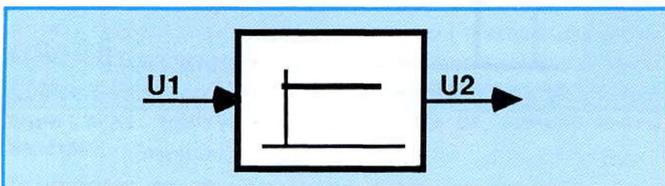


Рис. 18

**Интегрирующее звено (I-звено)**

Выходной сигнал линейно увеличивается со временем.

$$X_a = K \cdot \int X_e(t) \cdot dt$$

Также в данном случае обозначается  $K$  как переходная константа или коэффициент усиления I-звена.

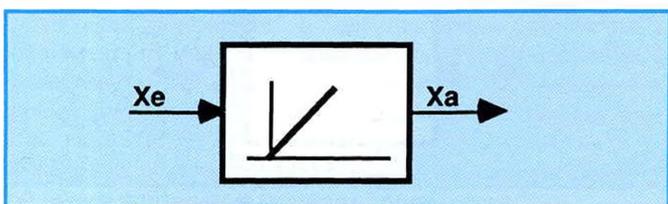


Рис. 19: Символ для I-звена

Пример для появления I-звена: гидроцилиндр  
Зависимость произведенного хода  $s$  от подводимого количества масла  $Q$ .

$$s = 1/A \cdot \int q \cdot dt$$

с  $K = 1/A$   $A = \text{эффективная поверхность}$

или гидродвигатель  
Зависимость угла скручивания вала двигателя от угловой скорости  $\omega$ .

$$\varphi = K_0 \cdot \int \omega \cdot dt \quad K = 1$$

или привод шпинделя  
Преобразование числа оборотов шпинделя в продольное движение.

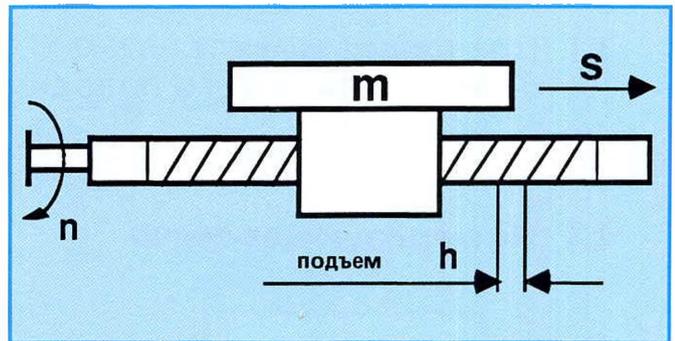


Рис. 20

Для перемещения  $s$  как выходной величины в действии будет:

$$s = h \cdot \int n \cdot dt$$

при постоянном числе оборотов шпинделя  $n$  перемещение  $s$  будет составлять

$$s = h \cdot n \cdot t$$

Это значит, что перемещение будет линейно увеличиваться с увеличением времени  $t$ .

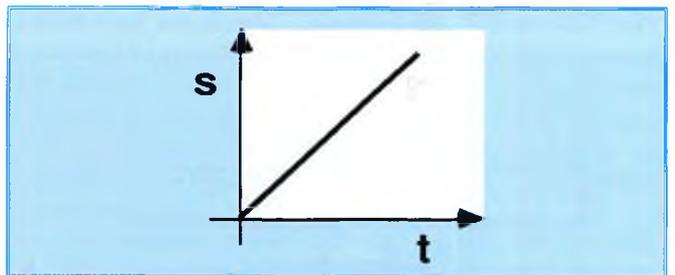


Рис. 21

Дифференцирующее звено (D-звено)

$$X_a(t) = K \cdot \dot{X}_e(t)$$

$$\dot{X}_e(t) = dX_e / dt$$

Величина выходного сигнала зависит от скорости изменения входного сигнала.

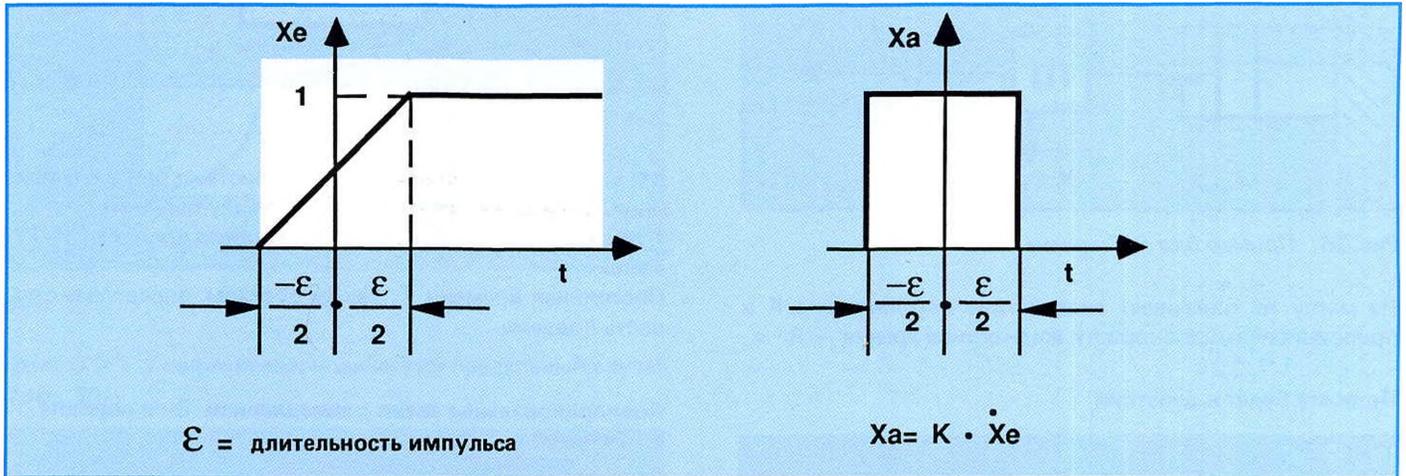


Рис. 22: Переходная характеристика

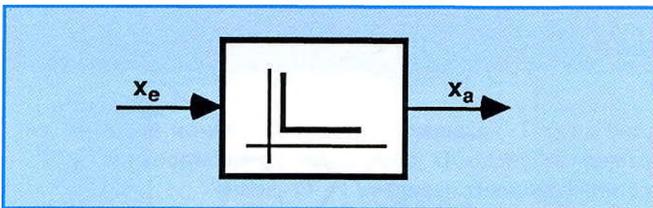


Рис. 23: Символ для D-звена

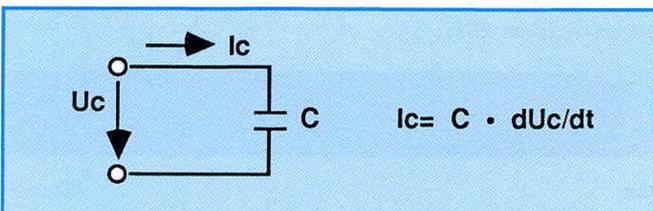


Рис. 24

Примером для D-звена может послужить зависимость  $U = L \cdot I$  напряжения  $U$  от индуктивности тока  $I$  или зарядный ток конденсатора с емкостью  $C$  в зависимости от приложенного напряжения  $U_c$  или взаимосвязь  $F = m \cdot v$  ( $v = a$ ) или зависимость силы  $F$  от скорости  $v$ .

Звено с запаздыванием

В начале ленты возникающее количество материала обозначается посредством  $X_e$ , в конце выбрасываемое количество —  $X_a$ . В момент времени  $t$  количество в начале ленты составляет  $X_e(t)$ , пока количество будет транспортироваться к концу ленты, пройдет время  $T_t = l/v$ .

В момент времени  $t$  мы будем иметь, таким образом, количество, которое в начале ленты было раньше на время  $T_t$ , т.е., во время  $(t - T_t)$ .

Отсюда вытекает

$$X_a(t) = X_e(t - T_t)$$

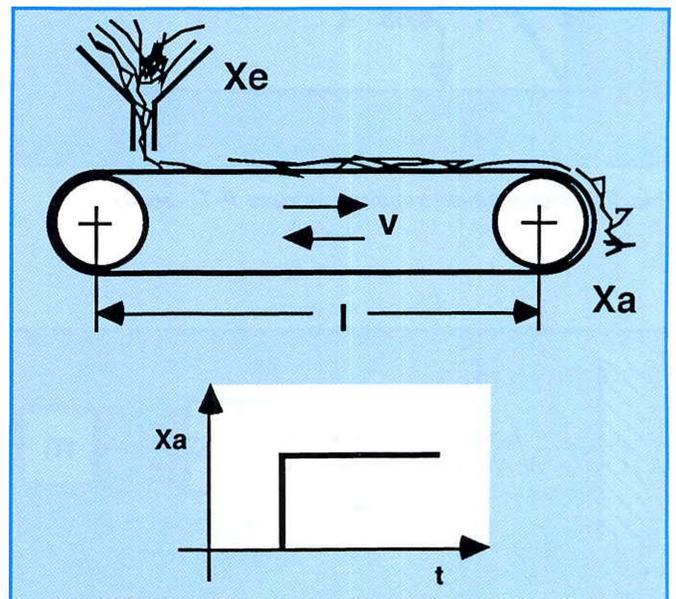


Рис. 25: Например, конвейерная лента

Пропорциональное звено с замедлением 1-го порядка  
P - T<sub>1</sub> - звено

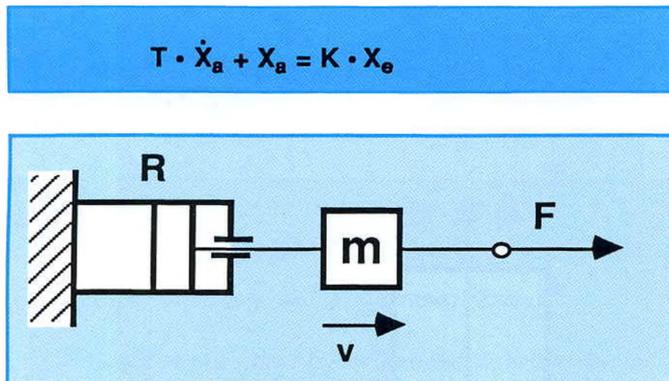


Рис. 26: Пример для P-T<sub>1</sub>-звена

На массу m оказывает воздействие внешняя сила F и пропорциональное скорости жидкостное трение — R · v .

Поэтому будет в действии

$$m \cdot \dot{v} = F - R \cdot v$$

или

$$m/R \cdot \dot{v} + v = F/R$$

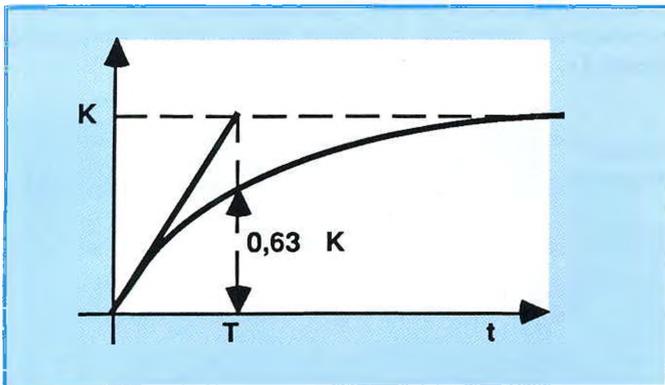


Рис. 27: Переходная характеристика P-T<sub>1</sub>-звена

Конечное значение K будет достигаться только по истечении определенного времени. Динамическое действие P-T<sub>1</sub>-звена заключается в замедлении от X<sub>e</sub>(t) .

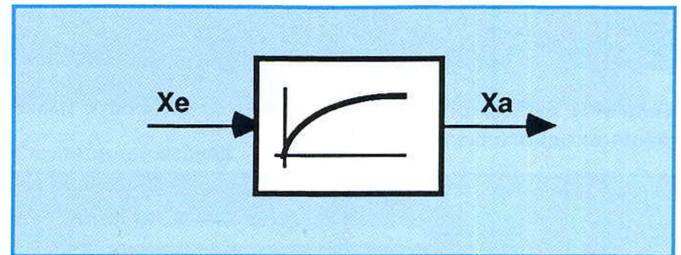


Рис. 28: Символ для P-T<sub>1</sub>-звена

Касательная к переходной характеристике при t = 0 принимает конечное значение K к моменту времени t = T. T обозначается поэтому как "постоянная времени" P-T<sub>1</sub>-звена.

Постоянная времени T, таким образом, определяет скорость подъема.

Пропорциональное звено с замедлением 2-го порядка  
P - T<sub>2</sub> - звено

P - T<sub>2</sub> - звено определяется посредством формулы

$$T^2 \cdot \ddot{X}_a + 2DT \dot{X}_a + X_a = K \cdot X_e$$

Константу T называют также постоянной времени, безразмерное число D обозначает демпфирование, а K — это коэффициент передачи P - T<sub>2</sub> -звена.

Взаимосвязь между силой F и сдвигом X механической системы (рис. 29) .

$$m \cdot \ddot{X} = F - R \cdot \dot{X} - C \cdot X$$

или

$$\frac{m}{c} \cdot \ddot{X} + \frac{R}{C} \cdot \dot{X} + X = \frac{1}{C} \cdot F$$

$$T^2 \quad 2DT \quad K$$

$$T = \sqrt{m/c} \quad D = R / (2 \cdot \sqrt{m \cdot c}) \quad K = 1/c$$

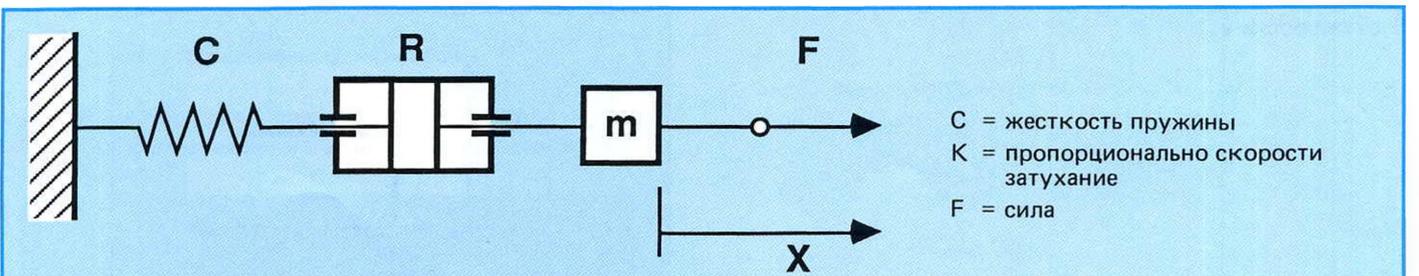


Рис. 29: Пример для P-T<sub>2</sub>-звена

## Переходная характеристика P - T2 - звена

$$D > 1$$

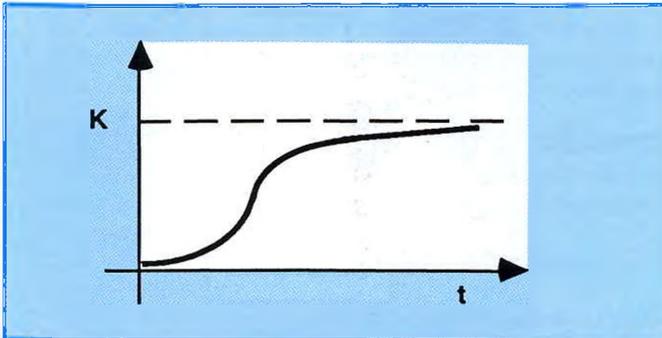


Рис. 30

Для  $D > 1$  в наличии апериодический предельный случай (рис. 30)

$$D < 1$$

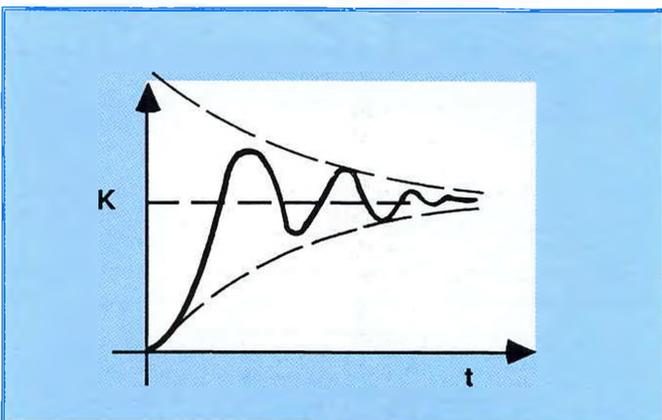


Рис. 31

Для  $D < 1$  производит переходная характеристика затухающее колебание.

Его частота составляет

$$\omega_N = \sqrt{1 - D^2} \cdot \omega_0 = \sqrt{1 - D^2} / T$$

$$\omega_0 = 1/T$$

В данном случае говорят о периодическом случае и обозначают поэтому P - T2 - звено также как звено колебаний.

Из такой переходной характеристики производится символ P - T2 - звена, который должен оставаться в действии для всех случаев.

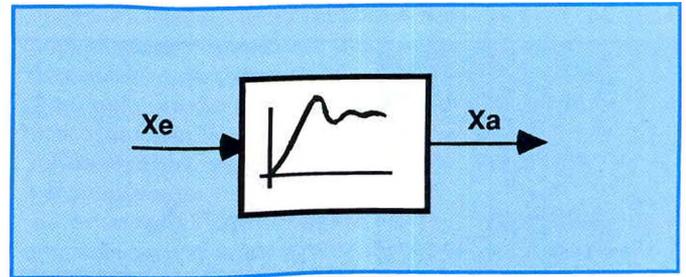


Рис. 32: Символ для P-T2-звена

Объединение элементарных передающих звеньев

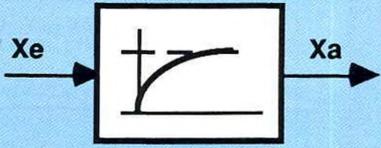
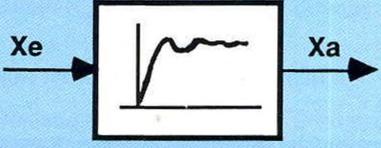
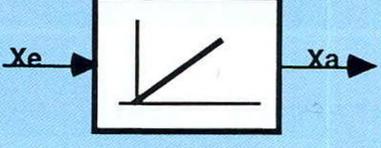
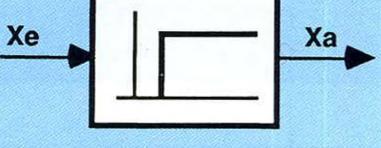
<b>P-звено</b>	$X_a = K_p \cdot X_e$	
<b>P-T1-звено</b>	$T_1 \cdot \dot{X}_a + X_a = K_p \cdot X_e$	
<b>P-T2-звено</b>	$T_2 \ddot{X}_a + 2 D T \dot{X}_a + X_a = K_p \cdot X_e$	
<b>I-звено</b>	$X_a = K_I \int X_e(t) dt$	
<b>D-звено</b>	$X_a = K_D \cdot \dot{X}_e$	
<b>Tt-звено</b>	$X_{a(t)} = K \cdot X_e (t-T_t)$	

Рис. 33: Элементарные передающие звенья

Как уже было упомянуто вначале, задача регулирования заключается прежде всего в преотращении воздействий со стороны величин помех и регулируемой величины. Размещение, однако, годится также для того, чтобы при изменениях заданного значения привести в соответствие действительное значение регулируемой величины с новым заданным значением.

Регулирование, таким образом, выполняет две задачи:

- Доведение до минимума величин помех.
- Должна быть отрегулирована задающая величина (способность следовать за изменениями входного задающего сигнала).

Оказание воздействия на регулируемую величину после изменения задающей величины или величины помех тре-

бует, в общем, определенных затрат времени (ср. передаточную функцию). Если, например, величина помех будет увеличена скачкообразно, то регулирование будет реагировать путем повторного согласования сначала измененной регулируемой величины. Это осуществляется всегда с задержкой, независимо от того, какая физическая структура у системы регулирования.

При механической системе, например важную роль играют инерция массы и трение, в то время как при электрических системах происходят процессы перезарядки. Временная зависимость регулируемой величины, однако, играет решающую роль для регулировочной характеристики.

Если будет сделана попытка, например, такую задержку поддерживать по мере возможности короткой длительности за счет очень интенсивного вмешательства регуля-

тора при изменениях величин помех, система может попасть под воздействие сильных колебаний.

Если такой переходный процесс затухнет, то контур регулирования будет называться устойчивым. Если колебания не затухнут, т.е., контур регулирования производит незатухающие колебания, то регулирование будет обозначаться как неустойчивое.

Если регулирование будет устойчивым, то оно должно и в дальнейшем обладать свойством, при котором отклонение регулируемой величины от заданного значения остается ниже заданного значения.

Такие требования относительно устойчивости и соблюдения предварительно заданных отклонений регулируемой величины от заданного значения являются обязательными требованиями к контуру регулирования.

Очень часто к контуру регулирования предъявляются и другие требования.

Так, например, время наладки на определенный режим при изменениях заданных значений или время установления регулирования при изменении величины помех должны истекать в пределах предварительно заданного времени.

Такие требования отнюдь не выполняются сами по себе благодаря тому, что к предварительно заданному объекту регулирования присоединяются любые системы измерения, сравнения и исполнительные системы и замыкается контур регулирования.

Контур регулирования будет вначале либо неустойчи-

вым, очень неточным, либо очень медленным.

Для того, чтобы контур регулирования смог выполнить предъявляемые к нему требованиями, следует соблюдать определенные принципы, в особенности это касается выбора самого регулятора.

Для того, чтобы регулятор был выбран правильно, для этого должно иметься по возможности точное описание динамической характеристики всех элементов контура регулирования.

На этом месте мы не хотим более детально вдаваться в подробности относительно большего количества критериев устойчивости, а ссылаемся на специальную литературу по вопросу техники регулирования.

Здесь будут подаваться общие указания по координации определенных регуляторов с имеющимися объектами регулирования.

На рис. 34 показывается, что регуляторы по своей временной характеристике должны согласовываться с определенным объектом регулирования для того, чтобы контуры регулирования были устойчивыми.

Поэтому требуются регуляторы с различной временной характеристикой.

Указания к рис. 34:

Задающее воздействие означает: применение при изменении задающей величины.

Помеха означает: применение для компенсации величин помех.

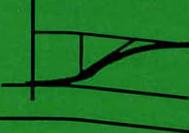
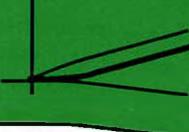
объект	регулятор	P	I	PI	PD	PID
	чистое время запаздывания	непригодный	немного хуже, чем PI	задающее воздействие + помеха	непригодный	непригодный
	время запаздывания + замедление 1-го порядка	непригодный	хуже, чем PI	немного хуже, чем PID	непригодный	задающее воздействие + помеха
	время запаздывания + замедление 2-го порядка	не годится	плохо	хуже, чем PID	плохо	задающее воздействие + помеха
	1-й порядок + очень малое время запаздывания (время задерж.)	задающее воздействие	не годится	помеха	задающее воздействие при времени задержки	помеха при времени задержки
	более высокий порядок	не годится	хуже, чем PID	немного хуже, чем PID	не годится	задающее воздействие + помеха
	интегральная характеристика	задающее воздействие (без замедления)	непригодный структура неустойчивая	помеха (без замедления)	задающее воздействие	помеха

Рис. 34: Выбор годного регулятора при имеющемся объекте

**Перечень годных к употреблению функций регулятора**

Нижеприведенные регуляторы смогли быть реализованными, благодаря общему укомплектованию операционного усилителя.

**P-регулятор**  
(пропорциональная регулировочная характеристика)

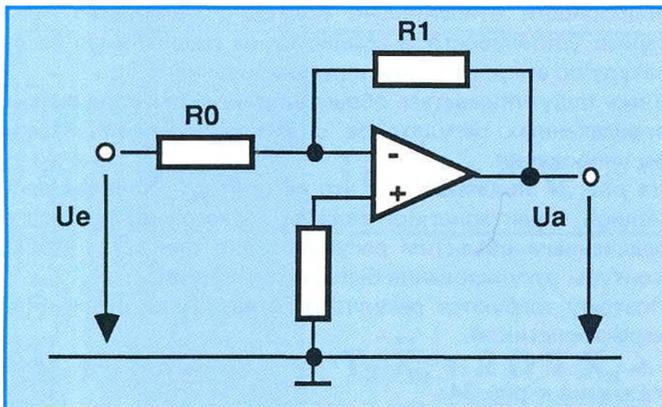


Рис. 35

Пропорциональная регулировочная характеристика — это значит, что выходная величина  $U_A$  и входная величина  $U_E$  относятся друг к другу пропорционально.

Для изображен. проводного монтажа в действии формула

$$U_A = - R_1 / R_0 \cdot U_E$$

$R_1 / R_0 =$  коэффициент усиления =  $K_p$

Для оценки характеристики регулирующего усилителя используется его переходная характеристика. Под этим понимается временная зависимость выходного напряжения  $U_A$ , когда входное напряжение  $U_E$  повышается скачкообразно с нуля на установленное значение.

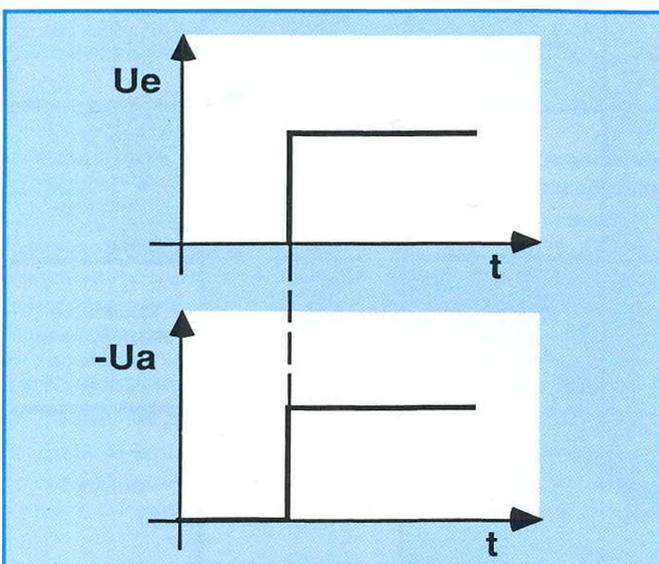


Рис. 36: Переходная характеристика P-регулятора

P-регулятор отвечает, таким образом, на скачкообразное изменение входной величины посредством скачкообразного изменения выходной величины (регулирующая величина).

Преимущества P-регулятора

- простая конструкция
- легкая регулировка
- быстрая реакция на изменение регулируемой величины

Недостатки P-регулятора

Посредством P-регулятора никогда не можно будет превратить регулируемую величину сразу в задающую величину. Всегда придется смириться с остаточным отклонением от номинального значения, зависимым от коэффициента усиления.

Это происходит потому, что P-регулятору для работы требуется отклонение от номинального значения.

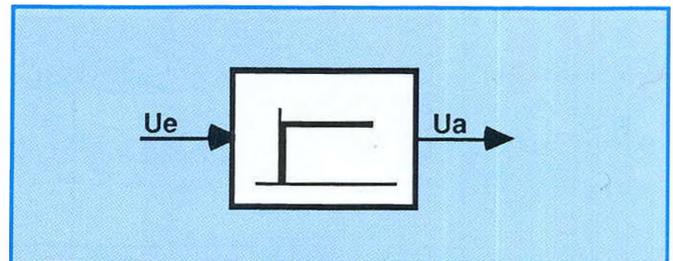


Рис. 37: Изображение P-регулятора в виде блока

I-регулятор

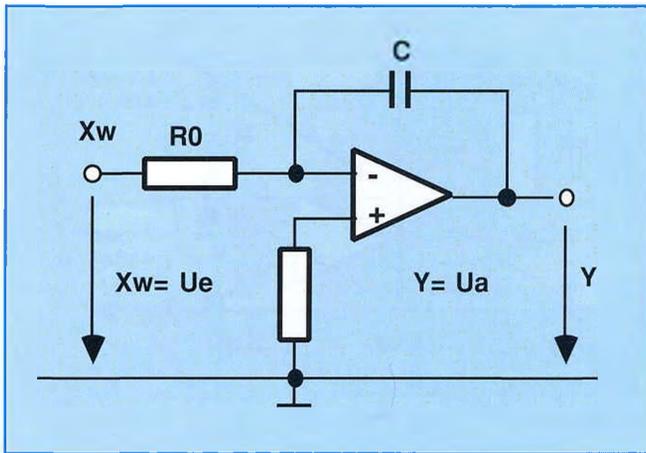


Рис. 38

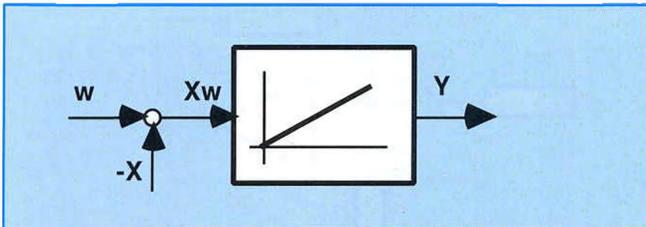


Рис. 39: Изображение I-регулятора в виде блока

Регулятор, действующий интегрирующим образом, образует временной интеграл входной величины. Характерными являются постоянная времени интегрирования. Постоянная времени интегрирования подает требуемое время, которое необходимо интегратору для того, чтобы на выходе достичь значения напряжения  $U_a$ , при скачке напряжения  $U_e$  на входе.

$$T_I = R_0 \cdot C$$

или ее обратное значение ( коэффициент интегрирования )

$$K_I = 1/T_I$$

Входное напряжение  $U_e$  представляет собой отклонение регулируемой величины от заданного значения  $w - x = X_w$ . Выходное напряжение представляет собой регулирующую величину

$$Y = U_A(t) = -1/T_I \int_0^t U_E dt$$

В соответствии с проводным монтажом выходной сигнал инвертируется.

Скачок напряжения на входе вызывает пропорциональное времени изменение выходного напряжения.

Особое свойство I-звена заключается, таким образом, в том, что выходная величина будет изменяться до тех пор, пока входная величина не будет равняться нулю. Выходное напряжение остается на любом значении, когда входное напряжение будет составлять нуль (рис. 41).

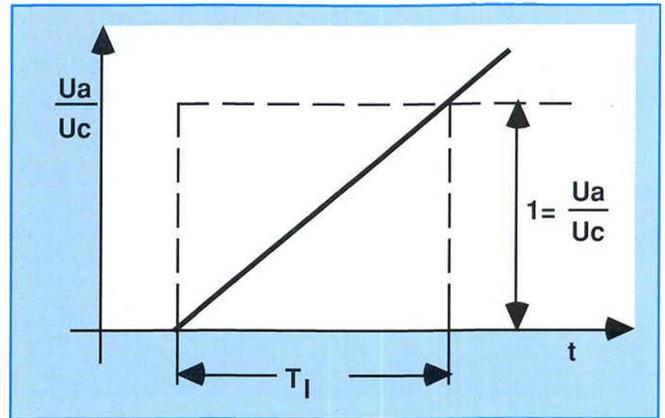


Рис. 40

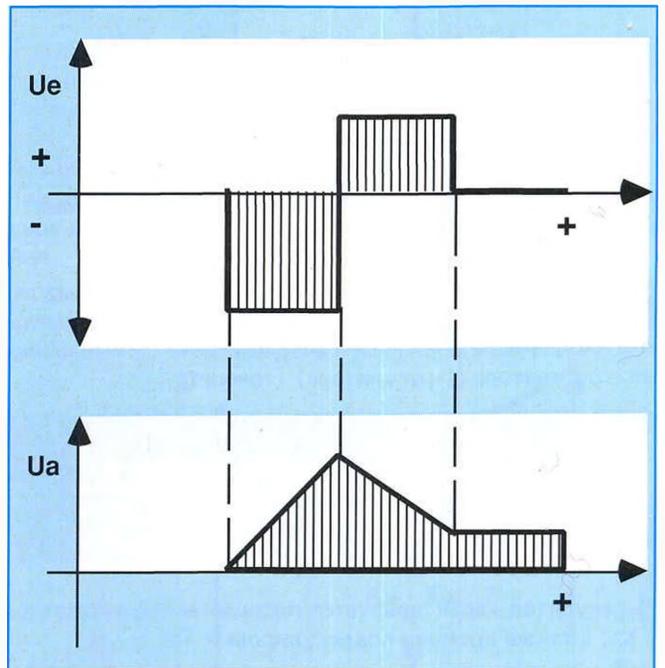


Рис. 41: Временная диаграмма для I-регулятора

По сравнению с P-регулятором не выработанная I-регулятором регулирующая величина отклонения от номинального значения пропорциональна отклонению от номинального значения, а временное изменение регулирующей величины пропорционально такому отклонению.

Действующий интегрирующим образом регулятор полностью устраняет в принципе каждое отклонение регулирующей величины от заданного значения, поскольку даже минимальный входной сигнал со временем превратится в большой выходной сигнал.

Такому преимуществу, которое выражается в том, что не нужно мириться с никаким отклонением регулирующей величины от заданного значения, противостоят, однако, также некоторые недостатки.

Как это изображается на временной диаграмме I-регулятора, реагирует I-регулятор относительно медленно на изменение регулируемой величины. Отсюда вытекает большая длительность времени установки и может произойти сильное перерегулирование регулируемой величины.

PI-регулятор (ПИ-регулятор)

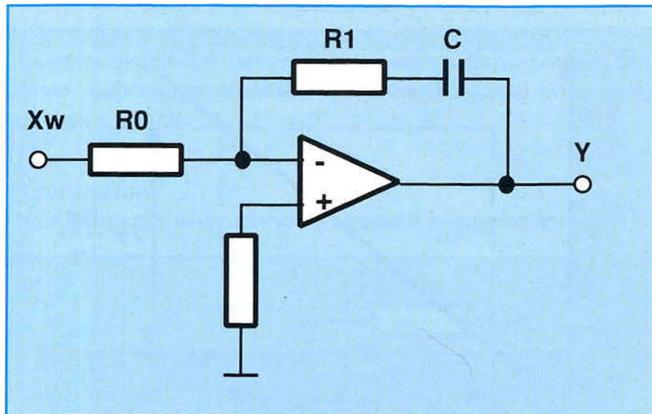


Рис. 42

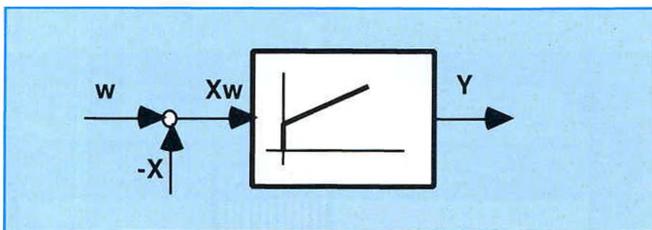


Рис. 43: Изображение для PI-регулятора в виде блока

PI-регулятор (пропорционально-интегральный регулятор) объединяет в себе хорошие свойства пропорционального регулятора (P-регулятора) (быстрота) и интегрального регулятора (I-регулятора) (точность).

$K_p = R_1/R_0$	$T_I = R_0 \cdot C$
$T_n = R_1 \cdot C = K_p/K_I$	$K_I = 1/T_I$

PI-регулятор характеризуется посредством констант  $K_p$  и  $K_I$ , а также времени подрегулировки  $T_n$ .

Время подрегулировки  $T_n$  — это время, которое длится до тех пор, пока интегральная составляющая не произведет то выходное изменение, которое пропорциональная составляющая испытывает непосредственно вместе с входным скачком или, иначе говоря:

Характеристика PI-регулятора соответствует характеристике I-регулятора, у которого начало действия будет перенесено на более ранний срок, а именно на время подрегулировки  $T_n$  (рис. 44).

Данный регулятор большей частью применяется тогда, когда пропорциональная составляющая быстро, но не особенно точно, доводит величину помех до минимума, в то время как интегральная составляющая предусматривается для точного доведения ошибки до минимума.

D-регулятор (Д-регулятор)

Дифференцирующий регулятор срабатывает на изменение скорости  $\Delta X_w/\Delta t$  отклонения от номинального значения.

Такой регулятор поверяется поэтому также не посредством скачка, а с помощью линейнообразно изменяющегося входного сигнала.

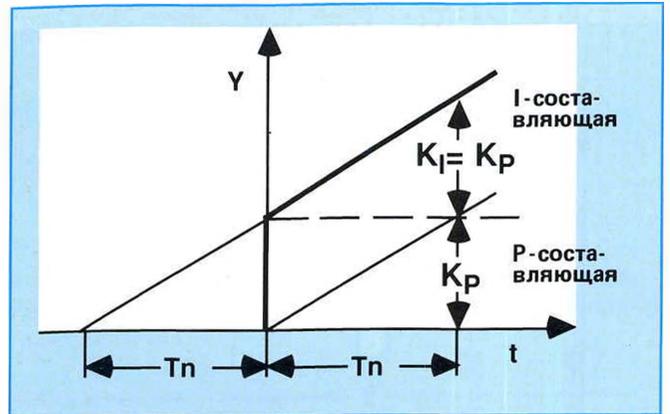


Рис. 44

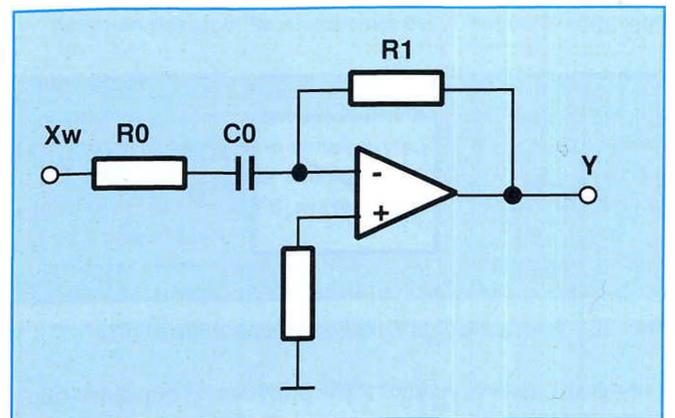


Рис. 45

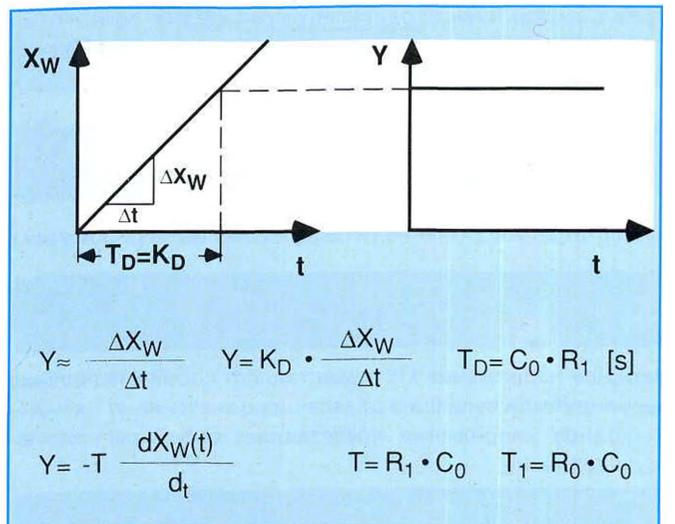


Рис. 45а

Характерным является константа времени воздействия по производной  $T_D$  или константа регулятора  $K_D$ .

Данный регулятор обычно применяется только в сочетании с другими регуляторами.

**PD-T1-регулятор** (пропорциональный регулятор с предварением или ПД-T1-регулятор)

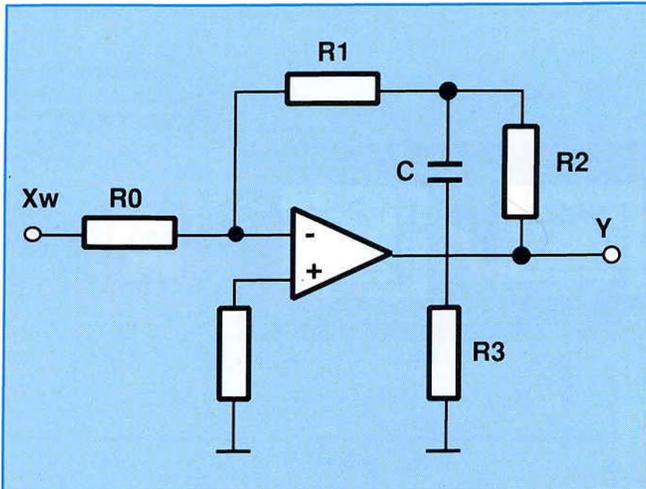


Рис. 46

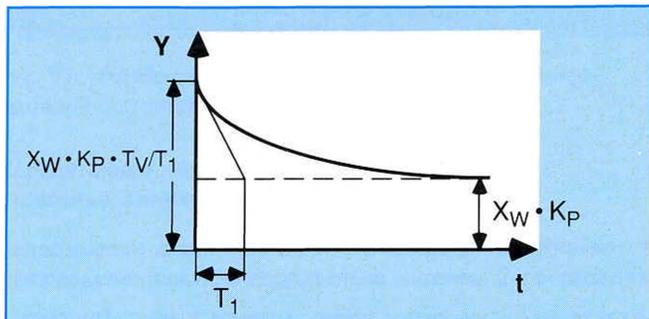


Рис. 47: Изображение для PD-T1-регулятора в виде блока

Временная задержка  $T_1 = C \cdot R_3$  замедляет выходной сигнал и ограничивает его в моменте времени  $t = 0$  на  $X_W \cdot K_P \cdot T_V / T_1$ .

$$(K_P = (R_1 + R_2) / R_0; \quad T_V = [R_1 \cdot R_2 / (R_1 + R_2)] \cdot C)$$

Если будет проверяться PD-T1-регулятор без выдержки времени с линейной функцией с насыщением, то можно легко определить время предварения.

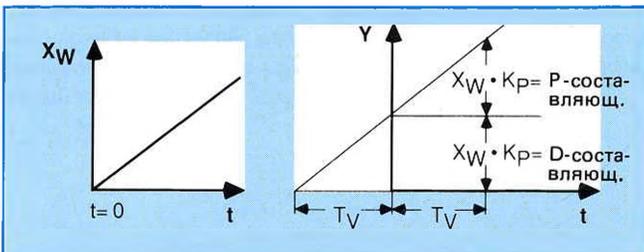


Рис. 47а: Характеристика PD-T1-регулятор

Время предварения  $T_V$  — это время, которое требуется для P-составляющей для того, чтобы достичь значения выходного сигнала D-составляющей, которое составляет в моменте времени  $t = 0$ .

Дифференциальная составляющая в пропорциональном регуляторе ускоряет процесс регулирования, поскольку также скорость изменения отклонения от номинального значения оказывает воздействие на выходной сигнал.

PD-регулятор, однако, имеет статическую ошибку регулирования, т.е. таким же образом как P-регулятор имеет установившуюся ошибку регулирования.

**PID-T1-регулятор** (пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор или ПИД-T1-регулятор)

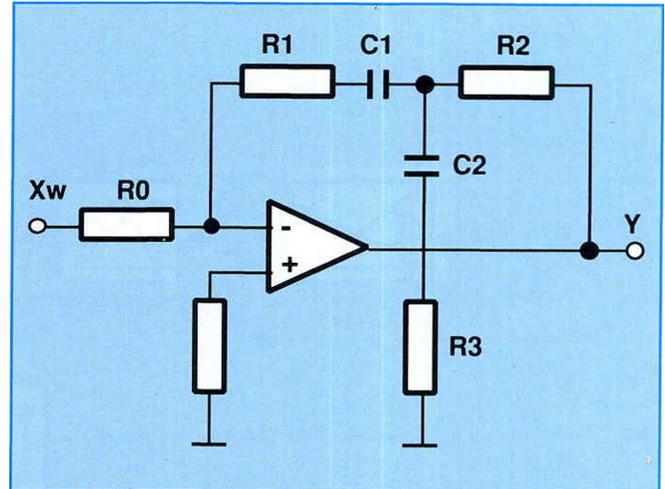


Рис. 48

ПИД-регулятор представляет собой комбинацию всех трех типов регуляторов.

Наряду с хорошими динамическими свойствами, ПИД-регулятор отличается еще тем преимуществом, что исключается статическая ошибка регулирования.

Такой регулятор с регулируемыми константами регулятора может подгоняться к любому объекту регулирования.

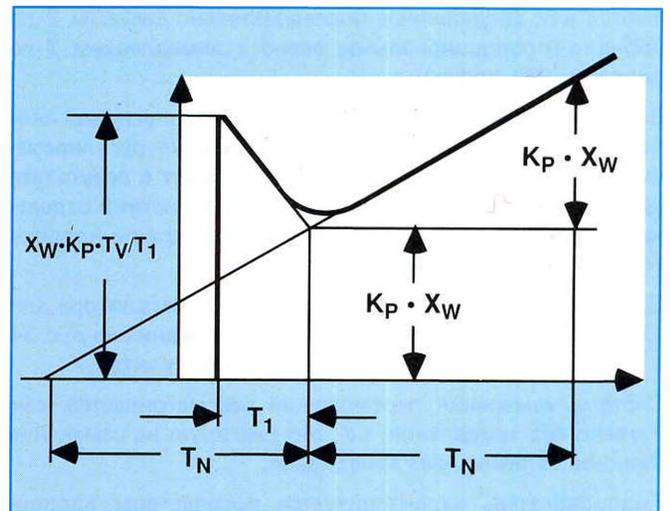


Рис. 49

Регулирующая величина изменяется сначала на величину (D-составляющая = дифференциальная составляющая), зависящую от скорости изменения входной величины  $dx/dt$ . По истечении времени предварения регулирующая величина устанавливается обратно на значение, которое соответствует зоне пропорционального регулирования, и изменяется после этого в соответствии со значением I-составляющей (интегральной составляющей).

$$K_P = (R_1 + R_2) / R_0$$

$$T_N = R_1 \cdot C_1$$

$$T_V = R_2 \cdot C_2$$

$$T_1 = R_3 \cdot C_2 \quad \rightarrow \text{демпфирующая постоянная времени}$$

$$R_3 = \text{демпфирующ. сопротивление (смотри PD-регулят.)}$$

Контур регулирования по положению, электропривод

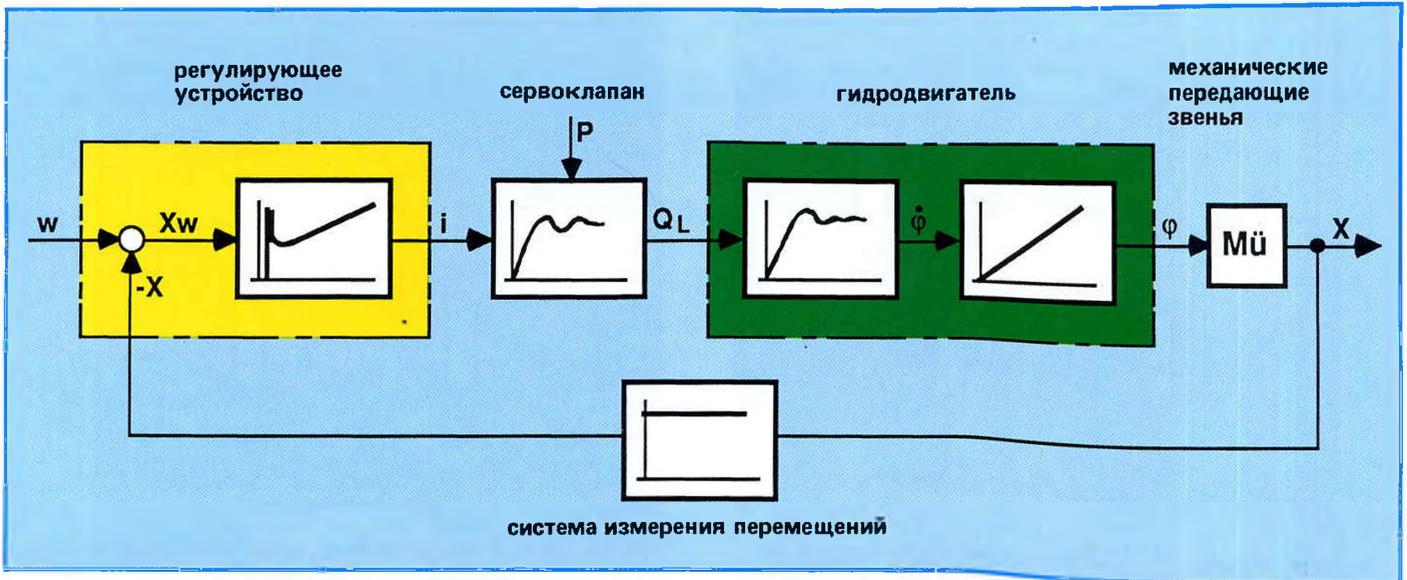


Рис. 50: Блок-схема регулируемого по положению электропривода

Передаточная характеристика отдельных элементов контура регулирования

Сервоклапан и нагруженный серводвигатель рассматриваются как соединенные последовательно системы 2-го порядка (пропорциональное звено с замедлением 2-го порядка, PT2-звено).

Вследствие интегрирования при переходе с угловой скорости на угол вращения возникает объект регулирования как система 5-го порядка (Возникает в результате умножения уравнений частотной характеристики отдельных звеньев. См. в специальной литературе по вопросу техники регулирования.)

Соответственно критериям для выбора регулятора для имеющегося в наличии объекта регулирования на рис. 34 в качестве регулятора был избран PID-регулятор.

Система измерения перемещений рассматривается как P-звено без замедления, т.е., она реагирует на изменение входной величины без замедления.

Гидродвигатель характеризуется посредством пропорциональной переходной характеристики, взятой по отношению к угловой скорости, и посредством интегральной характеристики, взятой по отношению к углу вращения.

## Контур регулирования по положению, привод цилиндра

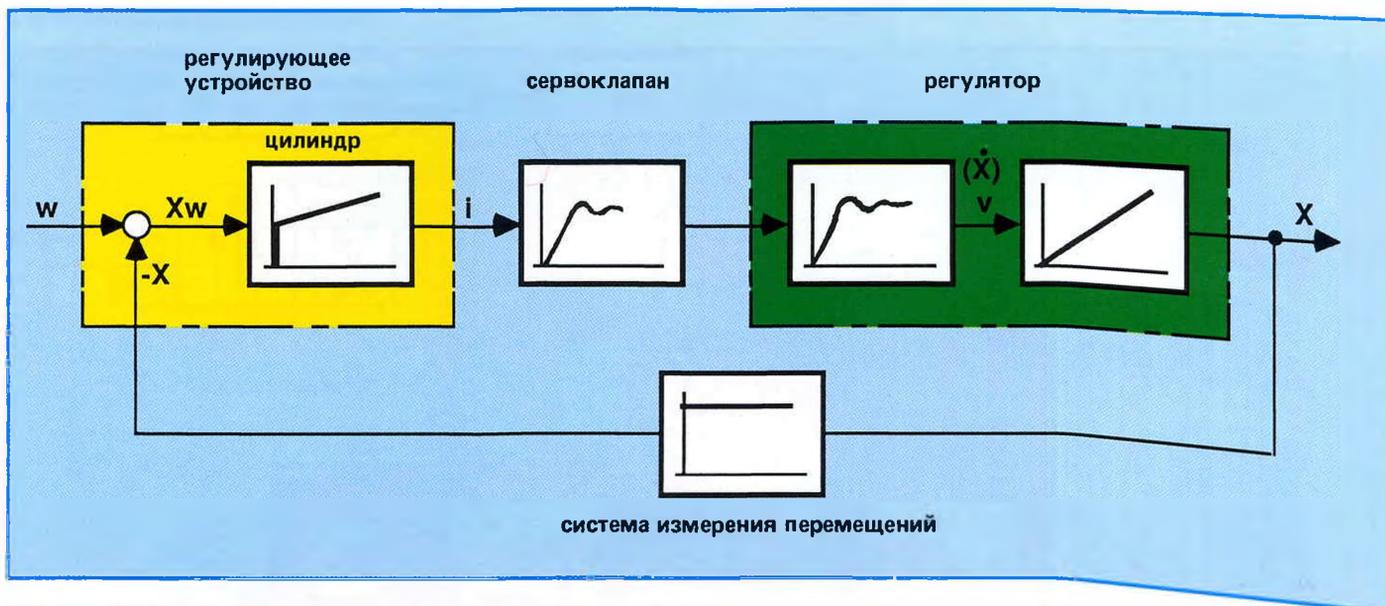


Рис. 51: Блок-схема регулируемого по положению привода цилиндра

#### Передаточная характеристика отдельных элементов контура регулирования

Сервоклапан и цилиндр в свою очередь рассматриваются как соединенные последовательно системы 2-го порядка.

Интегрирование в данном случае расположено на переходе со скорости цилиндра на ход.

Также здесь создается система 5-го порядка, которая будет более подробно описываться на странице J4.

При рассмотрении обеих блок-схем можно установить, что они очень похожи друг на друга. Вследствие этого подтверждается утверждение на странице J6, что при переходе от реальной технической системы к модели сокращается многообразие вариантов в приборной технике.

Гидроцилиндр отличается пропорциональной переходной характеристикой, взятой по отношению к скорости движения, и интегральной переходной характеристикой, взятой по отношению к ходу цилиндра.

Позиционное регулирование  
(контур следящей системы)

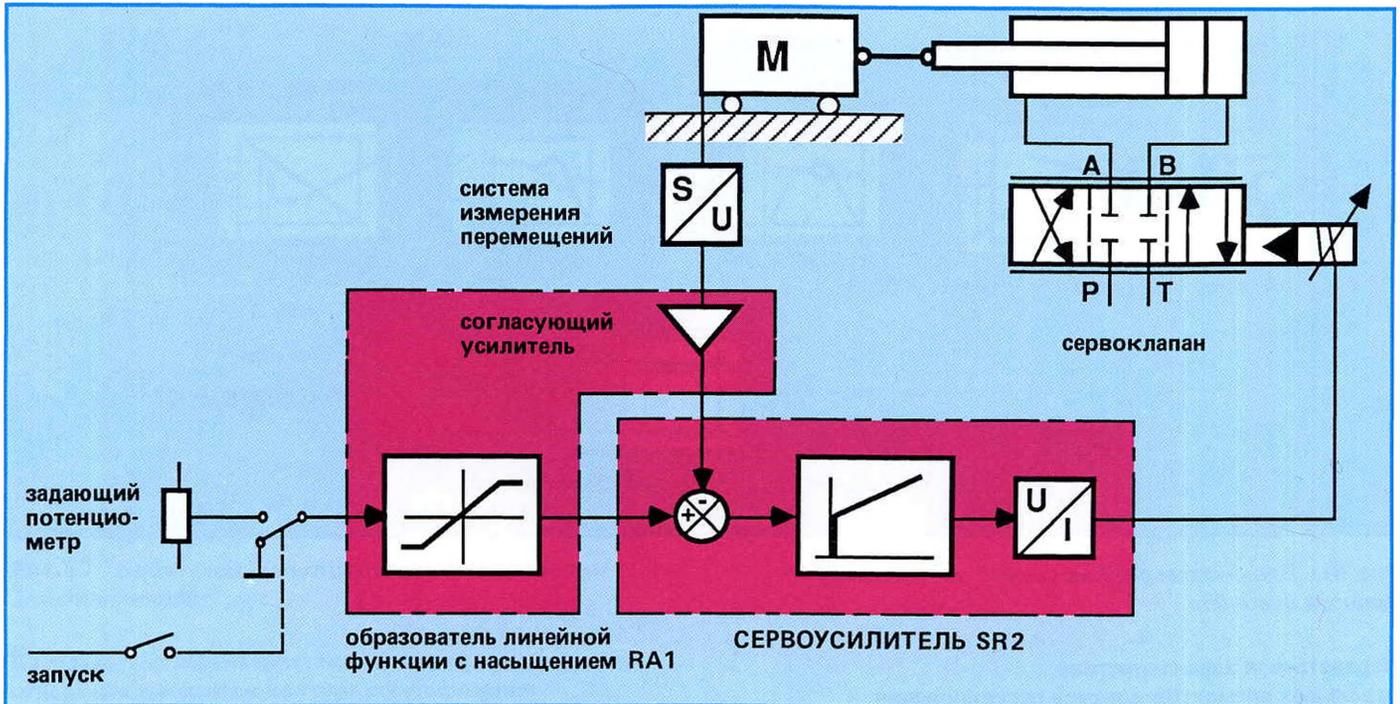


Рис. 52: Пример контура регулирования по положению

Посредством данной схемы регулирования предоставляется возможность для регулирования не только позиции цилиндра, но и скорости перемещения.

**Последовательность прохождения сигналов**

Посредством пускового сигнала включается заданное значение положения для образователя линейной функции с насыщением. Выходной сигнал образователя линейной функции с насыщением возрастает по истечении установленного времени линейной функции с насыщением с 0 вольт на установленное на задающем потенциометре значение напряжения.

Установленное время линейной функции с насыщением соответствует при этом скорости перемещения.

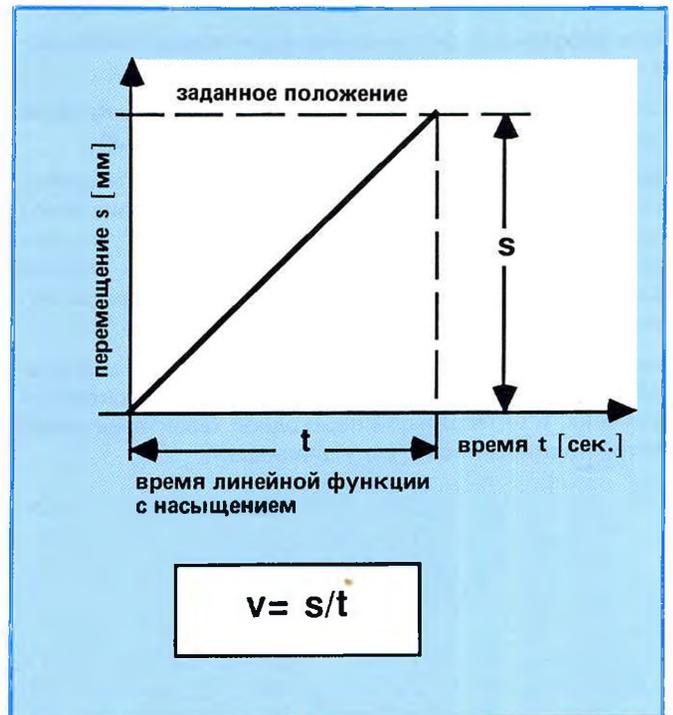


Рис. 53

Регулирование частоты вращения  
(регулирование скорости)  
с компенсацией по возмущению

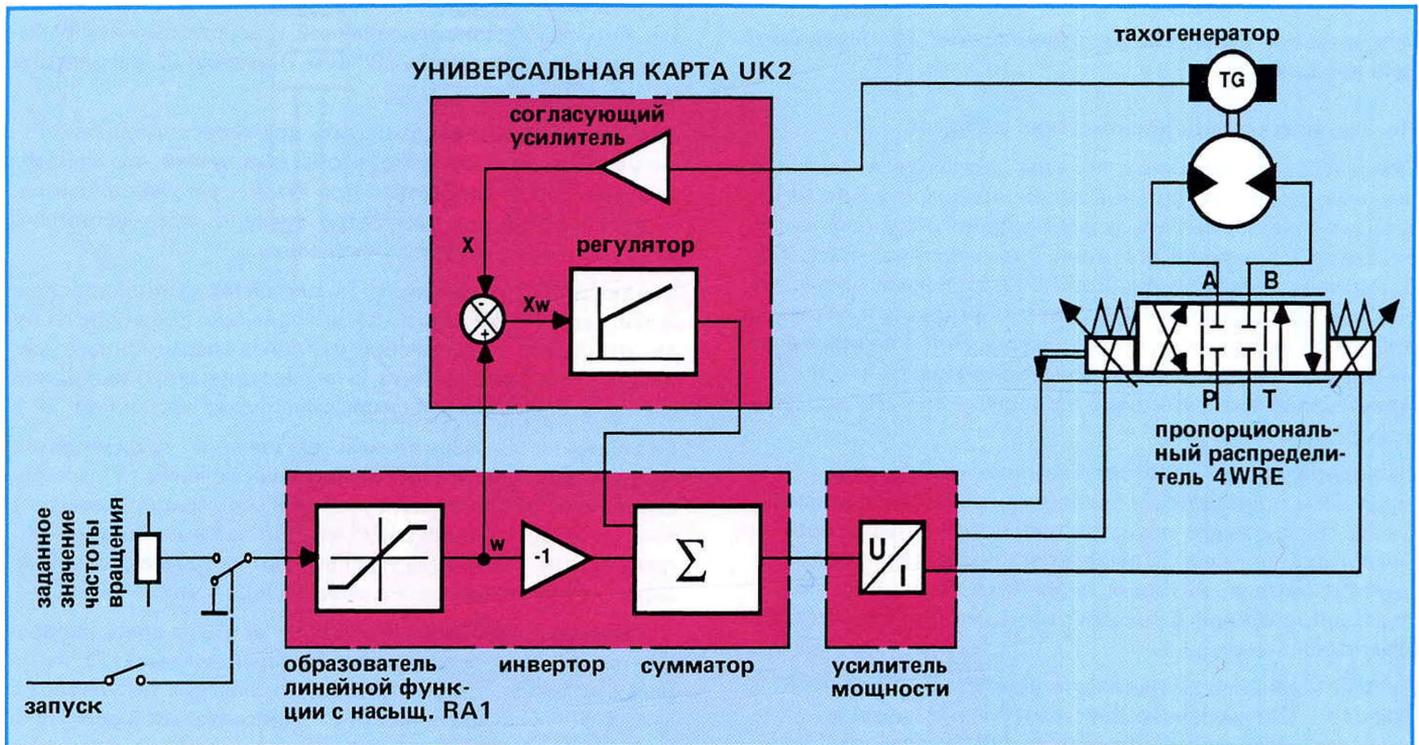


Рис. 54: Пример контура регулиров. частоты вращения

Посредством пускового сигнала подключается к образovatелю линейной функции с насыщением установленное значение числа оборотов.

Заданное значение на выходе образovatеля линейной функции с насыщением повышается в соответствии с установленным временем линейной функции с насыщением.

Такой сигнал поступает, во-первых, через инвертор и сумматор непосредственно к усилителю мощности, благодаря этому клапан будет включаться в действие непосредственно с помощью такого заданного значения. Одновременно сравнивается заданное значение с регулируемой величиной (мгновенное действительное число оборотов) и разность подается собственно регулятору.

Устанавливающий сигнал регулятора поступает к сумматору и оказывает там воздействие на устанавливающий сигнал, который направляется к усилителю мощности, а вследствие этого на сервоклапан.

Благодаря такой схеме переключения контур регулирования может развить более высокие динамические свойства, поскольку собственно регулятор становится активным только при разности заданной и действительной величин.

### Регулирование скорости

Посредством контура регулирования, изображенного на рисунке 56, предоставляется возможность для регулирования только скорости.

Исключается возможность перемещения на определенную позицию.

### Последовательность прохождения сигналов

Посредством пускового сигнала включается заданное значение скорости, установленное предварительно на задающем потенциометре, в виде входного сигнала на образозателе линейной функции с насыщением RA1. Образозатель линейной функции с насыщением повышает свой выходной сигнал в соответствии с установленным временем линейной функции с насыщением с нуля вольт на имеющееся в наличии заданное значение на входе.

Время линейной функции с насыщением — это мера для ускорения.

Выходной сигнал образозателя линейной функции с насыщением подводится к сервоусилителю (SR-усилитель). Скорость цилиндра регистрируется датчиком скорости. Сигнал скорости согласовывается посредством согласующего усилителя, который также имеется на карте образозателя линейной функции с насыщением, сигналом заданного значения.

Сигнал заданного значения составляет, как правило, 0 — 10 вольт. Согласование действительного значения означает, таким образом, что сигнал действительного значения при максимально желаемой скорости путем определенной регулировки будет составлять также 10 вольт.

Такой согласованный сигнал действительного значения подводится также к сервоусилителю.

В сервоусилителе происходит сравнение заданной и действительной величин. Отклонение регулируемой величины от заданного значения  $X_w$  подводится к PI-регулятору. PI-регулятор образует устанавливающий сигнал  $Y$ , который приводит в действие сервоклапан непосредственно, так что вследствие этого согласовывается действительная скорость с заданной скоростью.

венно, так что вследствие этого согласовывается действительная скорость с заданной скоростью.

PI-регулятор изменяет свое выходное напряжение до тех пор, пока разность заданной и действительной величин не будет составлять "0" (см. описание PI-регулятора на стр. Н16).

Для того, чтобы предотвратить дрейфовое смещение PI-регулятора, или для того, чтобы обеспечить, что конденсатор не будет заряжаться при старте, регулятор отключается с помощью пускового сигнала через усилитель схемы переключения с заземлением.

Если реле d1 притянута, то PI-регулятор выполняет свою нормальную функцию по регулированию. Если реле d1 будет отпущено, то тогда обратная связь операционного усилителя короткозамкнута, а вследствие этого выходной сигнал  $Y$  равен "0" (поскольку усиление составляет "0").

Отключение с заземлением регулятора производится посредством усилителя схемы переключения (1) в зависимости от поступившего заданного значения. Усилитель схемы переключения регулируется таким образом, что при сигнале заданного значения около 100 мВ регулятор берет на себя выполнение заданий по регулированию.

В качестве дополнительной схемы монтажа здесь изображается второй усилитель схемы переключения (2), который оказывает воздействие на отключение регулятора с заземлением в зависимости от действительной величины скорости.

Если, например, заданное значение скорости скачкообразно уменьшится до нуля, будет отпущен соединенный с заданным значением усилитель схемы переключения.

Функцию регулятора возьмет теперь на себя, однако, еще второй усилитель схемы переключения, соединенный с действительным значением, так что движение цилиндра, согласно характеристике регулятора, может быть доведено до "0".

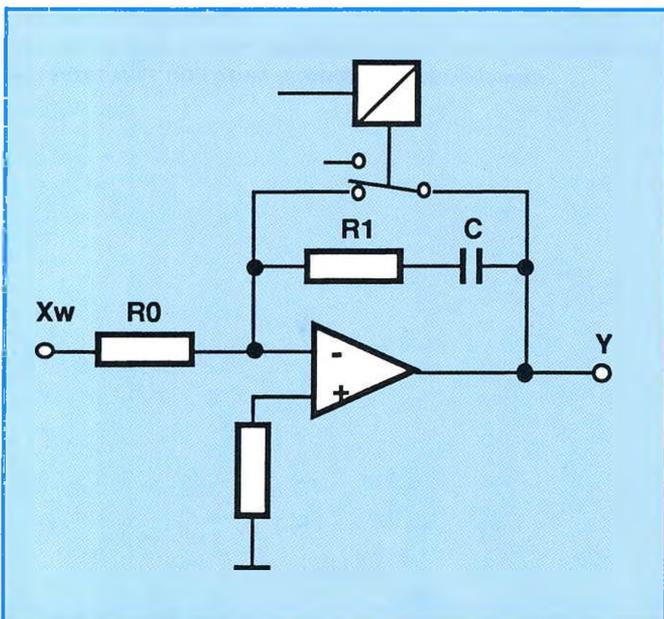


Рис. 55: Отключение с заземлением для PI-регулятора

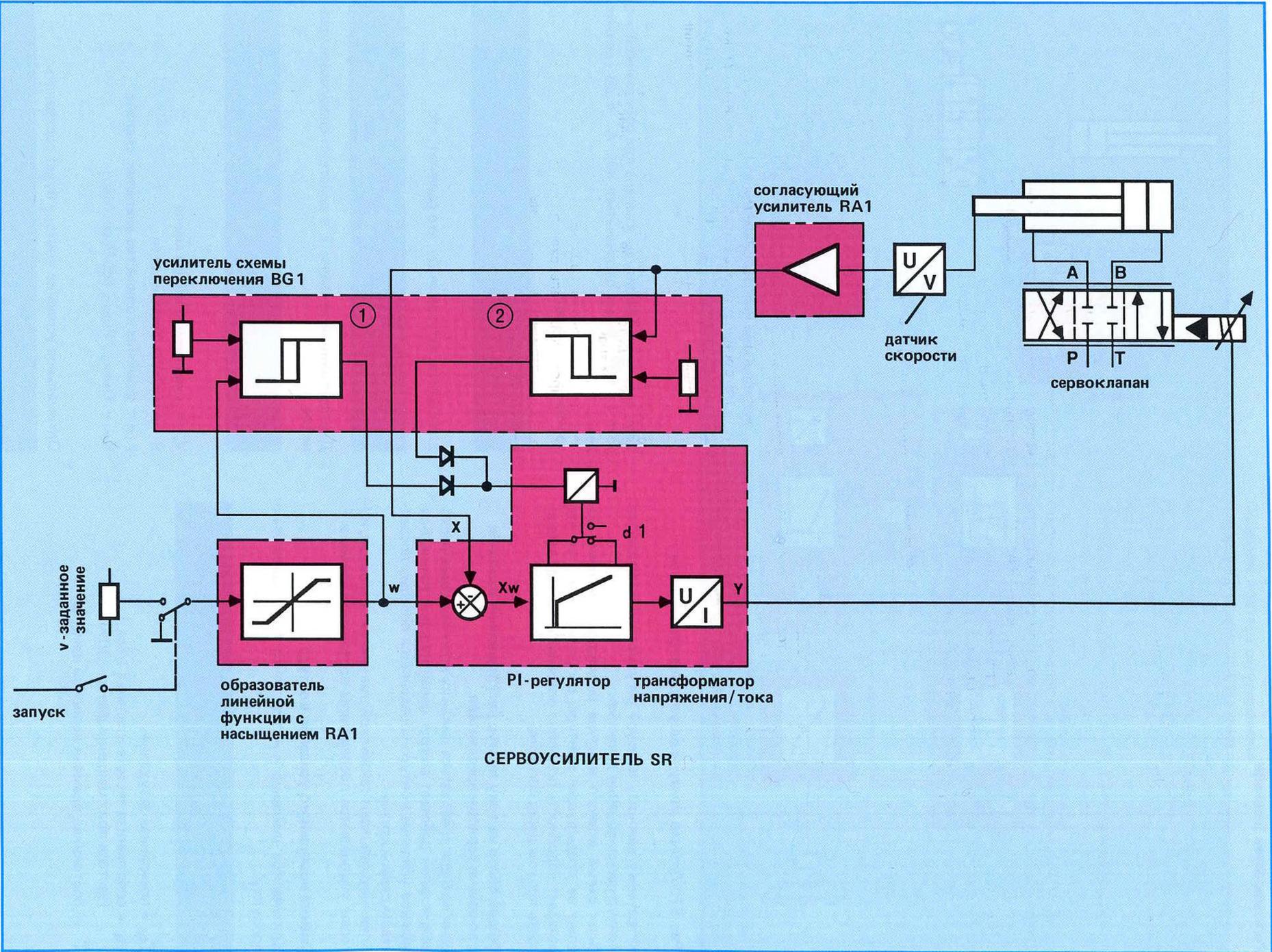


Рис. 56 : Пример контура регулирования скорости

Регулирование давление

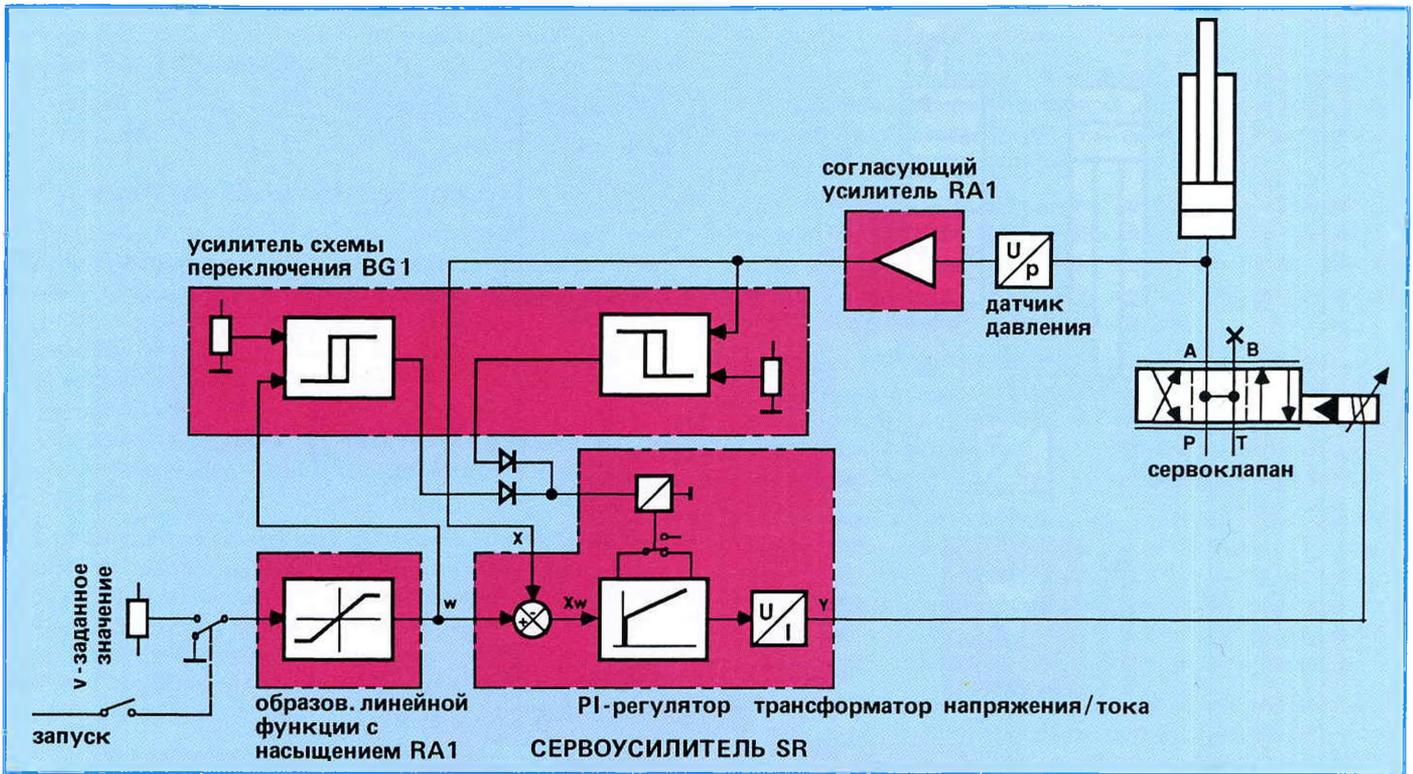


Рис. 57: Пример контура регулирования давления

К третьему важному контуру регулирования относится контур регулирования давления. Блок-схема данного контура регулирования очень похожа на предыдущие контуры регулирования, так что отпадает надобность подробно описывать последовательность прохождения сигналов.

**Общий обзор на тему контур регулирования давления с помощью сервораспределителя**

Если не будет требоваться никаких возмущающих расходов, клапан работает вокруг своей нулевой точки. Возможное усиление контура определяется поэтому посредством сервоклапана.

Влияние оказывают также свойства напорной камеры, которые учитываются посредством постоянной времени T.

**Оценка возможного усиления контура**

Критическое усиление контура почти пропорционально продукту

$$V_{крит.} = 2 D_V \cdot \omega_V \cdot T$$

$D_V$  = постоянная затухания

$\omega_V$  = собственная частота клапана [1/сек.]  
(частота при смещении фаз в  $-90^\circ$ )

T = постоянная времени напорной камеры

Если затухание амплитуды клапана при собственной частоте ( $-90^\circ$ ) будет обозначаться как  $A_V$  в дБ (децибелах),

то отсюда вытекает:

$$A_V = 20 \cdot \log [ 1 / (2 \cdot D_V) ]$$

для степени затухания  $D_V$  это означает, что

$$D_V = 10^{-(A_V/20)}/2$$

Для постоянной времени T в действии следующее уравнение:

$$T = V/E/K_{pq}$$

V = сжимаемый объем масла

E = модуль эластичности

$K_{pq}$  = усиление количества давления клапана

$K_{pq} = Q_{макс.} / P_{макс.}$  [см<sup>3</sup>/сек./бар]

Оптимальное усиление контура будет составлять:

$$V_{опт.} = 1/3 V_{крит.}$$

**Создание контура регулирования  
с помощью приборной техники**

Для того, чтобы относительно простым способом можно было реализовать на практике самые разнообразные контуры регулирования, были разработаны универсальные электронные карты.

Посредством напряжения таких карт можно создавать каждый аналоговый контур регулирования.

Об этом уже упоминалось, когда приводились примеры контуров регулирования в отдельности на блок-схемах:

рис. 52: Контур регулирования по положению

рис. 54: Контур регулирования частоты вращения

рис. 56: Контур регулирования скорости

рис. 57: Контур регулирования давления

## 1. Сервоусилитель

Сервоусилители служат для приведения в действие сервоклапанов или пропорциональных клапанов с пилотным управлением сервоклапаном.

Их главная задача заключается в усилении аналогового входного сигнала (заданное значение, регулируемая величина) таким образом, чтобы возможным было посредством выходного сигнала вводить в действие сервоклапан (усиление составляет, например: 1 ма : 60 ма).



Рис. 58: Сервоусилитель типа SR1

В зависимости от применения следует различать:

### Сервоусилитель SR1

для сервоклапанов или пропорциональных клапанов с сервоклапаном в качестве пилота и с электрической путевой обратной связью главной ступени. Выходной ток составляет  $I_{\text{макс.}} \pm 60$  ма.

### Сервоусилитель SR2

для сервоклапанов без электрической обратной связи. Выходной ток составляет  $I_{\text{макс.}} \pm 60$  ма. В соответствии с макс. выходным током, в каждом случае составляющим  $\pm 60$  ма, приводятся в действие клапаны системы типа "сопло - заслонка".

### Сервоусилитель SR3

для сервоклапанов или пропорциональных клапанов с сервоклапаном в качестве пилота и путевой обратной связью главной ступени. Выходной ток составляет  $I_{\text{макс.}} \pm 700$  ма.

### Сервоусилитель SR4

для сервоклапанов без электрической обратной связи. Выходной ток составляет  $I_{\text{макс.}} \pm 700$  ма.

Эти оба усилителя предусматриваются с макс. выходным током  $I_{\text{макс.}}$ , составляющим  $\pm 700$  ма для приведения в действие регулирующего клапана, в одноступенчатом исполнении с серводвигателем — для перестановки продольного золотника.

Конструкция сервоусилителя изображается на блок-схеме (рис. 60).

Для энергоснабжения требуется сглаженное напряжение (1), составляющее  $\pm(20 \text{ до } 28)$  в.

Для этого можно будет, например, применять блок питания от сети NE1S30. Выходное напряжение составляет  $\pm 22$  до 30 в сглаженного напряжения, напряжение питания: 220 в/50 – 60 гц или 110 в/50 – 60 гц.

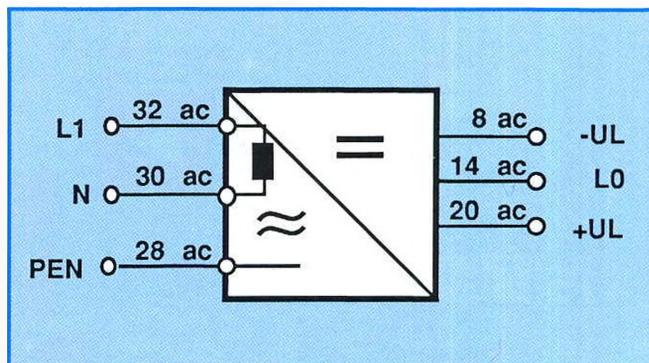


Рис. 59: Блок питания от сети типа NE1S30

На карте усилителя тогда вырабатывается из напряжения питания стабилизированное напряжение (2) в  $\pm 15$  в.

Оно предусматривается для

- снабжения внешних потребителей, как, например, потенциометров (с возможностью съема на 12 с (+15 в) и на 22 с (–15 в)), а также для
- снабжения внутренних операционных усилителей.

Кроме того, следует принципиально различать 2 функциональные группы:

а) управление для сервоклапана с оконечным каскадом (4) и PI-регулятором (3).

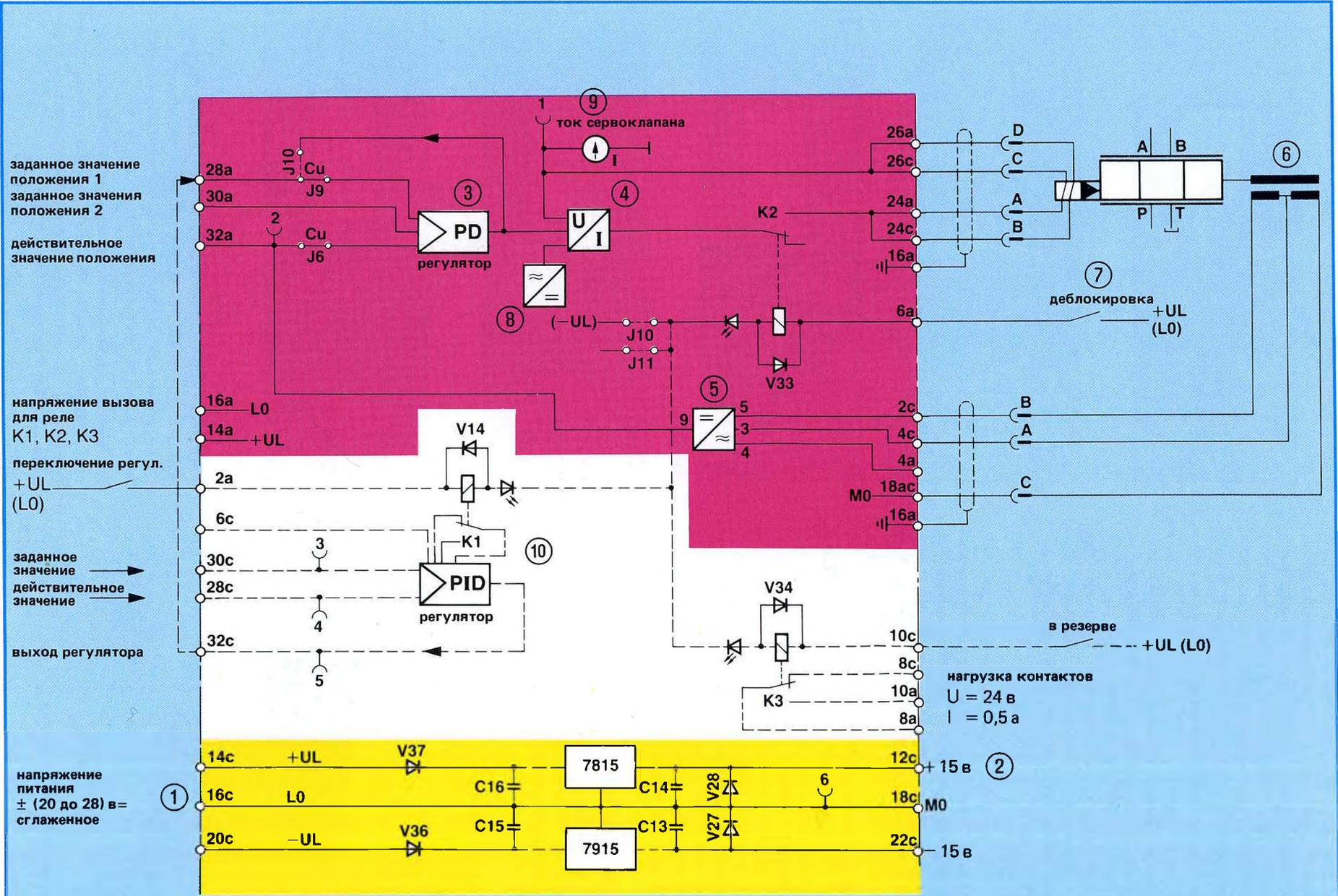
При исполнении без электрической обратной связи (SR2 и SR4) заданное значение подводится непосредственно к PID-регулятору (3).

Если будет применяться карта для клапанов с электрической обратной связью (5), то тогда PD-регулятор будет применяться для самого контура регулирования по положению клапана. Положение золотника сигнализирует индуктивный датчик перемещения, при этом осуществляется снабжение посредством переменного тока, а также преобразование сигнала с помощью осциллятора-демодулятора (5). Датчик перемещения подает в зависимости от положения золотника отличающийся по своей амплитуде сигнал переменного тока. Такой сигнал переменного тока преобразовывает демодулятор (5) в соответствующий сигнал постоянного тока. (См. к этому также изложения на стр. D7).

Датчик положения (3) клапана сравнивает теперь заданное значение на 28а (по выбору на 30а) с действительным значением золотника (с возможностью измерения в гнезде измерительного прибора (2) или на зажиме 32а). В зависимости от разности между заданной и действительной величинами получает оконечный каскад (4) от регулятора (3) соответствующий сигнал, который преобразовывает данную разность в пропорциональный ток клапана.

Сигнал от оконечного каскада (4), например, может подключаться в зависимости от давления в системе посредством замыкания контакта на (7) и реле К2. Это является целесообразным для того, чтобы предотвращать разрушение системы "сопло - заслонка" в сервоклапане.

Рис. 60 : Блок-схема сервоусилителя типа SR1S30



Реле K1 и K3, а также PID-регулятор, представляют собой специальные конструктивные исполнения и при заказах обозначаются посредством номера VT.

Опасность разрушения или повреждения системы типа "сопло-заслонка" грозит тогда, когда будет приводиться в действие сервоклапан, а в системе не будет в наличии давления. Поэтому целесообразным будет предусматривать деблокировку для сервоклапана посредством реле давления в гидросистеме через вход 6а.

С этим входом можно будет связывать еще другие, зависящие от системы условия.

На ток клапана накладывается дополнительно посредством осцилятора (8) пульсирующий ток (20 мА<sub>SS</sub>) с постоянными частотой (480 гц) и амплитудой.

Вследствие этого уменьшается гистерезис и повышается устойчивость и порог чувствительности клапана.

Измерительный прибор (9) на передней панели усилителя подает ток клапана в индикации.

б) второй регулятор (PID) (10) для наложенного контура регулирования. Такое оснащение можно предусматривать дополнительно при необходимости. Характеристика регулятора тогда посредством соответствующего монтажа будет достигаться в зависимости от приема сигналов регулятором.

Краткое описание принципа действия:

PID-регулятор (10) сравнивает наложенное на 30с заданное значение (например, заданное значение скорости) с имеющимся в распоряжении на 28с действительным значением (например, действительное значение скорости). В зависимости от разности регулятор подает (на 32а) соответствующий сигнал напряжения. Такой сигнал должен теперь подаваться через 28а управлению для сервоклапана. Реле К 1 служит при этом для отключения с заземлением регулятора (10), с возможностью вызова на зажиме 2а.

## 2. Универсальная карта (UK2)

Данная карта служит для монтажа любых операционных схем переключений. Она оснащается посредством 3-х двойных операционных усилителей и 5 потенциометров нулевой точки.

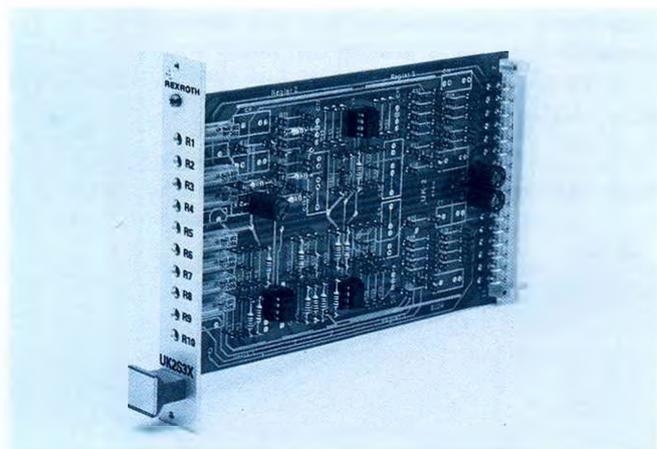


Рис. 61: Универсальная карта UK2

Следующие функции могут предусматриваться:

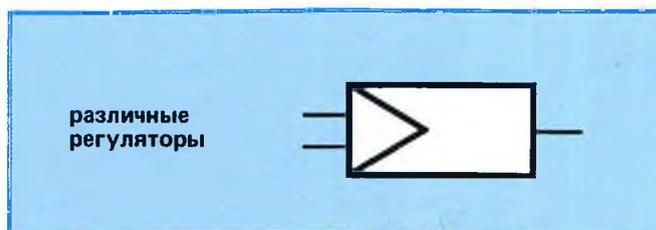


Рис. 62

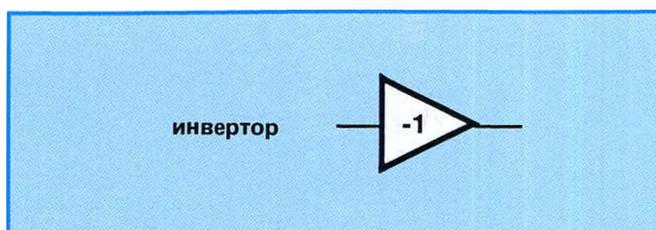


Рис. 63

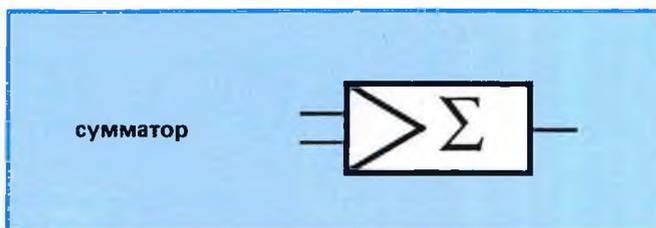


Рис. 64

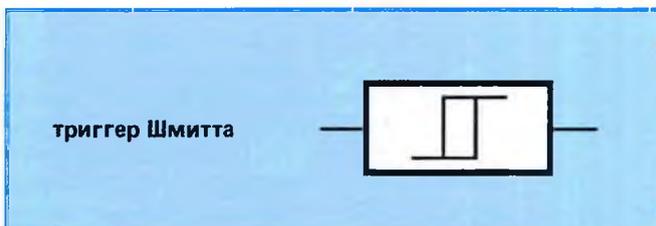


Рис. 65

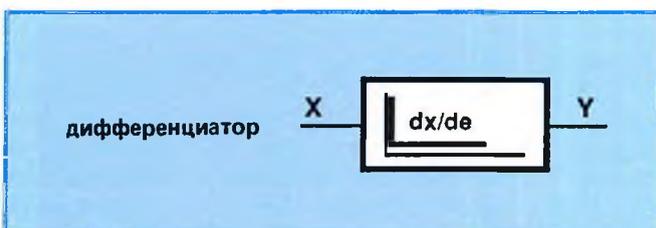
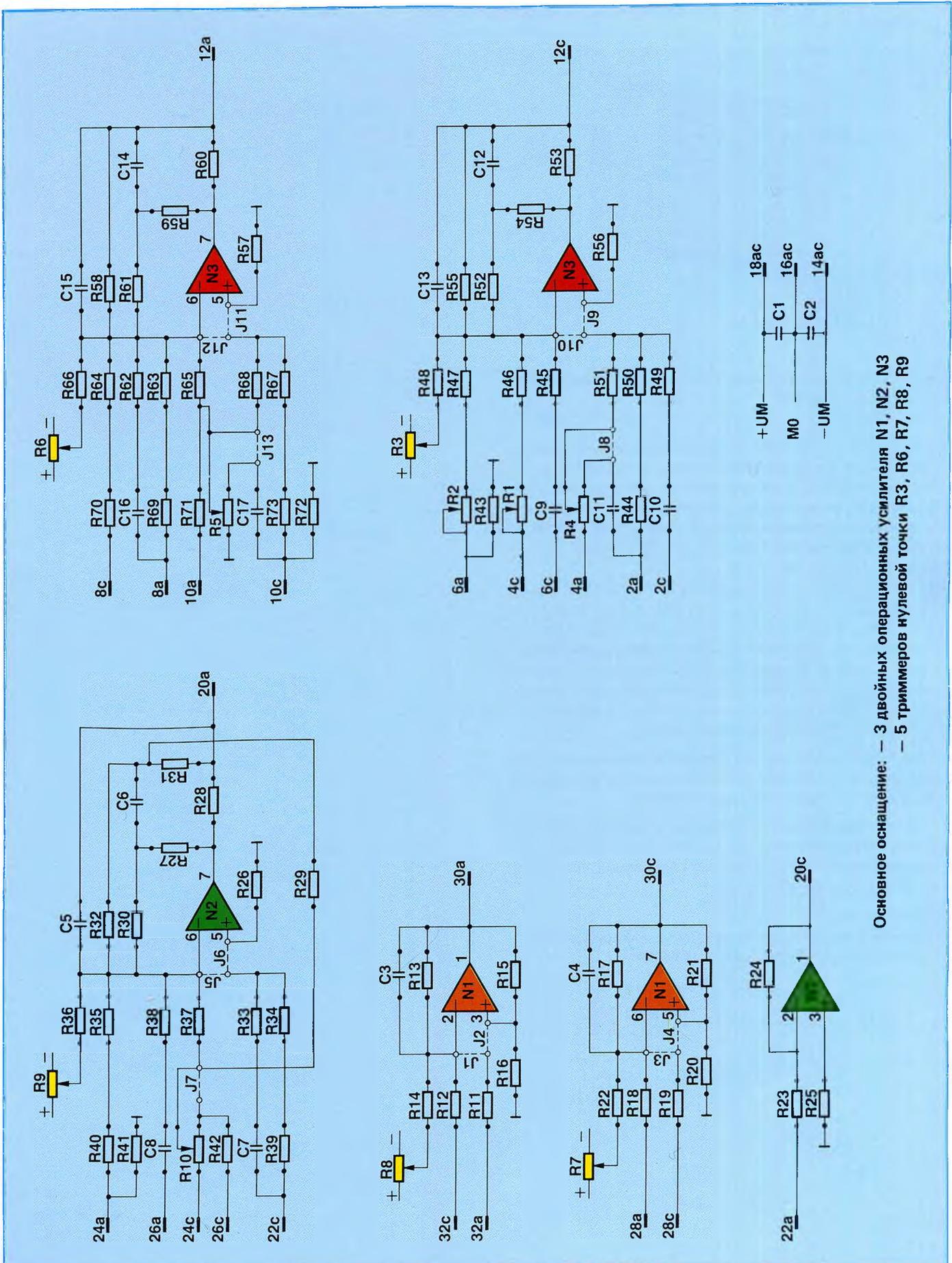


Рис. 66

Электрический монтаж или укомплектование посредством электрических унифицированных узлов посредством монтажных контактов для пайки производится в зависимости от постановки задач.

Снабжение напряжением карты, а вследствие этого и 6 операционных усилителей (3х двойной операционный усилитель), должно производиться посредством стабилизированного напряжения в  $\pm 15$  в.



Основное оснащение: — 3 двойных операционных усилителя N1, N2, N3  
 — 5 триммеров нулевой точки R3, R6, R7, R8, R9

Рис. 67: Занятость присоединения универсальной карты UK2S30

### 3. Карта с образователем линейной функции с насыщением RA 1

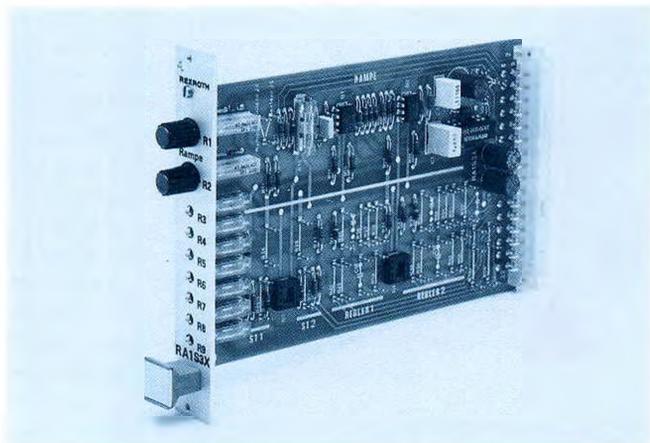


Рис. 68: Образователь линейной функции с насыщением типа RA1S30

В качестве стандартного оснащения предусматривается на этой карте аналоговый образователь линейной функции с насыщением. В зависимости от необходимости может выбираться в каждом случае один из 3-х диапазонов линейной функции времени с насыщением при изменении напряжения в 10 в:

0,01 – 0,1 сек.

0,1 – 1 сек.

1 – 10 сек.

Время функции с насыщением для перемещения "вверх" и "вниз" следует устанавливать на потенциометрах P1 и P2 отдельно. Также возможным является установка времени линейной функции с насыщением по выбору посредством периферийного потенциометра.

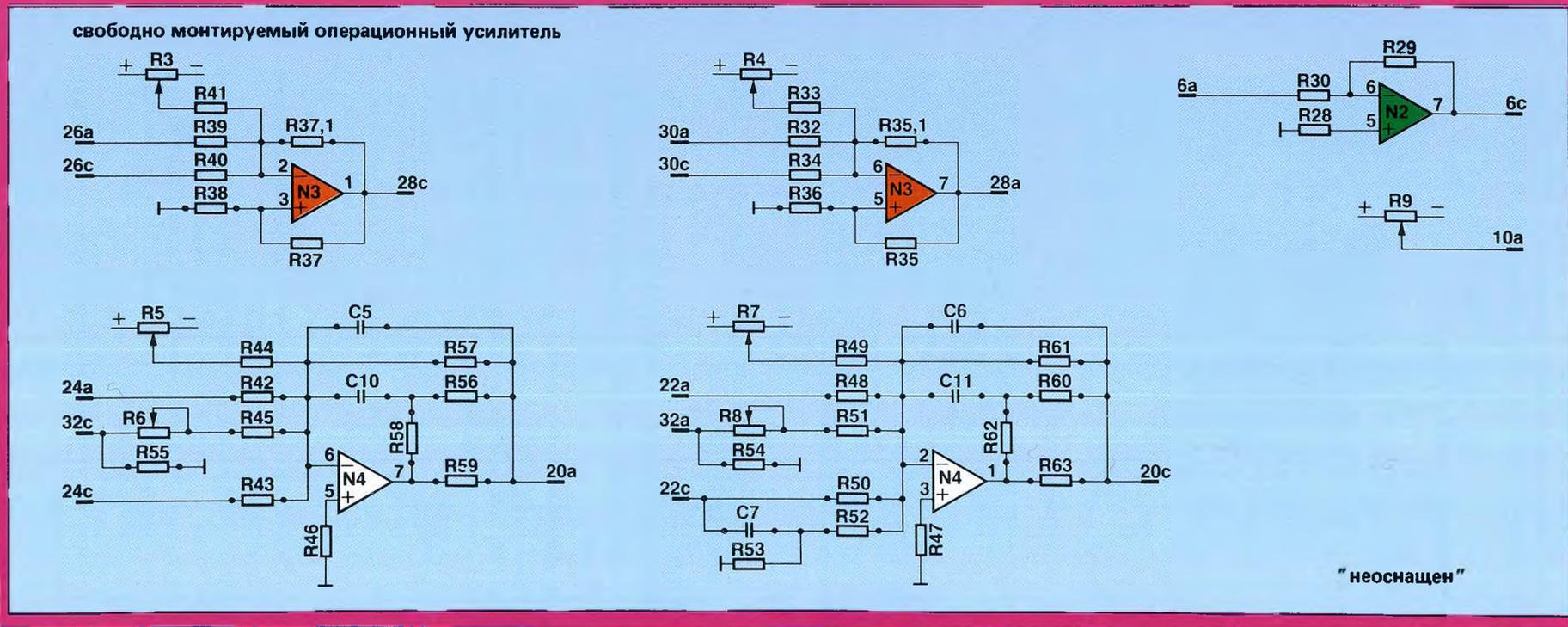
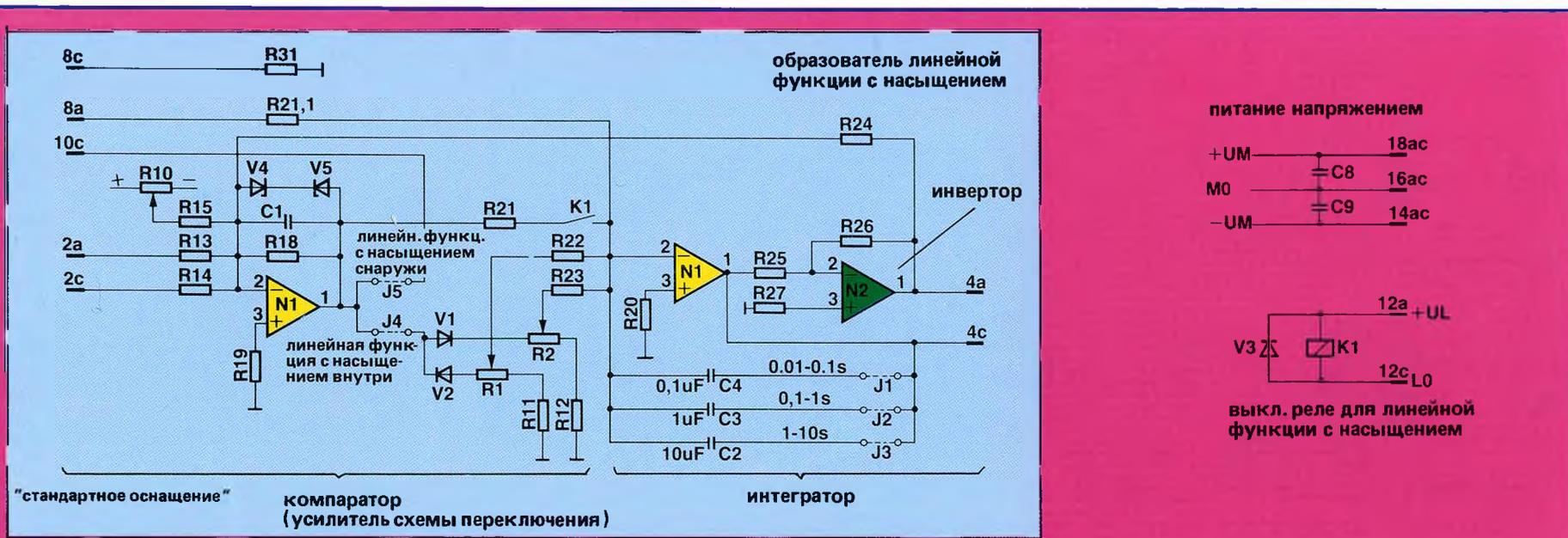
Кроме такого образователя линейной функции, расположены еще на карте для свободного электрического монтажа 5 других операционных усилителей.

В соответствии с предусматриваемым, возможным оснащением предоставляется возможность для максимального укомплектования с помощью следующих устройств:

2 регулятора (P, PI или PID)

1 инвертор

2 усилителя схемы переключения с индивидуально регулируемой точкой переключения.



Наряду с уже описанными картами имеется, естественно, еще большое количество стандартных карт, которые предусматриваются для переработки аналоговых сигналов.

### Ограничитель-усилитель BG1

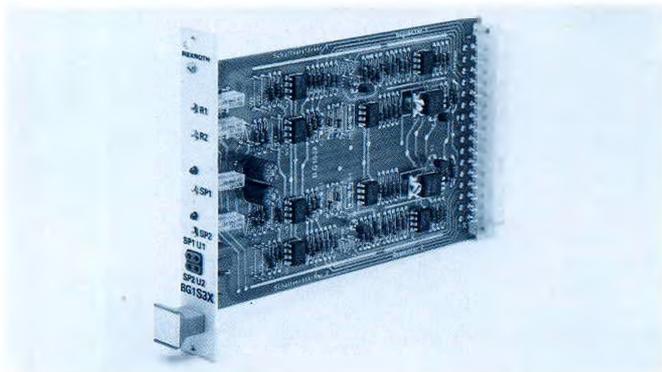


Рис. 70: Ограничитель типа BG1S30

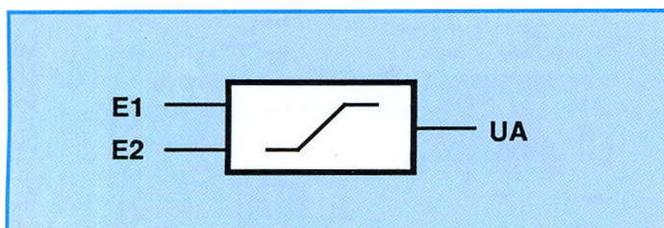


Рис. 71

С помощью ограничителя-усилителя можно, как правило, реализовать 2 функции:

#### Ограничение и усиление схемы переключения

Отдельные задания можно подразделить следующим образом:

##### 1) Ограничение аналоговых сигналов

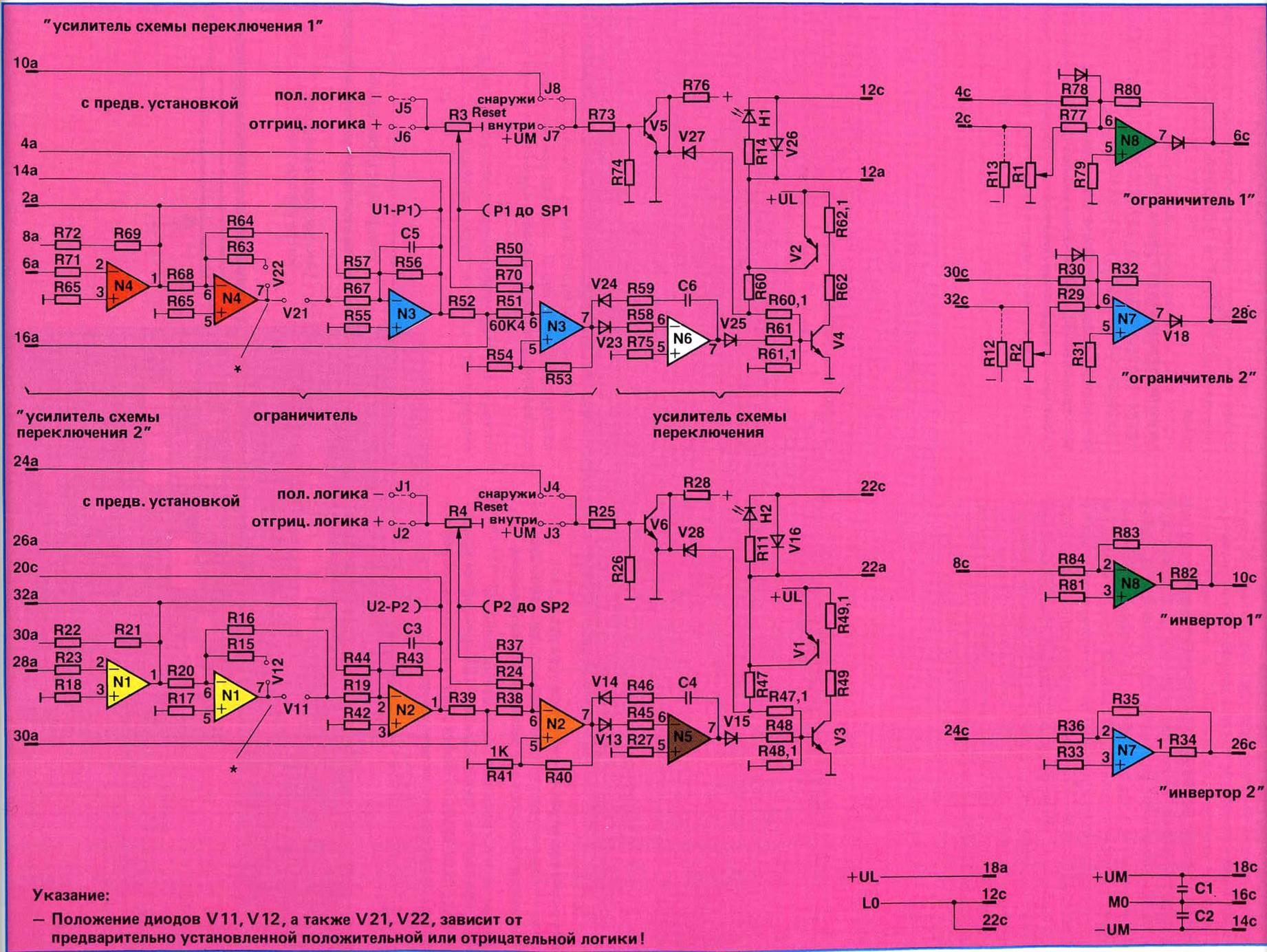
При этом можно будет обеспечивать (в зависимости от монтажа) ограничения униполярно (однополюсным образом) или биполярно (двухполюсным образом).

2) Разностные сигналы могут распознаваться при превышении установленных сигналов как помеха, которая в зависимости от монтажа, положительной или отрицательной полярности, побуждает усилитель на выполнение переключений.

3) Усилитель схемы переключения для распознавания абсолютных сигналов.

Входы E1 и E2 действуют суммирующим способом, при этом тогда в каждом случае сравнивается абсолютное значение или инвертированная абсолютная величина (в зависимости от монтажа) с предварительно установленной точкой переключения.

4) Сигналы могут запоминаться; стирание производится посредством Reset.



**Регистрация результатов измерений**

Немаловажную роль в контуре регулирования играет регистрация измеренного значения, т.е., действительной величины. Нельзя не согласиться с тем обстоятельством, что система не может работать точнее, чем регистрация действительной величины. Измерительные устройства поэтому должны быть по возможности точнее на коэффициент 10, чем желаемая точность установки. Предпосылкой для достигаемой точности является, естественно, также характеристика объекта (время запаздывания). Это следует учитывать. Регистрация результатов измерений может производиться либо цифровым способом (с помощью цифр) или аналоговым способом (соответственно). Объяснения к понятиям подаются ниже с помощью примера для измерения перемещения.

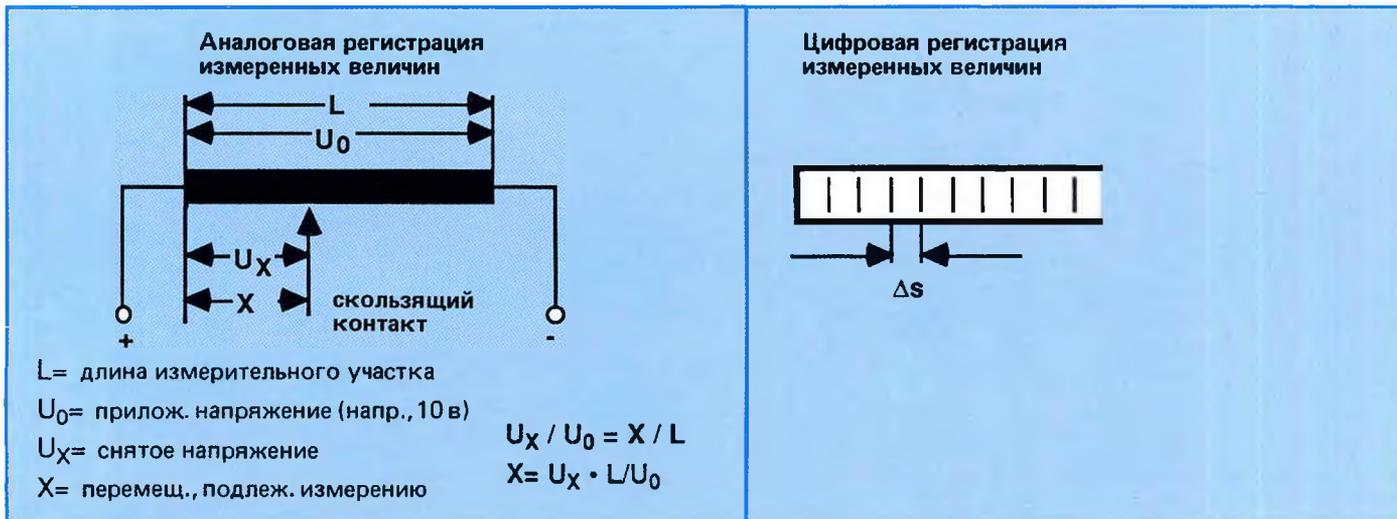
Кроме того, следует различать измерение приращения (измеряемых величин) и измерение абсолютного значения.

**Регистрация измерения приращения:**

Всегда причисляются к величине величины приращения (инкременты) или вычитываются из нее.

**Регистрация измерения абсолютных значений:**

непосредственное изображение величины, при цифроабсолютном изображении сначала в кодированном виде (т.е., в закодированном виде посредством знаков).



**Цифровая регистрация** измеренных величин: регистрация результатов измерения посредством единичных шагов, поддающихся численному определению.

**Аналоговая регистрация** измеренных величин: изображение (воспроизведение) измеренной величины посредством другой, аналоговой (соответствующей) величины (например, в виде напряжения)

Рис. 73

	цифровая регистрация	аналоговая регистрация																																																																		
измерение приращения		(Аналоговое измерение всегда абсолютное.)																																																																		
измерение абсолютного значения	<table border="1"> <tr><td>20</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td></tr> <tr><td>21</td><td></td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td></tr> <tr><td>22</td><td></td><td></td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td></tr> <tr><td>23</td><td></td><td></td><td></td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td><td>■</td></tr> <tr><td></td><td>0</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td></tr> </table> <p>Каждая строка имеет свою значимость.</p>	20	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	21		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	22			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	23				■	■	■	■	■	■	■	■	■		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
20	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																																																								
21		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																																																								
22			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																																																								
23				■	■	■	■	■	■	■	■	■																																																								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																																																							

Рис. 74

## 1. Измерение перемещения

### 1.1 Потенциометр продольного перемещения с проволочной обмоткой

Перемещение снимается непосредственно в виде напряжения. Сигнал напряжения лежит большей частью в пределах  $\pm 10 \text{ в} = 20 \text{ в}$ . Наименьший применяемый сигнал составляет 20 мв. Это зависит, однако, от качества снабжения напряжением, т.е., от возникающих колебаний, так что большей частью диапазон 30 ... 50 мв следует положить в основу в качестве могущего быть использованным сигнала.

Целесообразная длина измерения: до 500 мм

Примеры точности измерений: 500 мм = 20 в

→ минимально измеряемая длина

$$X = 500 (\text{мм}) \cdot 0,02 (\text{в}) / 20 (\text{в})$$

$$X = \underline{0,5 \text{ мм}}$$

### 1.2 Потенциометр из токопроводящего пластика

Речь идет здесь о датчике перемещений с сопротивлением цепи коллектора из пластмассы (аналоговое измерение).

Измеряемая длина: примерно до 1000 мм

Разрешающая способность: 0,01 мм

Достижимая точность также в этом случае зависит от годного к употреблению сигнала, который упоминается в пункте 1.1. Преимущество данного датчика перемещений заключается в незначительном износе и лучшей разрешающей способности сигнала (отсутствие скачков в обмотке).

### 1.3 Индуктивный датчик перемещений (бесконтактный)

При данной системе измерения передвигается подвижный, круглый стержень из магнитной мягкой стали в катушке или в системе катушек. В зависимости от перемещения изменяется индуктивность измерительной катушки.

Измерение производится при переменном токе и мостовой схеме. (См. описание индуктивного датчика перемещений на стр. D7.)

Дифференциальные катушки с стяжным сердечником (рис. 75) годятся для измерения очень маленьких перемещений. Чувствительность составляет здесь примерно 2 мк.

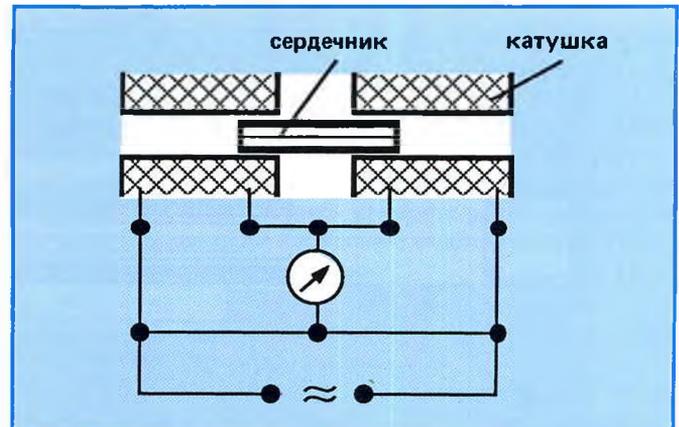


Рис. 75

### 1.4 Стекла́нная шкала (Система измерения длины с ЧПУ, фотоэлектрический метод измерения)

Измерение производится дискретно-инкрементным способом, при этом фотоэлектрически ощупывается нанесенное на масштабной линейке деление решетки (рис. 76).

При передвижении масштабной линейки по отношению к опрашивающему устройству фотоэлементы вырабатывают периодические, почти синусоидальные сигналы. После этого производится оценка таких сигналов в электронной системе.

Поскольку после выключения системы измерения или при прекращении подачи тока теряется в общем согласование величины измерения с позицией, масштабная линейка предусматривается дополнительно с одной или несколькими метками отсчета. При перемещении через одну из таких меток вырабатывается дополнительный сигнал (опорный сигнал).

Измеряемая длина: 10 мм до 30 м (в зависим. от системы)  
Точность измерения:  $\pm 1 \text{ мк}$  до  $\pm 10 \text{ мк}$  (в зависим. от сист.)

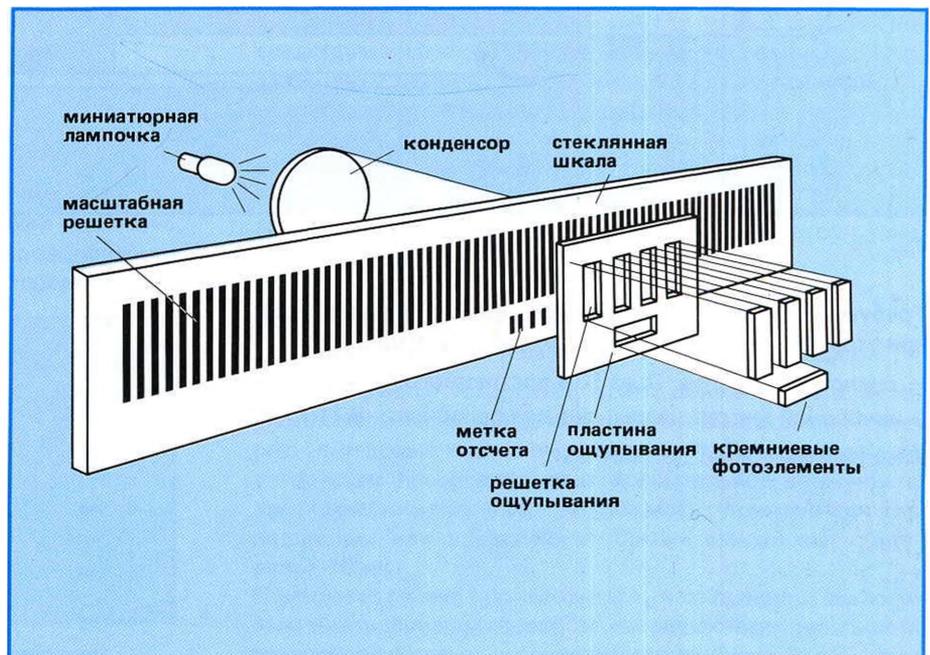


Рис. 76: Стекля́нная шкала

**1.5 Индуктивный датчик перемещений,  
интегрированный в гидроцилиндре**

Данная система измерения перемещений встраивается в напорную камеру гидроцилиндра.

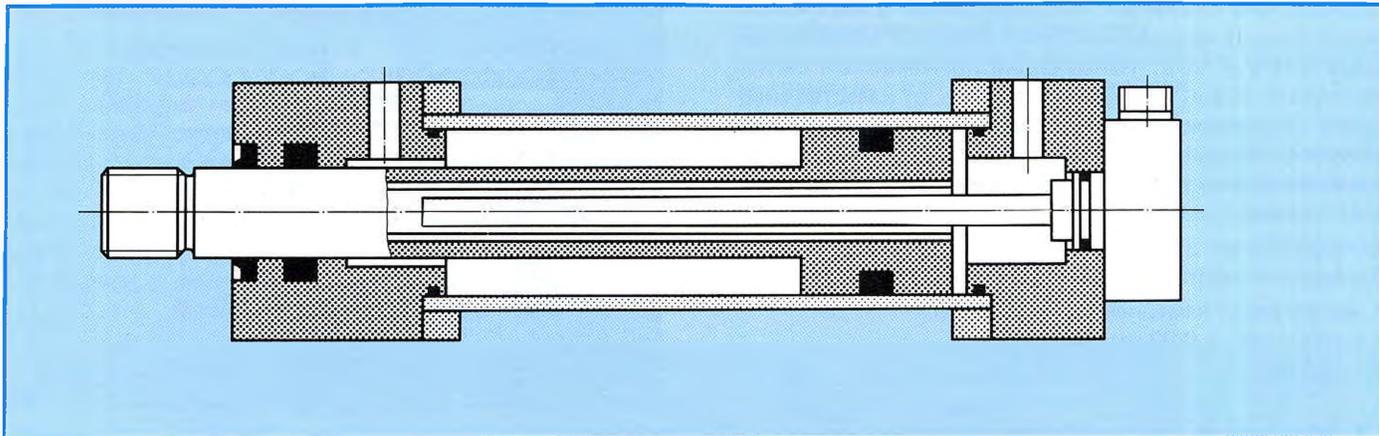


Рис. 77

В зависимости от конструктивного ряда цилиндра и диаметра поршня возможны измерения длины до 1000 мм.  
Снабжение напряжением: 2 до 5 в

**1.6 Ультразвуковой датчик перемещений,  
интегрированный в гидроцилиндре**

Измеренное, абсолютное значение (перемещение) может вызываться любое число раз, не искажаясь в результате простоев, исчезновения напряжения сети или других помех.

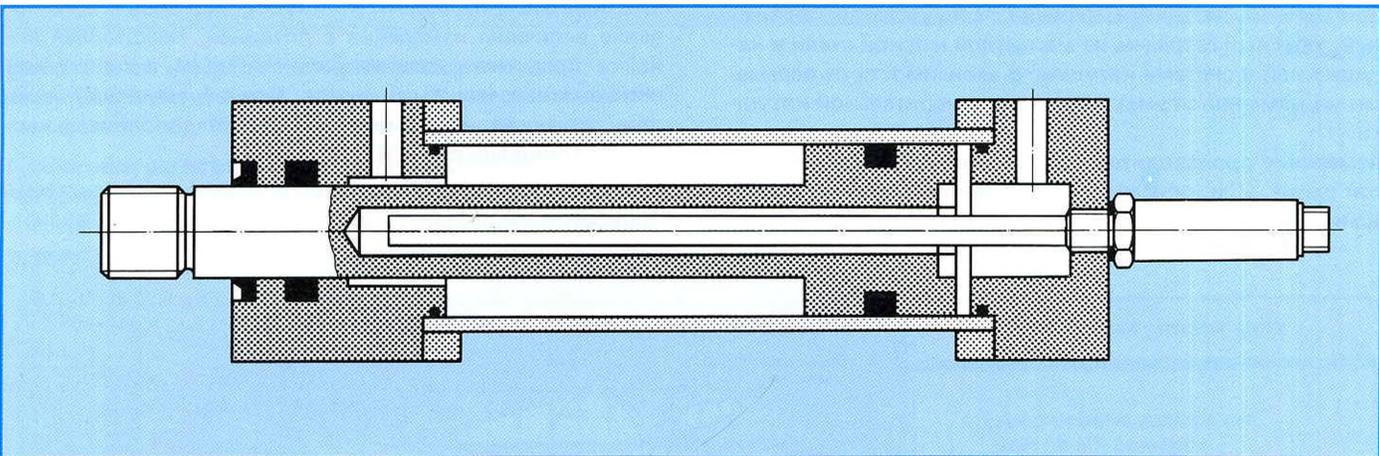


Рис. 78

Требуемая точность позиционирования определяется при этом на основании вида выходного сигнала:

- аналоговый метод: 0 до 10 в постоянного тока
- цифровой метод: разрешающая способность 0,1 мм

Измеряемая длина: до 2500 мм

### 1.7 Лазерная система измерений

Данная система служит для бесконтактного определения размеров деталей или позиций кромок.

Блок передающего устройства вырабатывает узкую ленту из лазерных лучей, которые концентрируются в блоке приемного устройства на детекторе. Поскольку световая полоса состоит из тонкого, быстро параллельно смещающегося луча, отбрасывает деталь, установленная на измерительном стенде, ограниченную во времени тень. Приемное устройство определяет временное расстояние боковых сторон такой тени и передает такие данные к микропроцессорному блоку обработки данных, который на основании этих данных определяет, например, габариты деталей.

Примеры для применения системы измерений:

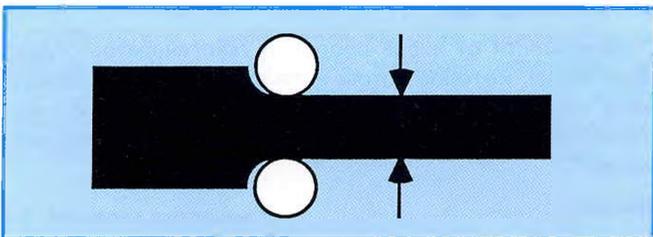


Рис. 79: Измерение расстояний между валками

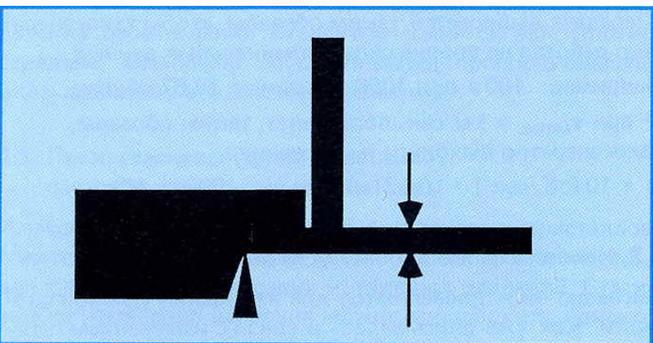


Рис. 80: Определение позиции кромок (позиции инструмента), взятой по отношению к опорной кромке

Точность измерения: начиная с  $\pm 0,25$  мк  
Измеряется абсолютная величина и отклонение от номинального размера.

### 1.8 Тензорезисторы (DMS)

Тензорезисторы — это чувствительные элементы, у которых в зависимости от нагрузки, вызывающей удлинение, изменяется длина и поперечное сечение проволоки или фольги. Вследствие этого изменяется также сопротивление.

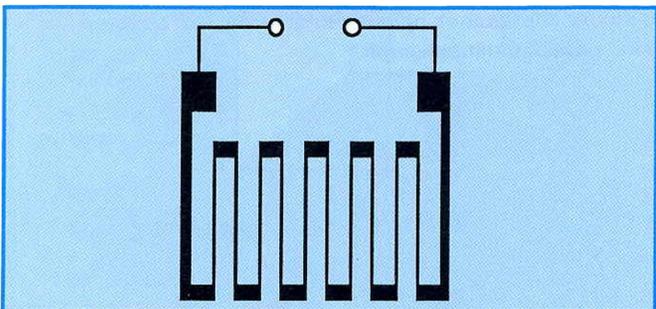


Рис. 81: Тензорезисторы из металлической фольги

Общепринятая длина тензорезисторов составляет 3 ... 60 мм. С помощью таких тензорезисторов можно измерять изменения длины примерно до  $\pm 5\%$  от их длины.

### 1.9 Устройство для преобразования угла поворота в код, датчик угла поворота

Также с помощью устройства для преобразования угла поворота в код предоставляется возможность для измерения перемещения. Перемещение при этом изображается посредством зубчатой рейки и шестерни, шпинделя и гайки или зубчатого колеса измерительного устройства как угла. Подлежащий измерению участок пути при этом не ограничивается теоретически.

## 2. Измерение угла

### 2.1 Кольцевой потенциометр

Угол поворота изображается как аналоговая величина (напряжение). Потенциометр может быть с проволоочной обмоткой или в виде резистивного элемента из токопроводящего пластика.

Полезный угол может достигать примерно до  $350^\circ$ , макс. скорость перестановки — до 10 000 об./мин.

Потенциометр снабжается питанием (целесообразным будет из выхода операционного усилителя) с помощью  $\pm 10$  в.

Минимальный угол:  $\omega = 350^\circ \cdot 0,02 \text{ в} / 20 \text{ в} = 0,35^\circ$   
(при наименьшем, годном для использования сигнале в 20 мв).

### 2.2 Накопительное устройство для преобразования угла поворота в код

Накопительное устройство для преобразования угла поворота в код выдает на один поворот определенное количество импульсов — это мера для произведенного пути (угла или участка).

На валу закрепляется кодирующий диск. Такой диск подразделяется на отдельные сегменты, которые попеременно являются светопрозрачными или светонепрозрачными. Опрашивание сегментов осуществляется посредством инфракрасных фотоэлектрических устройств. Поскольку накопительные устройства для преобразования угла поворота в код непрерывно отдают импульсы, независимо от количества поворота, могут без всяких затруднений регистрироваться также большие перемещения.

Напряжение питания: большей частью + 5 в постоянн. тока  
Самый малый шаг: 10 мк

### 2.3 Цифровое абсолютное устройство для преобразования угла поворота в код (Digitiser)

Вышеуказанное устройство может применяться в системах измерения и управления, в которых должны измеряться угловые и линейные смещения. При этом данное устройство преобразовывает вращательное движение в электрические сигналы, которые могут применяться для индикации или управления. Самый малый шаг составляет 10 мк.

Измерение может производиться, как правило, аналоговым или цифровым способом. Разрешающая способность аналоговой системы ограничивается в общем до  $10^{-3}$  или

$10^{-4}$  диапазона измерения, по сравнению с такой системой цифровая система измерения может достигать намного более высокой точности измерения. Кроме того здесь однозначные показания и предоставляется возможность легко производить дальнейшую обработку.

В связи с этим следует различать 2 вида цифровых устройств для преобразования угла поворота в код: инкрементные (накопительные) и абсолютные. Инкрементные или накопительные устройства (импульсный датчики) вырабатывают периодические сигналы и требуют для образования величины измерения запоминающее устройство (реверсивный счетчик), емкость которого определяет диапазон измерения. Ошибки измерения, мешающие импульсы и подобные этому воздействию вызывают искажения величины измерения и не могут исправляться. При прекращении работы или исчезновении напряжения в сети стирается запоминающее устройство и теряется величина измерения.

По сравнению с накопительными системами, цифровые абсолютные устройства для преобразования угла поворота в код устроены как кодированная система измерения. Здесь каждому угловому шагу назначается абсолютно определенное численное значение, которое считывается посредством опрашивающих элементов и представляет собой численное значение. Это значит, что величина измерения образуется не с помощью вспомогательных приборов, а она изображается в неизменном виде как кодовая конфигурация. Такая абсолютная величина предоставляется в распоряжение без потерь времени для дальнейшей обработки и ее нельзя исказить под воздействием прерывания работы или в результате исчезновения напряжения сети. Здесь, таким образом, обозначается каждая позиция в пространстве (угол поворота) с помощью кодового слова, которое может вызываться

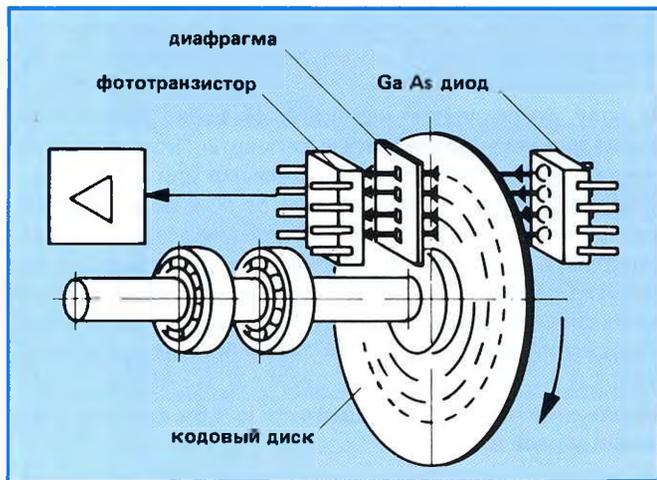


Рис. 82

любое количество раз, не искажая из-за этого информационное содержание.

Принцип действия изображается на рис. 82. Ротационный ведущий вал несет кодированный диск, который расположен напротив диска диафрагмы. На кодированном диске размещаются светлые и темные поля.

Подаваемые диодом в качестве излучателя света сигналы обрабатываются фототранзистором как приемником. В зависимости от конструктивного исполнения может до-

стигаться разрешающая способность до 4000 сигналов (информаций) на оборот.

## 2.4 Поворотные регуляторы приращения

Такие регуляторы применяются для измерения углов поворота и угловых скоростей.

Исполнение со стеклянной шкалой соответствует системе, описываемой при измерении длин в разделе 1.4. В зависимости от выбранного датчика угла поворота предоставляется возможность для минимальной разрешающей способности, достигающей до 100 000 шагов измерения на один поворот.

## 3. Измерение скорости

### 3.1 Тахогенератор

В зависимости от числа оборотов тахогенератор отдает напряжение, которое потом является мерой для самого числа оборотов или в сочетании с зубчатой рейкой и шестерней может преобразовываться как скорость перемещения.

Пример:

Скорость перемещения  $v_{\text{макс.}} = 1$  м/сек.

Передача тахогенератора к цилиндру:

1 м хода цилиндра = 10 оборотов тахогенератора

(Передача выбирается таким образом, чтобы тахогенератор работал на уровне своих номинальных данных.)

Например: 100 в при 1000 об./мин. = 16,67 об./сек.

→ при  $v_{\text{макс.}} = 1$  м/сек. поставляет, таким образом,

тахогенератор выходное напряжение

$U = 10 \text{ (об./сек.)} / 16,67 \text{ (об./сек.)} \cdot 100 \text{ в} = 60 \text{ в}$

### 3.2 Накопительные датчики угла поворота

Такие датчики применяются для измерения угловой скорости. Как уже описывалось в связи с измерением перемещения в разделе 1.9 (см. к этому также разделы 2.4 и 1.4), применяются они также в сочетании с зубчатой рейкой/шестерней, шпинделем/гайкой, ходовым винтом или зубчатым колесом измерительного устройства для измерений скорости. При этом осуществляется обработка приращений на единицу времени.

### 3.3 Дифференцирование сигнала перемещения

Другой возможностью для преобразования скорости в сигнал является дифференцирование перемещения.

Аналоговый сигнал перемещения выдается посредством дифференцирующего устройства (D-звено) как сигнал скорости.

Точность составляет примерно 2 – 3%, по отношению к макс. размаху напряжения.

#### 4. Измерение давления, измерение силы

##### 4.1 Датчик давления с мембраной давления (DMS)

При таком принципе происходит преобразование давлений в электрические сигналы с помощью мембран, которые, например, напыливаются или наклеиваются в виде тонкой пленки на измеряемую деталь (например, на мембрану).

Диапазон измерения лежит в пределах, начиная с 0 и кончая свыше 1000 бар. Точность колеблется в зависимости от конечного значения диапазона измерения в пределах  $\pm 0,2\%$  —  $\pm 0,5\%$  (по отношению к конечному значению диапазона измерения).

В принципе, естественно, можно производить также косвенное измерение силы с помощью каждого измерения давления, взятого по отношению к эффективной поверхности, например, на цилиндре.

В соответствии с диапазоном частот (в зависимости от конструктивного исполнения мембраны, например, до 500 гц или, например, до нескольких тысяч герц) могут измеряться изменения давлений, а вследствие этого также пики давлений, в диапазоне миллисекунд и ниже.

##### 4.2 Мембрана давления с индуктивным датчиком перемещения

Упругий изгиб мембраны под воздействием давления можно преобразовать также посредством индуктивного датчика перемещения в электрический сигнал. Прогиб середины мембраны осуществляется пропорционально оказываемому воздействию давлению.

##### 4.3 Пьезокварцевый датчик давления, пьезоэлектрические мембраны силы

Измерения давления с помощью кварцевых кристаллов годятся в особенности для динамических процессов, т.е., для регистрации пульсации и пиковых давлений. Статические измерения давления можно производить, однако, только на протяжении нескольких минут.

Принцип действия основан на пьезоэлектрическом эффекте. Если будет действовать сила на кварцевый кри-

сталл в направлении его трех осей, то образуется на поверхности, лежащей вертикально к нагружаемой оси, электрический заряд. Этот заряд прямо пропорционален действующей силе. Таким образом полученное электрическое напряжение усиливается теперь и преобразуется в силу или величину давления. Поскольку напряжение возникает без существенного замедления изменения силы или давления, то указанные в начале изложения датчики измерения в особенности хорошо годятся для динамических измерений.

Диапазон частот расположен в пределах  $10 - 2 \cdot 10^5$  гц.

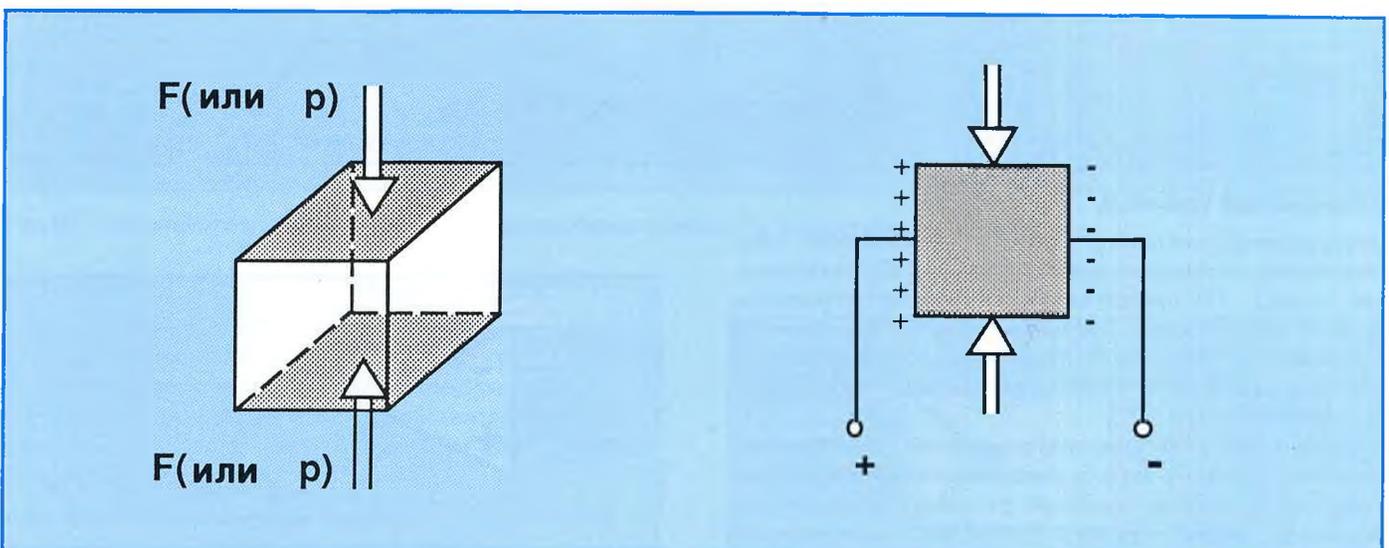


Рис. 83

## Приложение

В последующем будет описываться вкратце самые важные электронные функциональные узлы, с которыми часто приходится сталкиваться в связи с управлениями и в особенности в контурах регулирования.

### Потенциометр

Потенциометр — это омическое сопротивление с переменным отводом от резистора (скользящий контакт). Если приложить потенциометр его концами, например, к 0 в и к 10 в, то на скользящем контакте можно будет отводить любое промежуточное значение в пределах 0 — 10 в.

Пример:

При перестановке на 60% можно отводить на скользящем контакте напряжение в 6 в.

Потенциометр применяется для

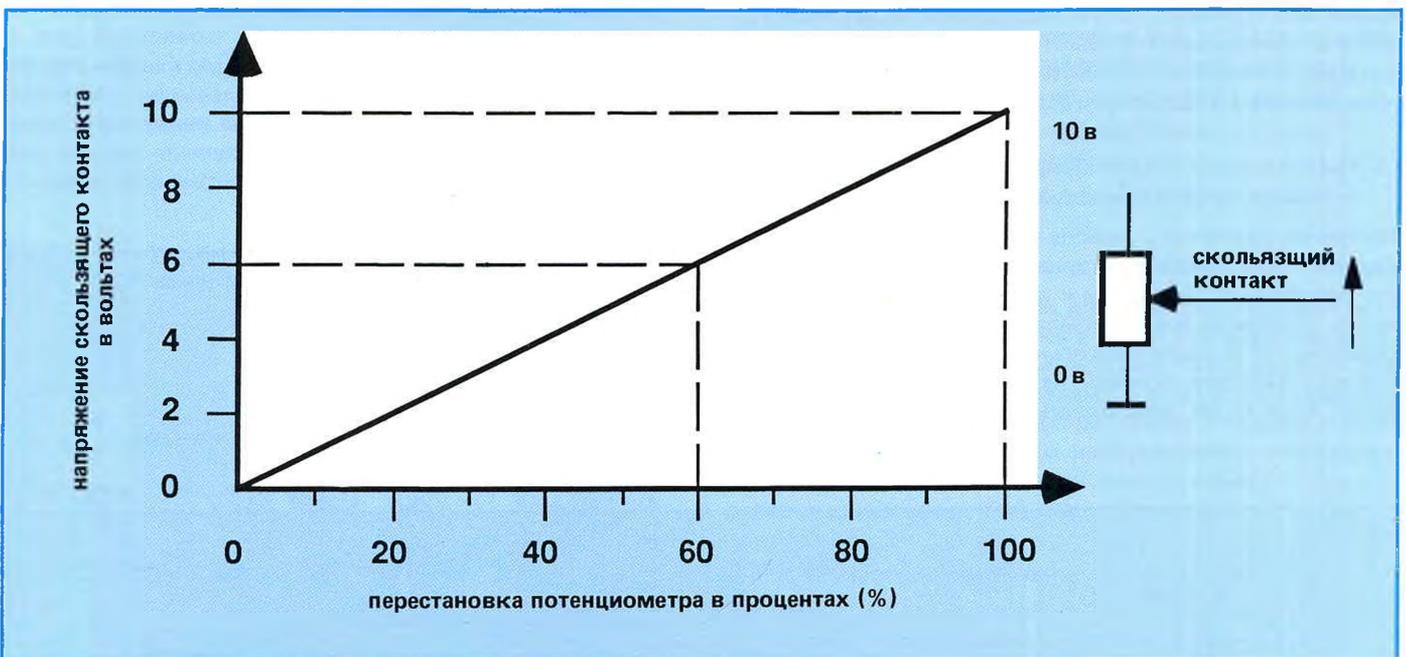
— установки заданного значения

Это значит, что величина отведенного напряжения соответствует желаемому действительному значению как перемещение, сила или, например, давление.

— регистрации действительного значения

Это значит, что отведенное значение напряжения представляет собой перемещение, а вследствие этого позицию.

Рис. 84: Потенциометр



### Операционный усилитель

Операционный усилитель является классическим представителем техники интегральных схем (ИС = интегральная схема). Он представляет собой многоступенчатый аналоговый усилитель с очень высоким коэффициентом усиления, и посредством наружного укомплектования для него выбираются параметры для самых разнообразных заданий.

Посредством соответствующего укомплектования могут, например, реализоваться следующие функциональные узлы: образователь линейной функции с насыщением, усилитель, инвертирующее устройство, суммирующее устройство, дифференцирующее устройство, ограничитель, различные регуляторы и т.д.

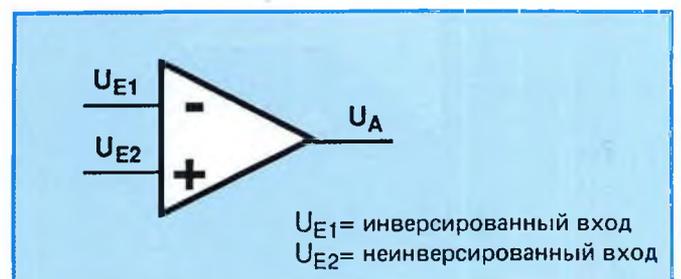


Рис. 85: Символ операционного усилителя

**Линейная функция с насыщением, образователь линейной функции с насыщением**

Образователь линейной функции с насыщением образует из скачкообразного изменения заданного значения, как входного сигнала, медленно нарастающий или падающий сигнал. Изменение выходного сигнала во времени можно устанавливать посредством потенциометра.

Принцип действия образователя линейной функции с насыщением основан на том, что конденсатор  $C$  с запаздыванием заряжается, благодаря этому выходное напряжение медленно и непрерывно изменяется при скачкообразном входном сигнале.

На нарастание выходного напряжения можно оказывать воздействие посредством переменного сопротивления  $R$ , а вследствие этого можно определять скорость зарядки конденсатора.

Установленное время линейной функции с насыщением берется всегда по отношению к заданному значению, составляющему 100% (входной скачкообразный сигнал).

Пример:

Установленное время линейной функции с насыщением макс. в 5 сек. при заданном значении в 100%. Если, например, будет установлено заданное значение на 60%, то уже по истечении примерно 3-х секунд будет достигаться заданное значение.

Так можно будет предварительно задавать посредством образователя линейной функции с насыщением, например, в контуре регулирования скорости нарастание скорости (ускорение) или в контуре регулирования положения скорость. Установленное время линейной функции с насыщением соответствует в контуре регулирования положения скорости перемещение цилиндра, поскольку в течение этого времени будет достигаться предварительно заданная позиция.

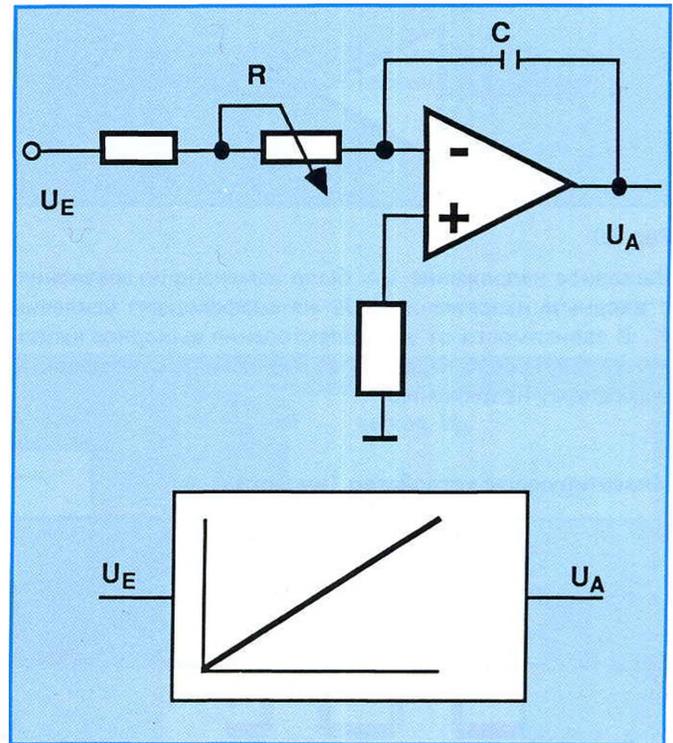


Рис. 86: Образователь линейной функции с насыщением

жение. Ограничение осуществляется посредством обоих присоединений 1 (ограничение напряжений, которые меньше "0") и 2 (ограничение напряжений, которые больше "0").

**Ограничитель**

Приложенное входное напряжение ограничивается на предварительно заданную величину как выходное напря-

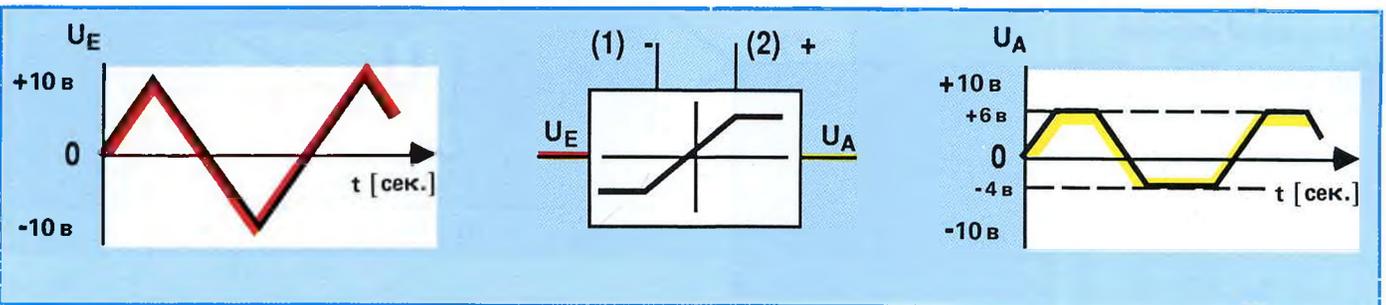


Рис. 87: Ограничитель. Пример прохождения входного сигнала  $U_E$  и выходного сигнала  $U_A$

**Регулятор**

Регулятором называется прибор или узел конструкции, который производит основную обработку отклонения от номинального значения. Регулятор, таким образом, сравнивает заданную величину с действительной величиной и подает в зависимости от разности обоих значений соответствующий сигнал.

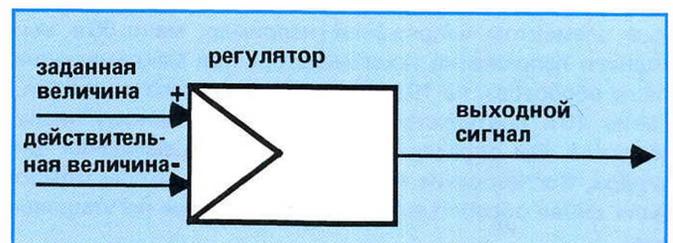


Рис. 88

**Усилитель**

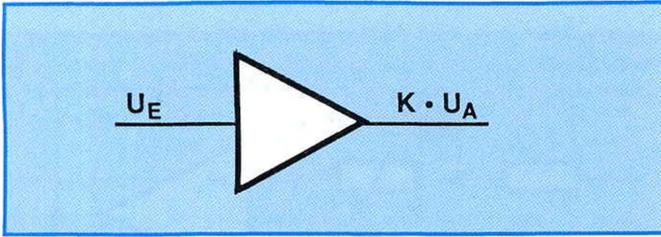


Рис. 89

Выходное напряжение  $U_A$  было изменено по сравнению с входным напряжением  $U_E$  на коэффициент усиления  $K$ . В зависимости от укомплектования выходное напряжение претерпело перемену полярности по отношению к выходному напряжению.

**Инвертирующее устройство (инвертор)**

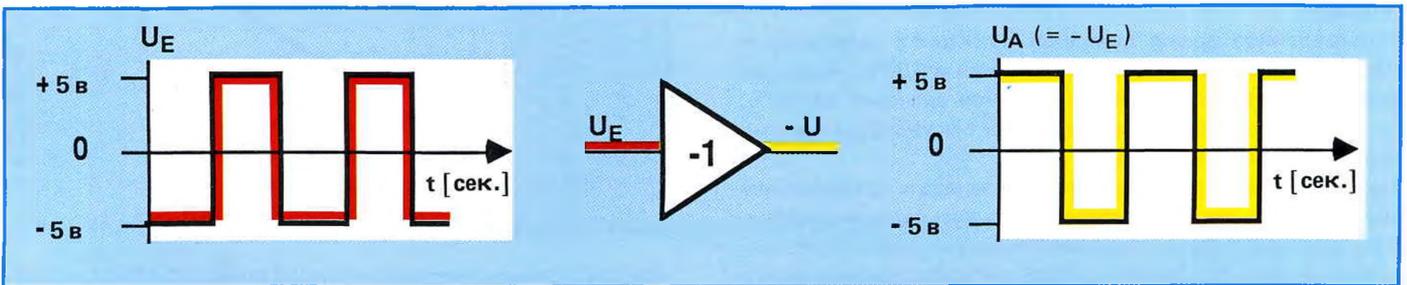


Рис. 90

Инвертирующее устройство вызывает перемену полярности входного напряжения.

Напр.:  $U_E = +5$  в, вследст. этого на выходе  $U_E = -5$  в, или  $U_E = -3$  в, вследст. этого на выходе  $U_E = +3$  в

Такое устройство в результате этого представляет собой усилитель с коэффициентом усиления  $-1$ .

**Усилитель мощности**

Входное напряжение  $U_E$  преобразовывается в усилителе мощности в выходной ток, который пропорционален  $U_E$

Например:  $U_E$  0 до 10 в,  $I$  в мА  $\hat{=}$  ток магнита

**Согласующий усилитель**

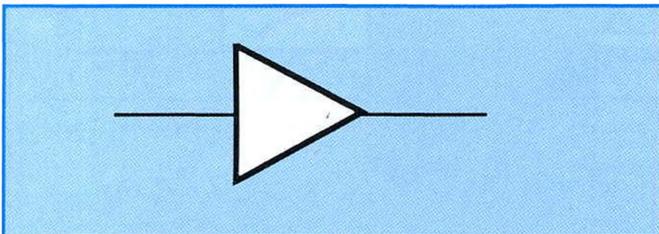


Рис. 91

С помощью согласующего усилителя осуществляется уравнивание напряжения отдаваемого измерительным элементом напряжения (например, макс. 60 в выходного напряжения тахогенератора при максимальном числе оборотов) на 10 в после согласующего усилителя. Такие 10 в соответствуют тогда определенному числу оборотов или определенной скорости перемещения цилиндра. Согласование требуется для того, чтобы можно было снова обрабатывать сигнал в контуре регулирования.

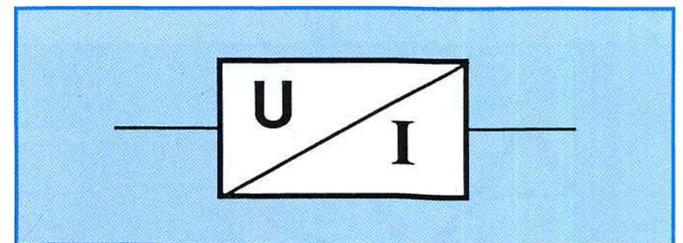


Рис. 92

### Триггеры Шмитта (ST)

Триггеры Шмитта применяются как пороговые переключатели. На обеих диаграммах для входного и выходного сигналов наглядно изображается их функция. Если  $U_E$  будет превышать определенное значение ( $U_1$ ), то тогда  $U_A$  перескакивает с одного ограничительного значения на другое. Соответственно этому перескакивает выходной сигнал на прежнее значение обратно (например, на "0"), как только  $U_E$  будет ниже определенного значения ( $U_2$ ).

Вследствие этого в распоряжение предоставляются две четко определенные точки переключения и при проме-

жуточных значениях не производится никакого переключения.

Если, например, возникнут в подаче сигналов колебания в одной системе, то такие колебания устраняются.

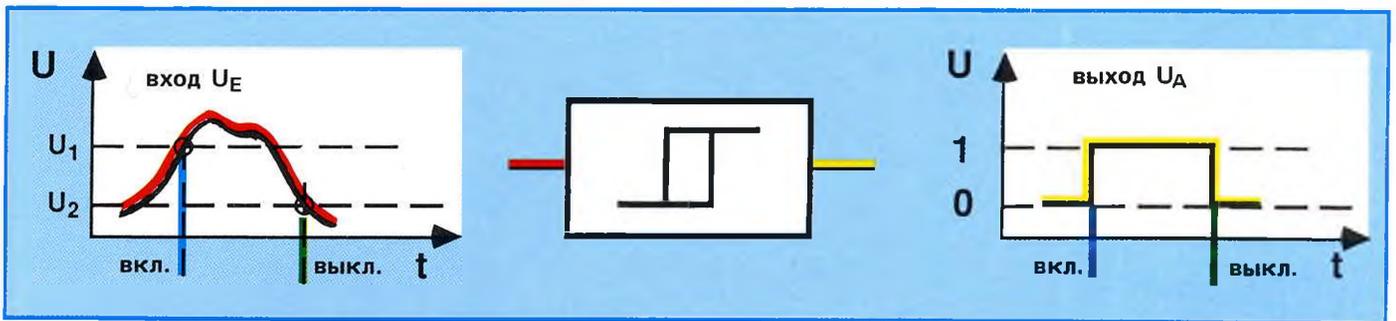


Рис. 93

### Суммирующее устройство (сумматор)

Посредством суммирующего устройства можно складывать два сигнала, снабженных знаками. При этом следует

следить за тем, чтобы инвертировался результирующий выходной сигнал.

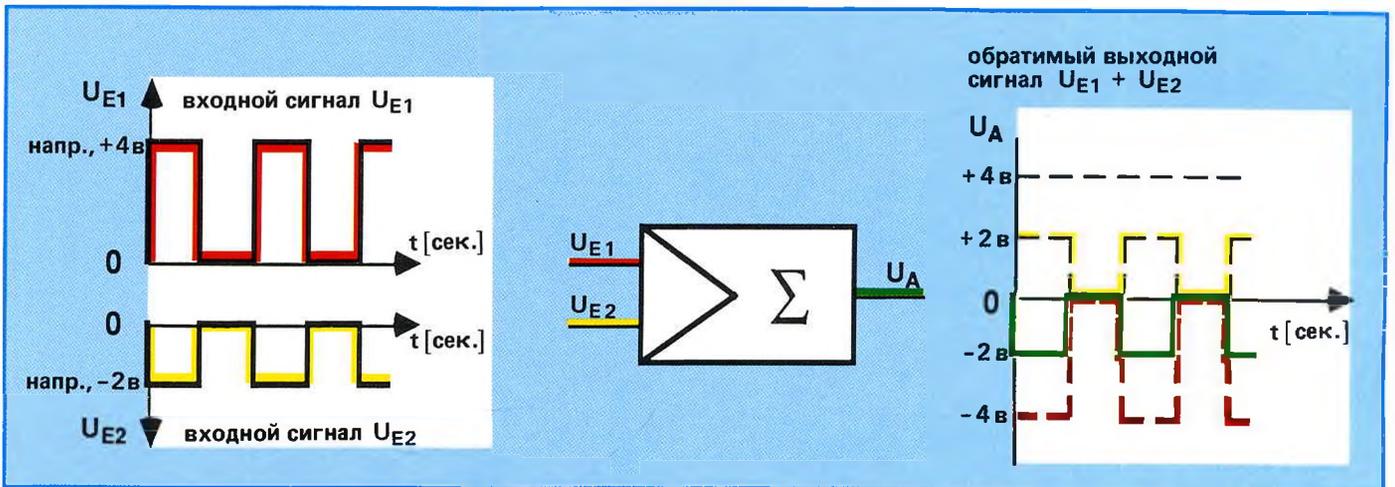


Рис. 94

Для заметок

Глава J

**Влияние динамических свойств сервоклапана на  
контур регулирования**

Дитер Кретц

Глава J

**Влияние динамических свойств сервоклапана на  
контур регулирования**

Дитер Кретц

### **Предисловие**

Целью последующих изложений по технике регулирования является: способствовать пониманию взаимодействий в контуре регулирования и помочь давать оценку с некоторой точностью ожидаемым свойствам системы по регулированию.

При этом будут использованы простые мнемонические правила вместо трудоемких способов рассмотрения данного вопроса.

Контур регулирования по положению

Определение полезного усиления контура "Квопт" и его влияние на регулирование.

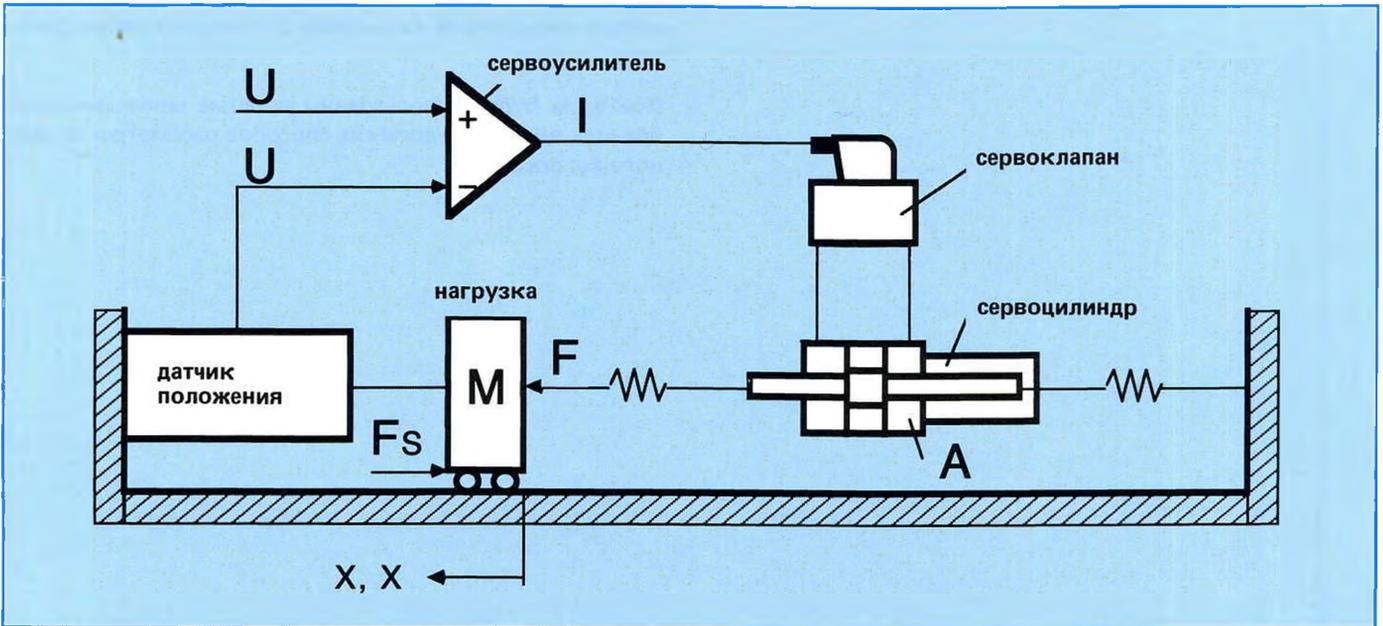


Рис. 1

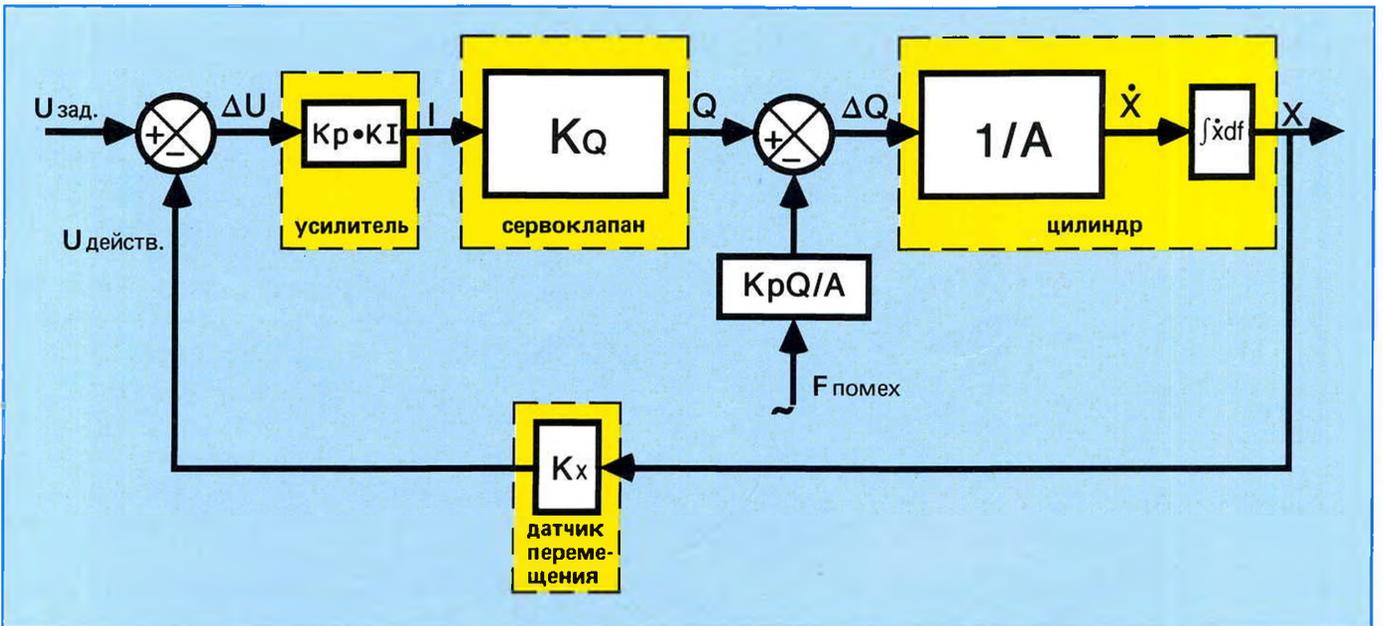


Рис. 2: Упрощенная блок-схема

Усиление контура  $K_v$  равно произведению коэффициентов усиления передающих звеньев в контуре регулирования.

$$K_v = K_p \cdot K_i \cdot K_Q \cdot K_x / A \quad [\text{сек.}^{-1}]$$

- $K_Q$  = усиление по скорости
- $K_p$  = электрическое усиление
- $K_i$  = пропорциональное усиление [ма/в]
- $K_x$  = усиление датчика перемещения [ма/в] [в/мм]
- $K_p Q$  = усиление количества в зависимости от давления (см. на стр. НЗ)
- $A$  = площадь цилиндра

На рис. 3 подробно изображается уравнение частотной характеристики согласно преобразованию Лапласа.

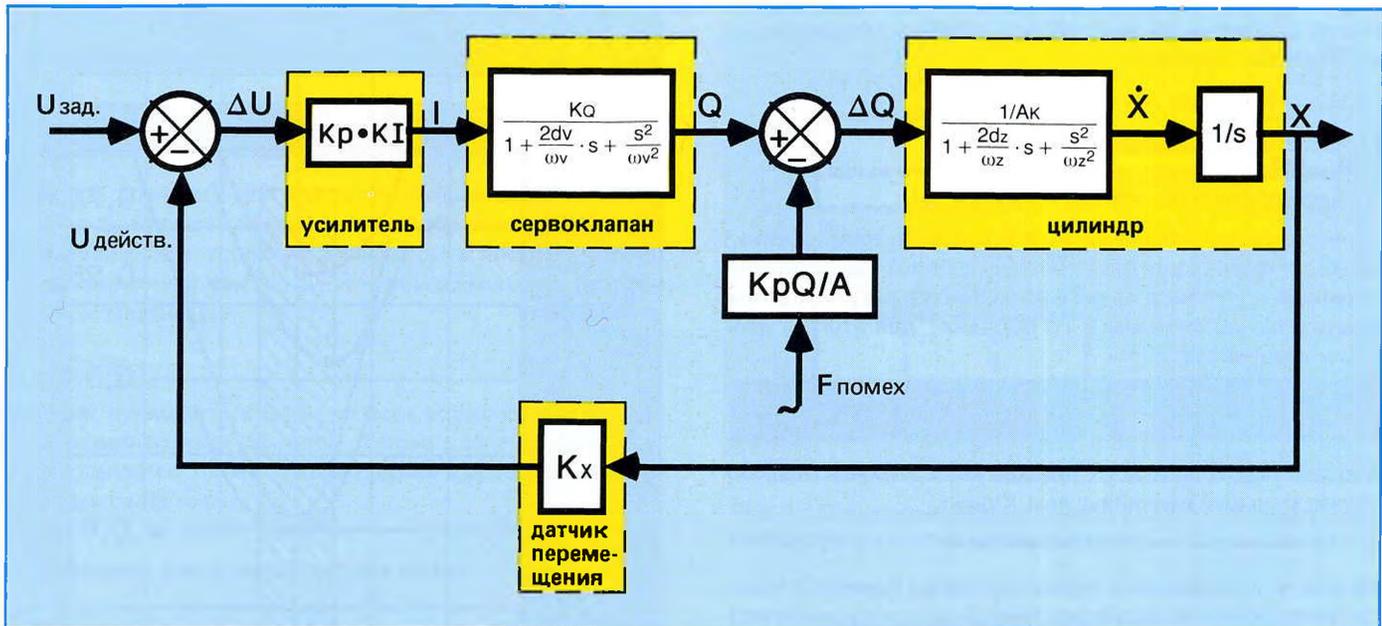


Рис. 3: Подробная блок-схема

Клапан и нагруженный цилиндр рассматриваются как последовательно включаемые системы 2-го порядка. Характерным является для сервопривода (цилиндра) характеристическая частота (масса/масляная пружина). Переход со скорости на установочное перемещение изображается посредством интегрирования (1/s).

**Постоянная времени контура регулирования**

Постоянная времени пропорциональна 1/Kv

$$T = 1/Kv \quad [\text{сек.}]$$

Kv = усиление контура

Это значит, что чем больше усиление контура Kv, тем быстрее система.

При стационарном режиме действует для жесткости по сравнению с силовыми помехами следующее:

$$C = F_{\text{помех}}/X = Kv \cdot A^2 / K_{pQ}$$

Жесткость поэтому пропорциональна усилению контура и обратно пропорциональна усилению количества давления KpQ.

$$K_{pQ} = VQ / Vp \quad [\text{см}^3/\text{сек.}/\text{бар}]$$

VQ = усиление расхода (см³/сек.)  
Vp = усиление давления (бар)

Это усиление давления-расхода клапана + зависима от давления утечка на потребителе. Увеличение поверхности установочного поршня или рабочего объема серводвигателя повышает жесткость пропорционально квадрату увеличения.

**Погрешность установки**

Обычно требуется меньше 5% тока клапана для того, чтобы в контуре регулирования по положению довести скорость до нуля, т.е., для того, чтобы компенсировать силу помех, поскольку не позже, чем при 5% сигнала, все давление в системе подлежит коррекции (см. усиление давления, стр. F7).

Погрешность установки составляет поэтому

$$\Delta X \leq 0,05 \cdot v_{\text{макс.}} / Kv \quad [\text{мм}]$$

На основании этого можно установить, что усиление контура должно быть как можно большим.

Чем выше будет выбираться Kv, тем меньше будет погрешность установки и тем жестче будет система по отношению к силам помех.

vмакс. при этом представляет собой скорость, которая будет устанавливаться, когда сервоклапан будет открываться на 100%.

Отсюда вытекает еще, что номинальный расход сервоклапана Q = A · vмакс. следует выбирать как можно меньших размеров.

На основании характеристики устойчивости не имеется возможности выбирать усиление контура любой величины.

Если усиление контура Kv будет больше, чем критическая круговая частота Kvкрит., то при помехе система будет подвергаться колебаниям, а это значит, что система будет неустойчивой.

Какой величины, таким образом, должно быть усиление контура  $K_V$  максимально?

Следует различать два случая:

а) Частота сервоклапана  $\omega_V$   
(частота при смещении фаз значительно выше, чем собственная частота нагрузки  $\omega_L$ ).

В таком случае можно сначала пренебречь динамическими свойствами частичной системы с более высокой собственной частотой, в связи с этим контур регулирования понижается до системы 3-го порядка; для этого в действии уравнение:

$$K_V < K_{V\text{крит.}} = 2D\omega_L$$

Это значит, что частота  $K_V$  должна выбираться во всяком случае меньшей величины, чем  $K_{V\text{крит.}}$

$D$  = безразмерный коэффициент затухания

На рис. 4 изображается временная характеристика одного такого контура регулирования 3-го порядка в качественном отношении, при этом в качестве параметров служат относительное затухание и относительное усиление. Относительная величина  $K_{V\text{опт.}}$  выводится обычно из такой временной характеристики, т.е. из переходной характеристики. Если при данном затухании  $K_V$  будет поддерживаться малой величины, то в наличии будет довольно монотонно нарастающая переходная характеристика; если же  $K_V$  будет очень большой величины, то возникнет сильно наложенное колебание.

Исходя из хода такой переходной характеристики (переходной режим), можно определить критерии качества. Очень часто употребляется ITAE-критерий (Integral of Time multiplied with Absolute Error).

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |X_E - X_A| \cdot dt$$



Рис. 4: Временная характеристика контура регулирования 3-го порядка

После этого будет считаться оптимальным то усиление контура, при котором ITAE-значение будет минимальной величины. Если будет видоизменяться  $K_V$  при постоянном затухании и будет наноситься ITAE-значение над относительным усилением  $K_V / \omega_L$ , то в результате получится изображение на рис. 5.

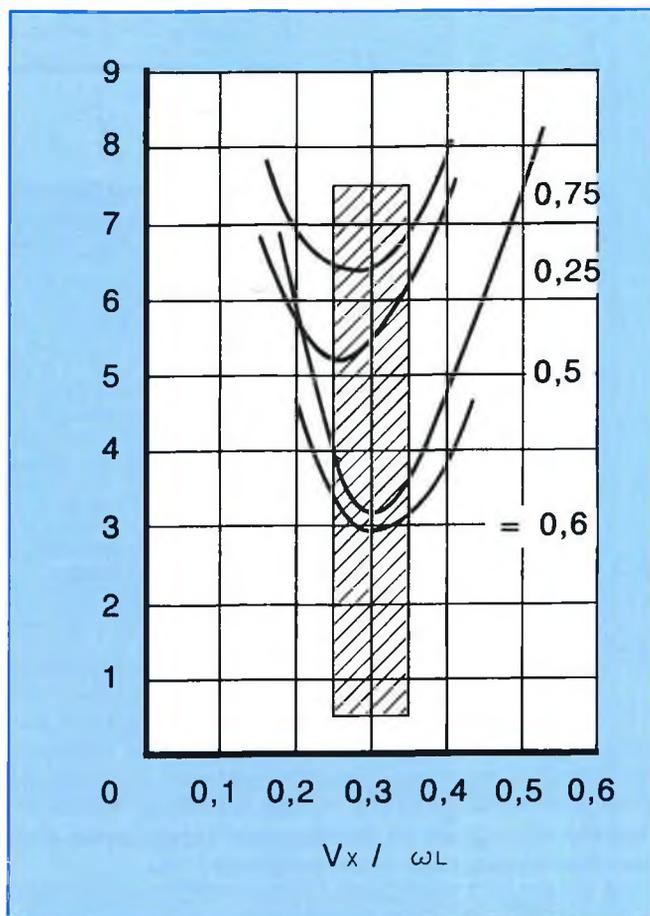


Рис. 5

Можно установить, что для диапазона типичных коэффициентов затухания ( $0,2 < D < 0,9$ ) лежат оптимальные ITAE-значения между  $K_V / \omega_n = 0,25$  и  $0,35$ .

Отсюда вытекает 1-е правило:

$$K_{V\text{опт.}} \approx 1/3 \cdot \omega_L \quad [\text{сек.}^{-1}]$$

Такое усиление, называемое также усилением скорости, представляет собой результат умножения гидравлического усиления на электрическое усиление.

б) Учитываются обе собственные частоты

Вследствие этого возникает система 5-го порядка. Характеристики устойчивости дают в итоге для этого критическую частоту  $\omega_{\text{крит.}}$  и критическое усиление контура  $K_{V\text{крит.}}$ , которые зависят от обеих собственных частот  $\omega_V$  = собственной частоты клапана и  $\omega_L$  = собственной частоты нагрузки.

Критическая частота  $\omega_{\text{крит.}}$  всегда меньше, чем меньшая из двух частот  $\omega_V$  и  $\omega_L$ .

Если пренебрегать коэффициентами затухания, вытекает 2-е правило:

$$\omega_{\text{крит.}} = \omega_V \cdot \omega_L / (\omega_V + \omega_L)$$

Оптимальным усилением контура при этом является 3-е правило:

$$KV_{\text{опт.}} = 1/3 \omega_{\text{крит.}}$$

Точность позиции и жесткость по отношению к силам помех требуют высокого электрического усиления  $K_p$ . Гидравлическое усиление должно быть поэтому только такой величины, как это будет необходимым (ср. погрешность установки).

4-е правило:

Следует применять клапан по мере возможности с меньшим номинальным расходом. Таким клапаном, как правило, является также клапан с более высокими динамическими свойствами.

### Определение характеристических частот

#### Сервоклапан

Частотная характеристика сервоклапана подается на графическом изображении.

#### Цилиндр

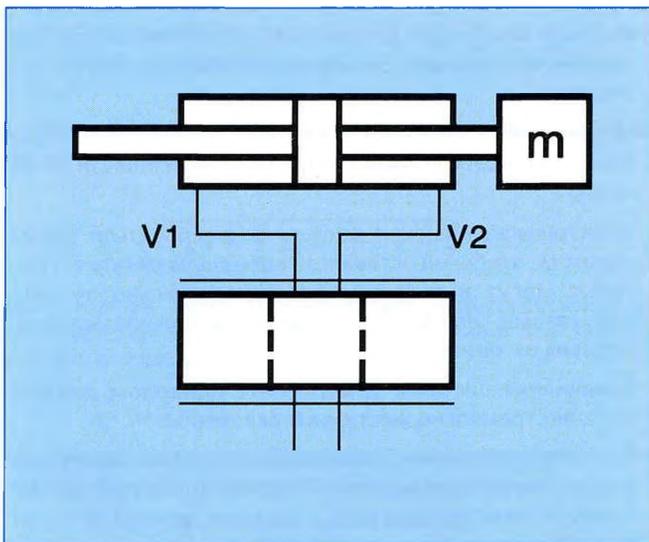


Рис. 6: Определение собственной частоты с цилиндром синхронного хода

- $E$  = модуль эластичности масла  $1,4 \cdot 10^7$  [кг/см · сек.<sup>2</sup>]
- $AR$  = кольцевая поверхность цилиндра [см<sup>2</sup>]
- $H$  = ход цилиндра [см]
- $V$  = общий объем масла под давлением [см<sup>3</sup>]
- $m$  = масса [кг]
- $VLR$  = объем масла под давлением в трубопроводе с кольцевой стороны цилиндра [см<sup>3</sup>]

$$\omega_0 = \sqrt{2 \cdot E \cdot AR^2 / (V \cdot m)} \quad [\text{сек.}^{-1}]$$

$$V = V_1 = V_2 = AR \cdot H/2 + VLR \quad [\text{см}^3]$$

Собственная частота минимальной величины, когда цилиндр находится на средней позиции.

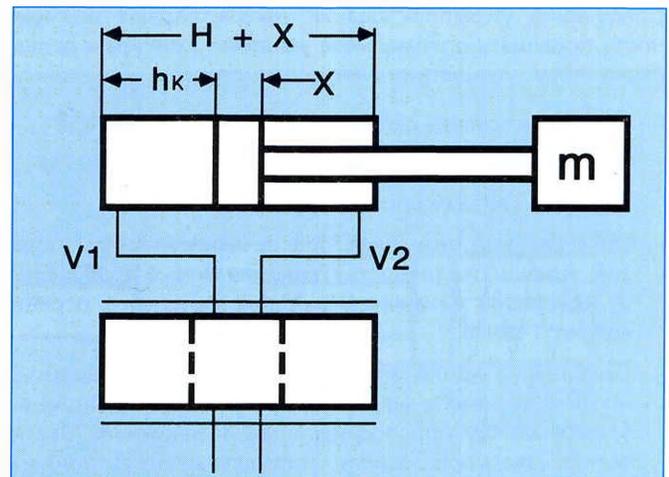


Рис. 7: Определение собственной частоты посредством дифференциального цилиндра

- $E$  = модуль эластичности масла  $1,4 \cdot 10^7$  [кг/см · сек.<sup>2</sup>]
- $AR$  = кольцевая поверхность цилиндра [см<sup>2</sup>]
- $AK$  = поверхность поршня цилиндра [см<sup>2</sup>]
- $V_1$  = объем масла со стороны поршня [см<sup>3</sup>]
- $V_2$  = объем масла со стороны кольца [см<sup>3</sup>]
- $m$  = масса [кг]
- $H$  = ход [см]
- $h_k$  = ход цилиндра при мин. собственной частоте [см]
- $V_{LK}$  = объем трубопровода со стороны поршня [см<sup>3</sup>]
- $V_{LR}$  = объем трубопровода с кольцевой стороны [см<sup>3</sup>]

$$\omega_0 = \sqrt{(C_1 + C_2) / m}$$

$$\omega_0 = \sqrt{E \cdot AK^2 / (V_1 \cdot m) + E \cdot AR^2 / (V_2 \cdot m)}$$

$$V_1 = AK \cdot h_k + V_{LK} \quad [\text{см}^3]$$

$$V_2 = AR \cdot (H - h_k) + V_{LR} \quad [\text{см}^3]$$

$$h_k = \frac{\left( \frac{AR \cdot H/10}{\sqrt{AR^3}} + \frac{V_{LR}}{\sqrt{AR^3}} - \frac{V_{LK}}{\sqrt{AK^3}} \right)}{\left( \frac{1}{\sqrt{AR}} + \frac{1}{\sqrt{AK}} \right)} \cdot 10 \quad [\text{мм}]$$

Собственная частота минимальной величины, при позиции цилиндра  $h_k$ .

#### Собственная частота гидродвигателя

$$\omega_0 = \sqrt{2 \cdot (q/2 \cdot \pi)^2 \cdot E / (V_1 \cdot J)}$$

$$q = \text{рабочий объем} \quad [\text{см}^3/\text{об.}]$$

$$V_1 = \text{объем масла под давлением} \quad [\text{см}^3]$$

$$J = \text{момент инерции массы} \quad [\text{кг/см}^2]$$

$$E = \text{модуль эластичности масла} \quad 1,4 \cdot 10^7 \quad [\text{кг/см} \cdot \text{сек.}^2]$$

Если при вычислении привода будет установлено, что не будут достигаться требования точности, то усиление контура может повышаться за счет соответствующего укомплектования регулятора.

Следующие укомплектования предоставляют возможность повышать оптимальное усиление контура и вследствие этого улучшать точность установки.

- укомплектование регулятора как PD-регулятора
- обратная связь давления нагрузки
- обратная связь скорости
- Интегральное укомплектование может любым образом повышать точность, одновременные требования относительно динамических свойств, однако, ограничивают I-долю.
- Повышение усиления предоставляет также возможность увеличивать заглушение посредством байпасной утечки между присоединениями потребителя. Статическая жесткость, однако, вследствие этого понижается.

### Выбор системы измерения

Как уже упоминалось выше, для регулирования физической величины требуется система измерения. Такая система должна быть в состоянии преобразовывать соответствующую величину в электрический сигнал — ток или напряжение. Вследствие этого требуются приборы для измерения перемещения, углов, скоростей, чисел оборотов, давлений, сил, вращающих моментов и ускорений. Для каждой такой величины имеется некоторое количество принципов измерения. Они используются в зависимости от диапазона измерения, требований точности, срока службы, условий окружающей среды и т.п. В соответствии с этим существует большое количество элементов измерения, так что в связи с этим невозможно дать общий обзор на эту тему.

В общем в силе остаются следующие принципы:

- Регулирование никогда не может быть точнее, чем метод измерения.
- Система измерения характеризуется посредством своего коэффициента передачи. Такой коэффициент представляет собой отношение выходного напряжения или тока к величине измерения.
- Точность системы измерения должна быть, как минимум, в 5 раз больше, чем желаемая точность регулирования.
- Система измерения должна быть в состоянии без промедления следовать за изменяющейся величиной измерения.
- Коэффициент передачи и нулевая точка при всех рабочих условиях должны оставаться постоянной величины.
- Электрический сигнал должен формироваться таким образом, чтобы он оставался свободным от помех, которые могут вызываться соседними сильноточными элементами, или чтобы он смог поддерживаться свободным от таких помех.
- Соединение системы измерения с приводом должно быть экстремально жестким и без зазора.
- Система измерения должна размещаться таким образом, чтобы регулируемый параметр смог непосредственно регистрироваться и не смог искажаться под воздействием побочных эффектов.

На основании только небольшого количества приведенных пунктов становится ясным, какое большое значение играет техника измерения для техники регулирования вообще и для сервогидравлики в частности.

Вычислительный пример

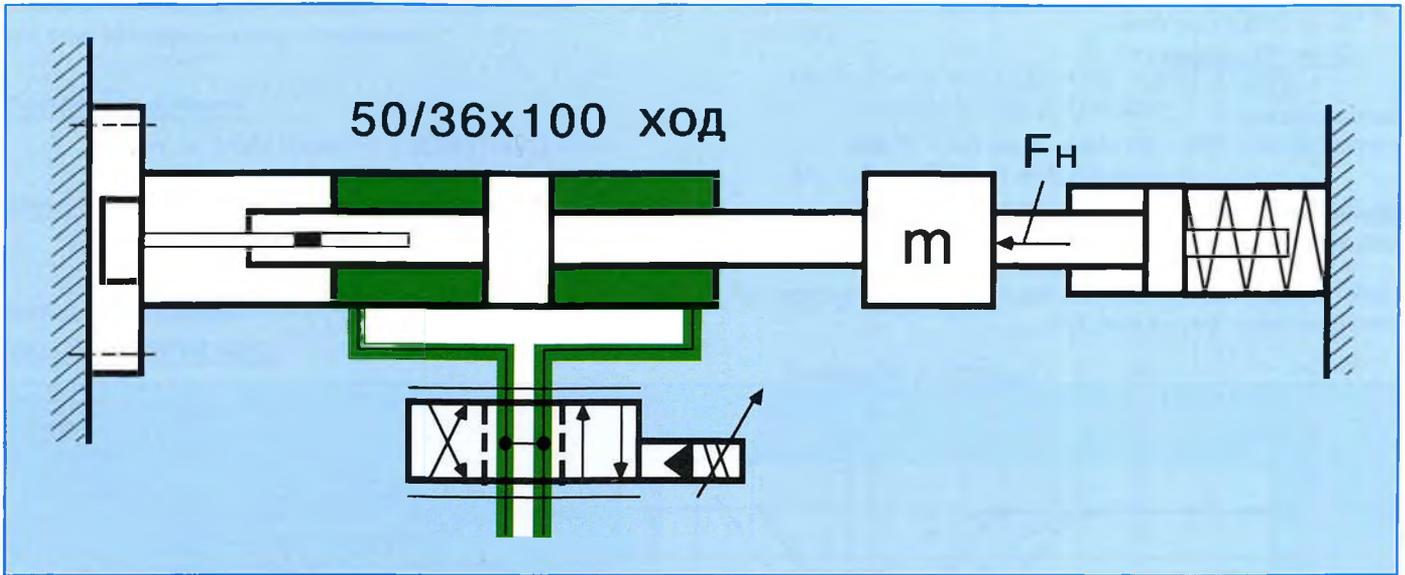


Рис. 8

цилиндр 50/36 x 100 ход

кольцевая поверхность цилиндра	$AR = 9,45 \text{ см}^2$
перемещаемая масса	$m = 500 \text{ кг}$
время перестановки для хода в 80 мм	$t = 400 \text{ мсек.}$
удерживающее усилие	$F_H = 6000 \text{ н}$

Гидравлическая собственная частота системы цилиндр-масса

$$\omega_0 = \sqrt{2 \cdot E \cdot AR^2 / (v \cdot m)}$$

Если клапан будет монтироваться непосредственно на цилиндре, то для установленного объема в действии будет следующее уравнение:

$$V = H/2 \cdot AR$$

Если подставить в вышеприведенное уравнение для  $\omega_0$  его значение, то в результате будет вытекать, что

$$\omega_0 = \sqrt{4 \cdot E \cdot AR / (H \cdot m)}$$

$$\omega_0 = \sqrt{4 \cdot 1,4 \cdot 10^7 (\text{кг/см/сек}^2) \cdot 9,45 (\text{см}^2) / 10 (\text{см}) \cdot 500 (\text{кг})}$$

$$\omega_L = \omega_0 = 325 \text{ сек.}^{-1}$$

$$f_0 = 51 \text{ гц}$$

Для того случая, когда собственная частота клапана будет значительно выше, чем собственная частота системы цилиндр - масса, в действии для усиления контура  $K_V$  будет следующее

$$K_V < K_{V\text{крит.}} = 2D \cdot \omega_L \text{ (см. на стр. J4, случай а)}$$

1-е правило

$$V_{\text{опт.}} = 1/3 \omega_L$$

$$V_{\text{опт.}} = 325/3 = 108 \text{ сек.}^{-1}$$

Постоянная времени

$$T = 1/V = 1/108 \text{ сек.}^{-1} = 0,0092 \text{ сек.}$$

Возможное время ускорения

$$T_B = 5 \cdot T \approx 50 \text{ мсек.}$$

Выбор сервоклапана

Максимальная скорость

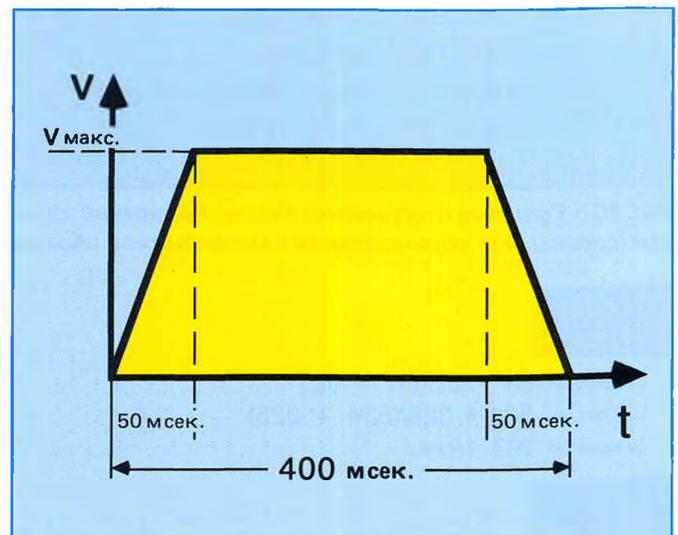


Рис. 9

$$v_{\text{макс.}} = s / (T_{\text{общ.}} - T_B) = 80 (\text{мм}) / (0,4 (\text{сек.}) - 0,050 (\text{сек.}))$$

$$v_{\text{макс.}} = 228 (\text{мм/сек.})$$

Требуемый расход

$$Q = A \cdot v = 9,45 \text{ (см}^2\text{)} \cdot 22,8 \text{ (см/сек.)}$$

$$Q = 215,5 \text{ (см}^3\text{/сек.)}$$

$$Q = 13 \text{ (л/мин.)}$$

Выбирается:

сервоклапан с  $Q_N = 20 \text{ л/мин.}$  при  $\Delta p = 70 \text{ бар}$

Вычисление усиления контура, принимая во внимание собственную частоту клапана

Собственная частота клапана на основании частотной характеристики (см. на рис. 10)

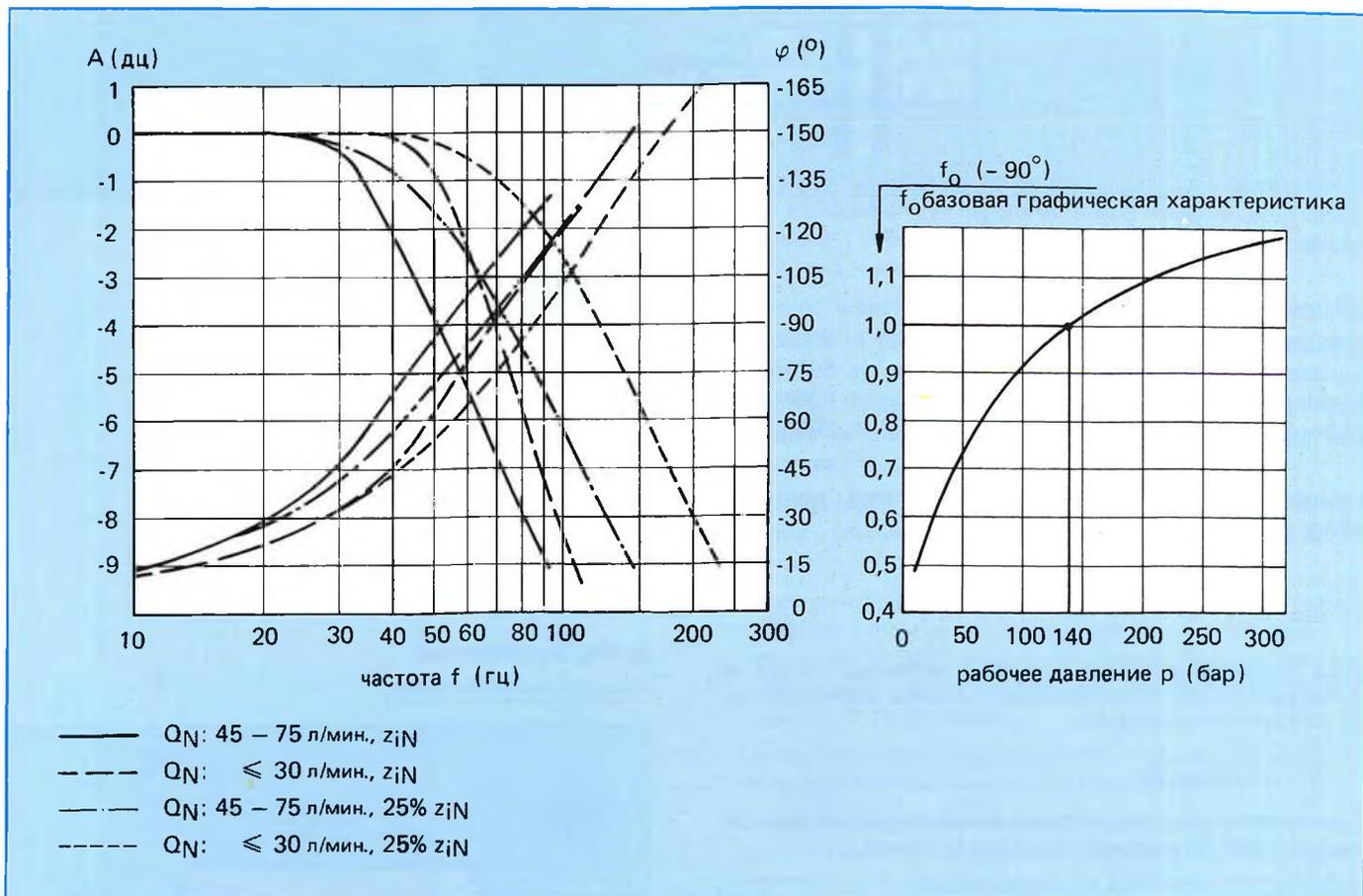


Рис. 10: Типичное изображение базовой частотной характеристики (слева) и зависимость частоты от рабочего давления (справа) для сервоклапанов с механической обратной связью

2-е правило

$$\omega_{\text{крит.}} = \omega_V \cdot \omega_L / (\omega_V + \omega_L)$$

$$\omega_{\text{крит.}} = 534 \cdot 325 / (534 + 325)$$

$$\omega_{\text{крит.}} = 202 \text{ 1/сек.}$$

3-е правило

$$K_{\text{опт.}} = 1/3 \omega_{\text{крит.}} = 202/3 = 67,3 \text{ 1/сек.}$$

Определение  $\omega_V$  на основании частотной характеристики

Для  $\leq 30 \text{ л/мин.}$  и 25% сигнал  
 $f - 90^\circ = 85 \text{ кг}$  при 140 бар

$$\omega_L = 2 \cdot \pi \cdot 85 = 534 \text{ 1/сек.}$$

Сравнение обоих вычисленных усилений контура показывает, что в данном случае клапан оказывает сильное влияние на возможное усиление контура и в связи с этим его следует принимать во внимание.

Постоянная времени

$$T = 1/Kv = 1/67 (1/\text{сек.}^{-1}) = 0,015 [\text{сек.}]$$

Возможное время ускорения

$$T_v = 5 \cdot T = 0,075 [\text{сек.}]$$

**Выбор сервоклапана**

Максимальная скорость

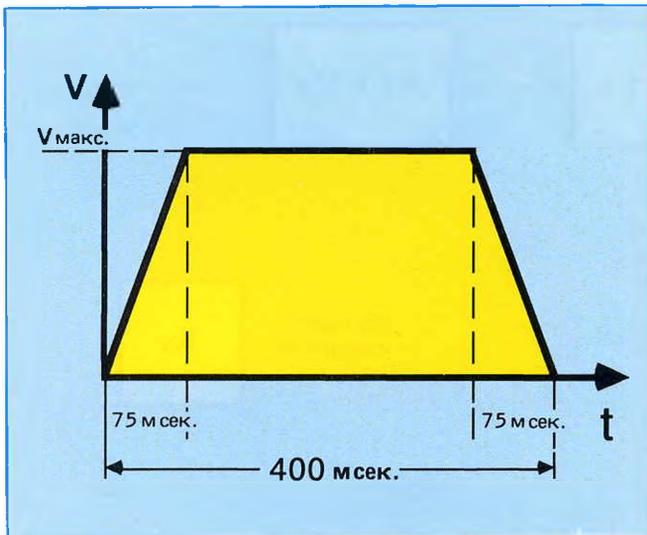


Рис. 11

$$V_{\text{макс.}} = s / (T_{\text{общ.}} - T_v)$$

$$V_{\text{макс.}} = 80 (\text{мм}) / (0,4 (\text{сек.}) - 0,075 (\text{сек.}))$$

$$V_{\text{макс.}} = 246 (\text{мм}/\text{сек.})$$

Требуемый расход

$$Q = A \cdot v = 9,45 (\text{см}^2) \cdot 24,6 (\text{см}/\text{сек.}) = 232,5 [\text{см}^3/\text{сек.}]$$

$$Q = 13,9 [\text{л}/\text{мин.}]$$

Выбирается :  
сервоклапан с  $Q_N = 20 \text{ л}/\text{мин.}$  при  $\Delta p = 70 \text{ бар}$

Потеря давления на клапане

$$\Delta p = (Q/Q_N)^2 \cdot 70 (\text{бар}) = (14/20)^2 \cdot 70 = 34 [\text{бара}]$$

Ускорение

$$a_{\text{макс.}} = V_{\text{макс.}}/T_v = 0,25 (\text{м}/\text{сек.})/0,075 (\text{сек.}) = 3,3 [\text{м}/\text{сек.}^2]$$

Ускоряющая сила

$$F_v = m \cdot a_{\text{макс.}} = 500 (\text{кг}) \cdot 3,3 (\text{м}/\text{сек.}^2) = 1650 [\text{н}]$$

Требуемое давление ускорения

$$p_{v_{\text{макс.}}} = F_v/A_R = 1650 (\text{н}) / 9,45 (\text{см}^2) = 17,4 [\text{бара}]$$

Потребность в давлении для удерживающего усилия

$$p_n = 6000 (\text{н}) / 9,45 (\text{см}^2) = 64 [\text{бар}]$$

**Вычисление давления в системе**

(см. в разделе "Критерии для выбора параметров для управления с помощью пропорциональных клапанов", стр. 20).

$$p_P = 2 \cdot m \cdot v / (T_v \cdot 10 \cdot A_w) + \Delta p_v + (F_{st} + F_R) / 10 \cdot A_w$$

$$p_P = 2 \cdot 500 (\text{кг}) \cdot 0,25 (\text{м}/\text{сек.}) / ((0,075 (\text{сек.}) \cdot 10 \cdot 9,45 (\text{см}^2)) + 10 (\text{бар}) + 6000 (\text{н}) / (10 \cdot 9,45 (\text{см}^2))$$

$$p_P = 109 [\text{бар}]$$

**Выбран  $p_P$  в 100 бар**

**Определение точности установки**

Усиление контура

$$K_V = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 = 67 \text{ [сек.}^{-1}\text{]}$$

$K_1$  = электрическое усиление (еще неизвестно)

$$K_2 = 20 \text{ л/мин./10 вольт} = 33 \text{ (см}^3\text{/сек./вольт)}$$

$$K_3 = 1/9,45 \text{ см}^2 = 0,106 \text{ (1/см}^2\text{)}$$

$$K_4 = 10 \text{ вольт/10 см} = 1 \text{ (вольт/см)}$$

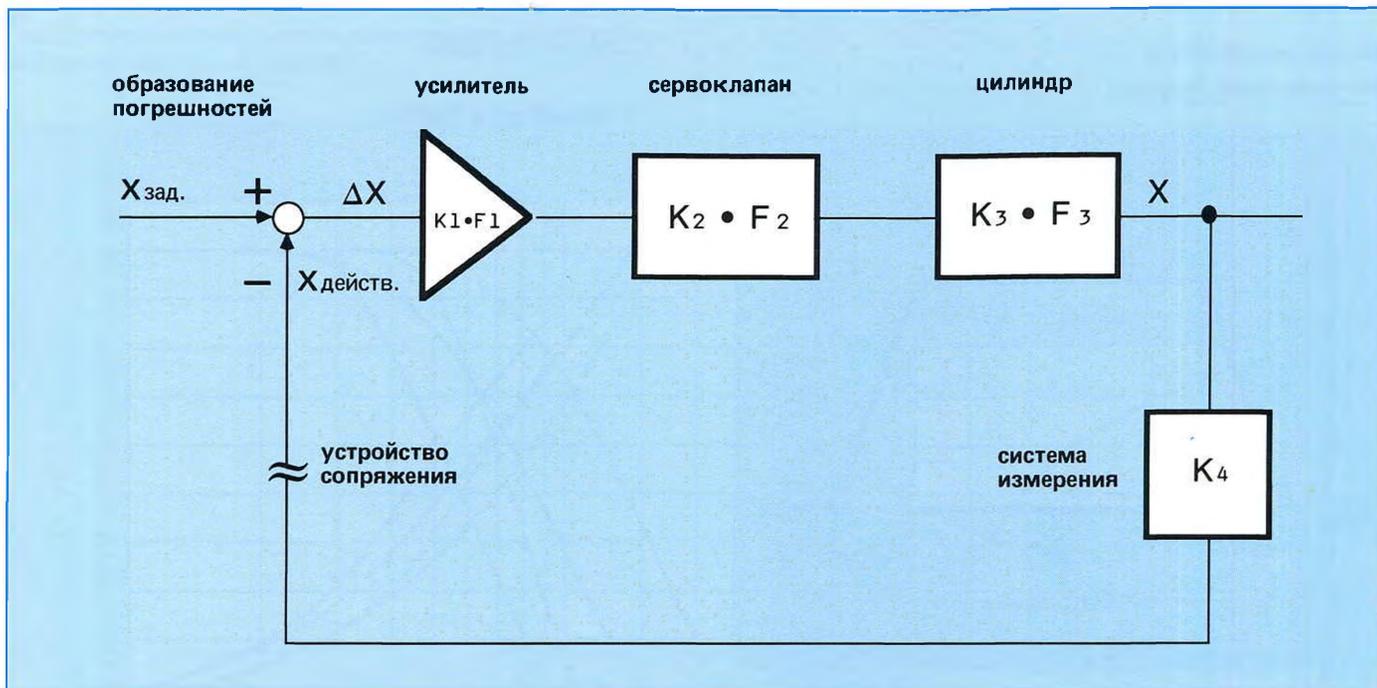


Рис. 12

Вычисление  $K_1$

$$K_1 = K_V / (K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) = 67 \text{ (см/сек./см)} / (33 \text{ см}^3\text{/сек./вольт} \cdot 0,106 \text{ (1/см}^2\text{)}) \cdot 1 \text{ (вольт/см)}$$

$$K_1 = 19$$

Погрешность слежения

$$S_N = V_{\text{макс.}} / K_V$$

$V_{\text{макс.}}$  — это здесь максимально возможная скорость, когда открыт клапан.

$$S_N = 250 \text{ (мм/сек.)} / 67 \text{ (сек.}^{-1}\text{)} = 3,7 \text{ мм}$$

Точность установки

$$\Delta x \leq 5\% \text{ от } S_N$$

$$\Delta x \leq 0,19 \text{ мм}$$

Погрешности в связи с вариацией показаний сервоклапана  
Какой величины должна быть погрешность регулирования для того, чтобы сервоклапан смог преодолеть свою вариацию показаний?

Предположим, что  $K_U = 0,2\%$  от номинального сигнала

$$\Delta x = K_U / (K_1 \cdot K_4)$$

$$\Delta x = 0,002 \cdot 10 \text{ (V)} / (19 \cdot 1 \text{ (вольт/см)}) = 0,001 \text{ см}$$

$$\Delta x = 0,01 \text{ мм}$$

Погрешности в связи с изменением нагрузки

при  $\Delta F = + 3000 \text{ н}$

Для того, чтобы можно было компенсировать такое изменение нагрузки, клапан должен открываться на определенную величину, это вызывается из-за погрешности регулирования  $\Delta x$ .

$$\Delta x = \Delta F / (K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4)$$

$K_2$  при этом усиление давления сервоклапана.

При 1% сигнала в распоряжении имеется на потребителе 80% давления.

$$0,8 \cdot 100 / 0,1 \text{ (вольт)} = 800 \text{ бер/вольт}$$

вследствие этого погрешность нагрузки составляет

$$\Delta S = 3000 \text{ (н)} / (18 \cdot 8000 \text{ (н/см}^2\text{/вольт)} \cdot 9,45 \text{ (см}^2\text{)} \cdot 1 \text{ (вольт/см)})$$

$$\Delta S = 0,0022 \text{ см} = 0,022 \text{ мм}$$

Для заметок

Для заметок

Глава К

**Фильтрация на гидравлических установках с сервоклапанами и пропорциональными клапанами**

Мартин Райк

## Зачем фильтровать рабочие жидкости на масляной основе

Требования относительно еще большей экономичности, незначительной подверженности воздействию помех и более высокого срока службы, а также большого удобства при техобслуживании сервоклапанов и пропорциональных клапанов, повели к тому, что производители и потребители стали выдвигать требование и относительно лучшей фильтрации рабочей жидкости для гидравлических установок. В связи с непрерывным ростом производительности гидравлических приборов необходимы стало повысить требования относительно точности переключения клапанов. Это возможно было достичь, между прочим, благодаря тому, что посадки между корпусом и переключающим поршнем стали все больше и больше сужаться.

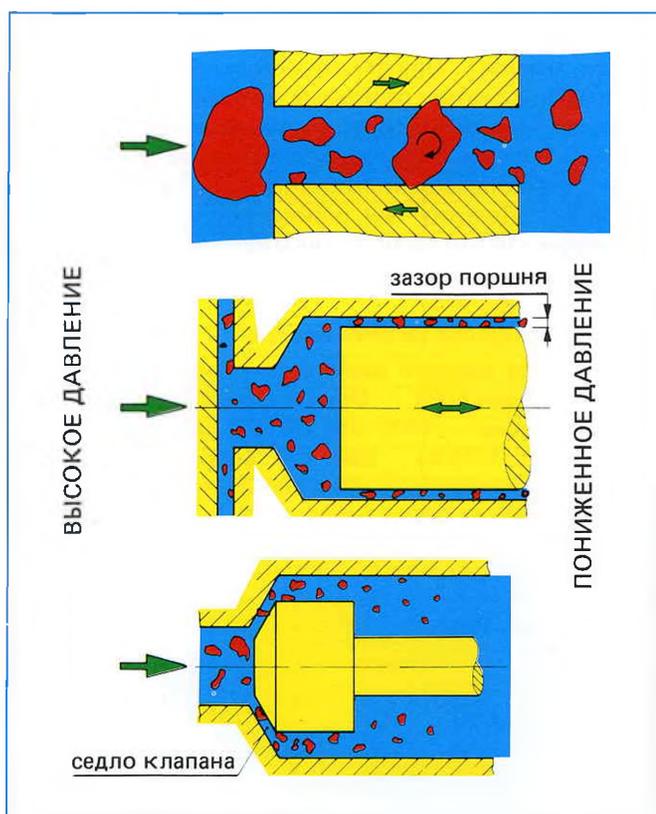


Рис. 1: Процесс изнашивания, влияние частиц загрязнения на седло клапана и зазор поршня

## Действие загрязнений в виде твердых веществ

### Общий обзор

Частицы загрязнений, которые во много раз больше, чем зазор в сопряжении, не оказывают неблагоприятного воздействия на клапан. Частицы, которые меньше, чем зазор в сопряжении, пропускаются через щель и не оказывают также неблагоприятного воздействия на клапан. Частицы такого же размера как и ширина зазора являются критическими для поверхности клапана и переключающего поршня. Из-за скобления частиц загрязнения во время рабочего режима образуются новые частицы (из материала клапана). Также частицы, которые больше, чем зазор клапана, размельчаются в результате движения переключения поршня или в связи с скоростью течения гидравлической среды.

К следствиям таких явлений относятся: повышение утечки, защемление поршня, изменения времени переключения, выход из строя клапана, изменение характеристики клапана.

Без фильтрации возникает цепная реакция, в результате которой повышается концентрация загрязнений.

При протекании большой длительности могут частицы загрязнений закупорить диафрагму в цепи управления.

### Эрозионный износ на кромках управления

Загрязнения повышают нагрузку на материал на чувствительных кромках.

**Следствия:** Повышенное вымывание, в результате этого неточное переключение сервоклапанов и пропорциональных клапанов и управление ими (износ повышается прогрессивно).

Попадающие снаружи в систему загрязнения могут такой процесс вызывать или ускорять. Посредством использования хороших системных фильтров необходимо уменьшать или даже предотвращать цепную реакцию образования частиц и их скопление.

Правильный выбор параметров для фильтра и выбор фильтров — это означает, что повышается рентабельность всей установки (сокращается длительность отказов в работе) и уменьшаются расходы на техобслуживание.

Избранная система фильтров должна обеспечивать следующее:

- функциональную способность и срок службы клапанов
- чтобы исключалась возможность внезапного выхода из строя клапанов
- чтобы не понижалась производительность в связи с повышением внутренней утечки
- чтобы не изменялись данные настройки клапана сверх продолжительности эксплуатации
- чтобы не изменялась характеристика клапана, например, из-за защемленных частиц загрязнения.

При планировании гидравлической установки очень часто не придается нужного внимания гидравлическому фильтру или даже забывают о нем. Только при монтаже установки вспоминается о фильтре и производится его встраивание.

Из соображений стоимости и занимаемой площади выбирается тогда очень малый или грубый фильтр. Потребитель установки оказывается тогда в большом затруднении из-за слишком короткого срока службы элемента (чрезвычайно малых размеров фильтр) или из-за слишком частых выходов из строя сервоклапанов и пропорциональных клапанов, поскольку это связано с дополнительными расходами.

### Образование загрязнений в гидравлических установках из-за частиц твердых тел

Бывают следующие виды загрязнений:

#### Начальное загрязнение

Такое загрязнение происходит при монтаже и при вводе в эксплуатацию гидравлических установок (пыль, окалина, стружки, граты, образующиеся при сварке, шихтоватости нитей, ржавчина, остатки упаковочного материала, остатки краски и т.п.).

**Загрязнения во время рабочего режима**

Проникновение загрязнений в гидравлический бак из-за недостаточной вентиляции бака, через проходы труб, уплотнения штока поршня и т.п. Доля проникания пыли в сильной степени зависит от области применения, например, каменные карьеры, дорожное строительство, цементные заводы и т.п.

**Загрязнения из-за применения свежего масла**

У свежего масла, поставленного поставщиком масла, часто бывают недопустимо высокие загрязнения для сервоклапанов и пропорциональных клапанов в виде твердых тел. Такие загрязнения необходимо отфильтровать с помощью смонтированных на установке фильтров.

При установках, на которых предусматривается только один фильтр в сливной линии, может, однако, такое "заправочное загрязнение" вызвать уже при прополаскивании установки сильное повреждение используемых компонентов.

Поэтому является необходимым производить заправку свежего масла с помощью агрегата для теххода за маслом или вливать масло через встроенный в установку фильтр в сливной линии, такие устройства следует также применять при смене масла. Применяемый там гидравлический фильтр должен иметь такую же тонкость фильтрации, как и фильтр в гидросистеме.

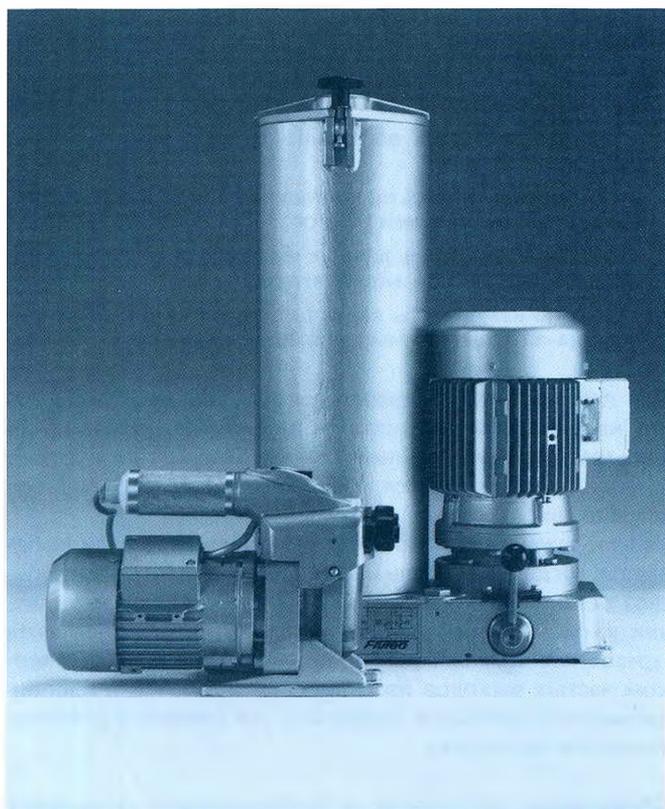


Рис. 2: Агрегат для теххода за маслом

**Классы загрязненности для рабочих жидкостей на масляной основе**

Классы загрязненности дают сведения о том, сколько частиц определенного размера содержится в 100 миллилитрах рабочей жидкости.

Определение класса загрязненности производится посредством подсчета и упорядочения по величинам частиц загрязнения. Это осуществляется либо с помощью микроскопа, либо с помощью электронного счетчика частиц. По сравнению с подсчетом частиц с помощью микроскопа, подсчет частиц с помощью электронного счетчика частиц не поддается в такой степени эмоциональным влияниям. Начиная с концентрации загрязнения примерно порядка 10 мг на 1 литр или при сильном помутнении жидкости, загрязнение можно устанавливать только посредством определения веса грязи (метод весового анализа). При таком методе, однако, не могут классифицироваться отдельные частицы загрязнения.

Большой частью являются сервоклапаны и пропорциональные клапаны самыми чувствительными по отношению к загрязнениям компонентами на гидравлической установке. Поэтому они определяют класс общего загрязнения рабочей жидкости на масляной основе, а вследствие этого и требуемую тонкость фильтра.

**Структура классов загрязненности**

В настоящее время в распоряжении имеются 5 систем классификации (ISO – Международная организация по стандартизации – 4406 или CETOP RP 74H, NAS 1638, SAE, Mil.std. 1246A). Как это можно установить с помощью приведенного ниже списка, такие системы могут сравниваться между собой.

ISO 4406 или CETOP RP 70H	Частицы 1 мл < 10 мк	ACFTD содержа- ние твердых веществ мг/л	MIL STD 1246 A (1967)	NAS 1638 (1964)	SAE (1963)
26/23	140000	1000			
25/23	85000		1000		
23/20	14000	100	700		
21/18	4500			12	
20/18	2400		500		
20/17	2300			11	
20/16	1400	10			
19/16	1200			10	
18/15	580			9	6
17/14	280		300	8	5
16/13	140	1		7	4
15/12	70			6	3
14/12	40		200		
14/11	35			5	2
13/10	14	0,1		4	1
12/ 9	9			3	0
18/ 8	5			2	
10/ 8	3		100		
10/ 7	2,3			1	
10/ 6	1,4	0,01			
9/ 6	1,2			0	
8/ 5	0,6			00	
7/ 5	0,3		50		
6/ 3	0,14	0,001			
5/ 2	0,04		25		
2/ 8	0,01		10		

Рис. 3: Таблица сравнения классов чистоты

**Структура ISO 4406**

На диаграмме на оси X подаются размеры частиц. На оси Y приводится количество частиц и частицы подразделяются по числам классов в пределах 1 – 20. Нанесенная на диаграмму прямая описывает распределение частиц в рабочей жидкости на масляной основе. Подъем прямой определяется посредством внесения величины частиц размером в 5 мк и 15 мк. Посредством установки числа класса у частиц в 5 мк и 15 мк описывается прямая распределения частиц (см. на рис. 4).

Для сервоклапанов и пропорциональных клапанов требуется такая чистота масла:

- сервоклапаны 13/10 (красная кривая)
- пропорциональные клапаны 17/14 (синяя кривая)

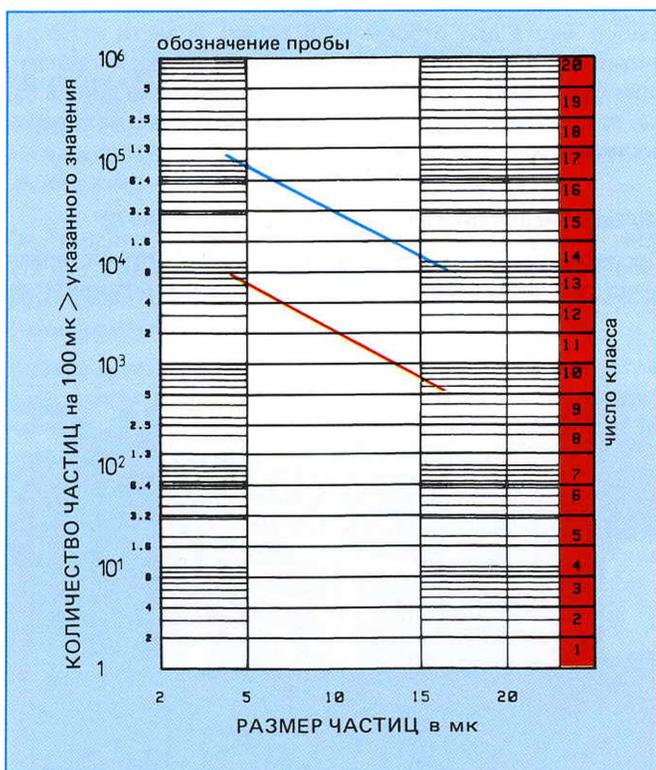


Рис. 4: Структура класса чистоты согласно ISO 4406 или SETOP RP 70H

**Структура NAS 1638**

Отдельные размеры частиц объединяются в 5 диапазонах. Для каждого диапазона подается в каждом классе, таким образом, максимальное количество частиц (см. на рис. 5).

Требуемая чистота масла:

- сервоклапаны NAS 4 до 8 (красный диапазон)
- пропорциональные клапаны NAS 8 до 9 (синий диапазон)

**Класс загрязненности согласно SAE**

Из-за относительно незначительного количества классов загрязненности (9 частиц/мл до 580 частиц/мл) данный класс загрязненности почти не используется.

**Преимущества и недостатки NAS1638 по сравнению с ISO 4406**

Преимущество NAS1638:

Подсчитанные частицы можно немедленно отнести к определенному классу.

Недостаток NAS1638:

Отсутствует точное описание действительно существующего распределения частиц. Требуемый класс можно соблюдать только в одном диапазоне размеров частиц. Поэтому при классификации согласно стандарту NAS1638 следует указывать установленный диапазон размеров частиц.

Преимущество ISO 4406:

Дается описание действительного распределения частиц. Может описываться каждое состояние загрязненности жидкости.

Недостаток ISO 4406:

Метод оценки, требующий больших затрат времени. Измеренное количество частиц должно сначала преобразовываться в порядковое число. После этого возможно описание прямой распределения.

Максимальное количество частиц загрязнения в 100 мл гидравлической жидкости при размере частиц														
мк	класс													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5-15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1024000
15-25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
25-50	4	8	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
50-100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
> 100	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024

Рис. 5: Структура классов чистоты согласно стандарту NAS1638

## Отбор пробы гидравлических жидкостей

### Общий обзор

- Перед отбором проб следует тщательно прополоскать измерительное устройство с помощью растворителей.
- Применять следует только бутылки для отбора проб, которые были очищены с помощью очищенного растворителя.
- Перед отбором проб следует удалять остатки растворителей, в случае их наличия.
- Объем отбираемой пробы: как минимум, 250 мл.
- Перед собственным отбором проб следует приспособление для отбора прополоскать посредством, как минимум, 2 л жидкости, применяемой на установке.
- Отобрать 0-пробу (такая проба не будет использоваться для оценки) .
- Жидкость, которую предстоит исследовать, следует влить в новую, очищенную бутылку. При этом следует пробить защитную пленку с помощью прибора для отбора проб (не снимать пленку с бутылки для отбора проб) .

### Виды отбора проб

- Динамический отбор проб

Место отбора: Установки, находящиеся в эксплуатации (должно быть турбулентное течение) . Просим соблюдать указания стандарта ISO 4021.

- Статический отбор проб

Место отбора: Из гидробака (статическая система) . Просим соблюдать указания в стандарте CETOP RP 95H, раздел 3.

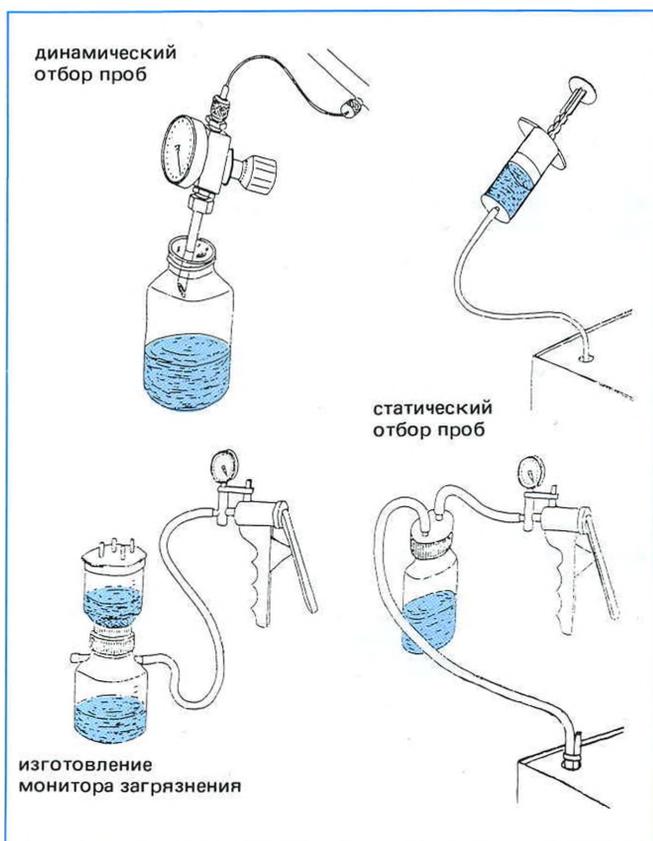


Рис. 6: Виды отбора жидкостей

### Преимущества и недостатки отбора проб

- Преимущество динамического отбора проб  
Качество масла после фильтра или после клапана можно непосредственно измерять. Благодаря этому можно точно определять, какое количество загрязнений подводится к клапану.
- Недосток динамического отбора проб  
Места для отбора проб должны предусматриваться еще во время проектирования установки или следует изготавливать специальные устройства сопряжения. Сложное устройство для отбора проб.
- Преимущество статического отбора проб  
Простой способ отбора проб из гидробака.
- Недосток статического отбора проб  
Определение качества масла только в гидробаке, а не непосредственно на клапане.

Выбор места для отбора проб может повести к неправильному определению чистоты масла. Так, например, если будет выбрано место для отбора проб на днище бака, то там будет другое загрязнение масла, чем на верхнем слое жидкости.

### Multipas - испытание согласно стандарту ISO 4572

Посредством такого испытания определяются степень очистки и поглощательная способность фильтроэлементов.



Рис. 7: Multipas - испытание согласно стандарту ISO 4572

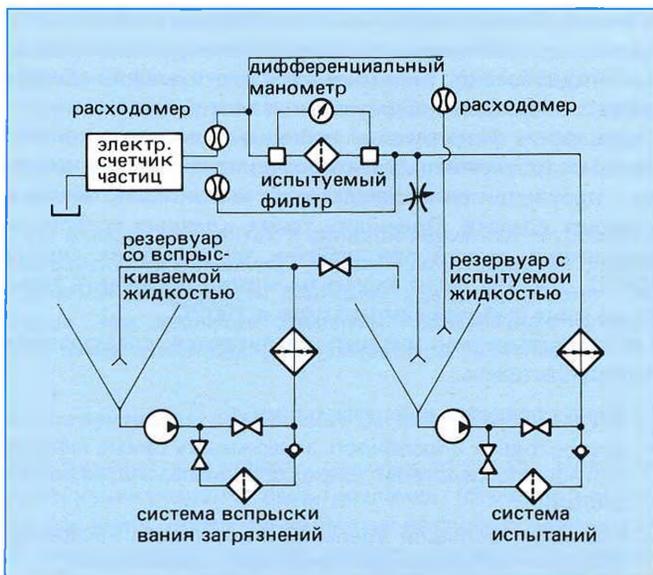


Рис. 8: Схема переключения испытательного стенда согласно ISO 4572

На испытательном стенде предусматриваются 2 гидравлических контура.

Система испытаний с резервуаром, испытуемой жидкостью, насосом, охлаждением/нагревом, расходомером, фильтром с испытуемым элементом и электронным счетчиком частиц.

Контур всprysкивания с насосом, охлаждением/нагревом, всprysкивающим соплом и всprysкиваемой жидкостью. В этом резервуаре жидкость загрязняется посредством контрольной грязи (ACFTD).

Перед испытанием очищаются обе системы посредством ультрафильтров. Испытание начинается лишь только тогда, когда в системах испытаний в наличии будет только предписанное количество частиц загрязнения.

**Ход проведения испытаний**

Из контура всprysкивания будет отдаваться непрерывно небольшое количество жидкости в главный контур. Загрязненная вследствие этого испытуемая жидкость подводится к элементу. Отбираются пробы перед испытуемым фильтром и после него, и в счетчике для подсчета частиц загрязнений производится подсчет таких частиц. Одновременно измеряется разность давлений, образовавшаяся в результате загрязнения. Мерой для способности к удерживанию грязи (тонкости фильтрации) служит показатель  $\beta_x$ .

Общее примечание: Показатель  $\beta_x$  относится всегда к частицам, которые больше, чем рассматриваемая частица X. При изменении разности давлений на фильтроэлементе изменяется также показатель  $\beta_x$ .

**Вычисление показателя  $\beta_x$**

Подсчитанные частицы загрязнений перед фильтроэлементом, которые по своей величине больше определенного размера частицы X, делятся на подсчитанные частицы загрязнений после фильтроэлемента (Подсчитывается одинаковая величина частицы X, при одинаковой разности давлений, в одно и то же время.)

Вычисленное безразмерное число представляет собой тогда показатель  $\beta_x$ .

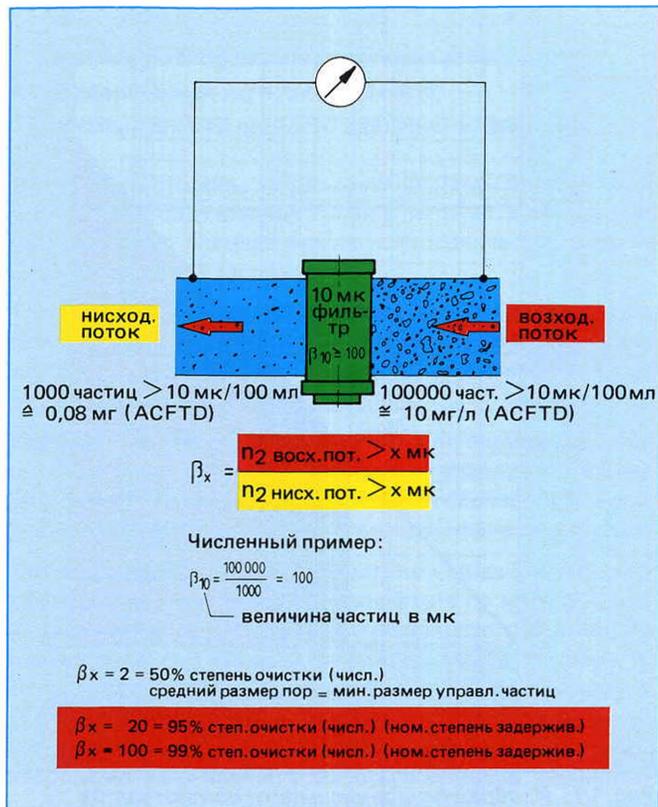


Рис. 9: Изображение отделения частиц загрязнения посредством фильтроэлементов

**Численный пример**

Измеренное число частиц:

Восходящий поток: 10 000 частиц > 3 мк в 100 мл

Нисходящий поток: 100 частиц > 3 мк в 100 мл

$$\beta_3 = \frac{nZ \text{ восходящий поток}}{nZ \text{ нисходящий поток}} = \frac{10\,000}{100}$$

$$\beta_3 = 100 = 99\% \text{ отделения}$$

(также обозначается как степень разделения)

Данные о показателе  $\beta_x$  обозначаются как сепарирующая способность (к.п.д.) фильтроэлемента. Преимущество заключается в том, что диапазон между 90% и 100% может широко раздвигать сепарирующую способность.

Безразмерные показатели  $\beta_x$  могут в любое время преобразовываться в процентные данные сепарирующей способности (см. на рис. 10).

**Зачем требуются данные о показателе  $\beta_x$  ?**

Прежние данные о тонкости фильтрации основаны на различных внутривзаводских испытаниях фильтров различных производителей. Только благодаря указанию показателя  $\beta_x$ , учитывая при этом возникающую разность давлений, стало возможным сравнивать данные тонкости фильтрации различных поставщиков фильтров.

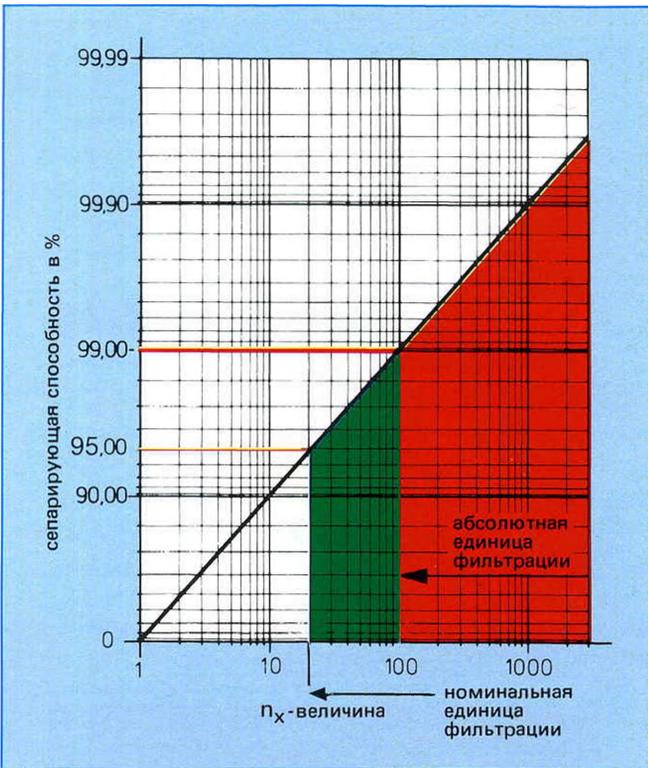


Рис. 10: Изображение зависимости показателя  $\beta x$  от сепарирующей способности в %

**Определение тонкости фильтрации**

До установления показателя  $\beta x$  невозможным является верное высказывания относительно тонкости фильтрации, только посредством показателя  $\beta x$  возможным является дать определенную характеристику.

Существует два различных определения тонкости фильтрации:

**Номинальная тонкость фильтрации** — В данном случае не устанавливаются никакие применимые показатели  $\beta x$ . Это означает для потребителя, что только одна часть фильтруемых загрязнений фильтруется с помощью оптимального фильтра.

Определение:  $\beta x \leq 20$ . Это соответствует сепарирующей способности около 95%.

**Абсолютная тонкость фильтрации** — Начиная с показателя  $\beta x$  величиной  $\geq 100$  или с сепарирующей способности в 99%, обозначается тонкость фильтрации как абсолютная удерживающая способность.

**Свойства фильтроэлементов с многослойной набивкой фильтра** (например, фильтроэлементы фирм Рексрот и Хидак — Rexroth + Hydac — бетамикрон)

Опыты, накопленные на практике и на испытательном стенде, повели к тому, что были разработаны фильтроэлементы с многослойной набивкой.

Исследования с помощью таких фильтров также показали, что только при этой конструкции с многослойной набивкой может поддерживаться требуемая для сервоклапанов и пропорциональных клапанов чистота масла, которая указывается в инструкциях производителей таких клапанов.

Протекание через фильтроэлементы должно производиться, как правило, в направлении снаружи внутрь. Для того, чтобы в монтажное пространство фильтроэлементов

та можно было встроить как можно большую фильтрующую поверхность, следует сложить фильтрующую набивку звездообразно. Конструкция фильтрующей набивки зависит от допустимой разности давлений элемента. Заделывание фильтрующей набивки в концевых колпачках фильтроэлемента, а также соединение концов набивки, производится посредством высококачественных клеящих средств. Прочность таких клеящих средств уменьшается сильно при рабочих температурах свыше 100°C, так что такие элементы можно применять только до макс. рабочей температуры в 100°C. Такие бетамикрон-элементы отличаются следующими преимуществами:

- точно определенный размер пор;
- превосходная способность задерживать самые мелкие частицы посредством широкого диапазона разности давлений;
- благодаря большой удельной поверхности наслоения высокая поглощающая способность загрязнений;
- хорошая химическая стойкость;
- защита от повреждений элемента, благодаря высокому сопротивлению продавливанию, например, при пуске в холодном состоянии, при пиках давления переключения и пиках разности давлений;
- вода и доли воды в гидравлической жидкости не вызывают понижения фильтрующей способности.

**$\beta x$  - стабильность**

Для таких элементов могут указываться показатели  $\beta x$  при высоких разностях давлений. Как демонстрируется на рис. 11, поддерживают бетамикрон-элементы конструктивного исполнения ВН постоянные показатели  $\beta x$  вплоть до высоких разностей давлений на фильтроэлементе.

Такая стабильность показателя  $\beta x$  требуется для того, чтобы обеспечивать бесперебойный режим работы сервоклапанов и пропорциональных клапанов.

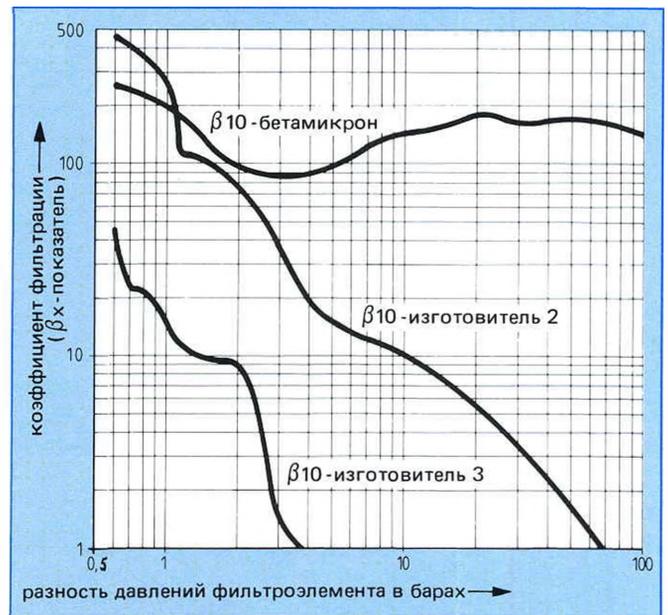


Рис. 11: Характеристика  $\beta_{10}$ -показателей в зависимости от повышения разности давлений элементов различных изготовителей

Динамически гидравлические нагрузки, пики давлений в связи с быстро выполняемыми операциями по переключению, молниеносно изменяющиеся потоки и отличающиеся друг от друга температурные диапазоны, непринятие во внимание индикации загрязнений — все это не оказывает неблагоприятного воздействия на задерживающие способности таких элементов.

При фильтроэлементах в сливной линии (со встроенным перепускным клапаном) показатели  $\beta_x$  должны поддерживаться до разности давлений, которая во много раз выше, чем давление открытия перепускного клапана или точки срабатывания индикации загрязнений.

**Конструктивные особенности бетамикрон-элементов**

**Направление протекания:** снаружи во внутрь. Инверсия протекания разрушит фильтроэлемент (отрицательные пики давления, образование вмятин на фильтроэлементах). В таких случаях следует встроить быстрозакрывающиеся обратные клапаны после фильтроэлемента. Прекрасно оправдал себя монтаж корпуса фильтра со встроенными клапанами (например, конструктивный ряд фильтров DFF) в таких случаях.

**Звездообразное складывание:** Для обеспечения большей фильтрующей поверхности, а вследствие этого длинного срока службы, предусматривается для фильтроэлемента звездообразно сложенная набивка фильтра (матрица).

**Срок службы фильтроэлементов:** Срок службы или интервалы между сменой фильтроэлементов устанавливаются в зависимости от поглощательной способности фильтров удерживать грязь. Такая способность может чрезвычайно отличаться при одинаковом элементе, но при различных рабочих режимах.

К влияющим физическим величинам относятся:

- нагрузка со стороны загрязнения системы,
- гидравлическая нагрузка элемента,
- полезный спектр разности давлений на элементе.

Нагрузка со стороны загрязнения системы определяется посредством образования грязи в системе, доли проникновения грязи, размера частиц и их количества, а также посредством вида загрязнений.

К влияющим физическим величинам для гидравлической нагрузки относятся: поверхность фильтрующего элемента, поток, рабочая вязкость, а также рабочее давление и рабочая среда.

Влияющие физические величины для элементов определяются посредством эффективного улавливаемого размера частиц, высокой поглощательной способности фильтров удерживать грязь и конструкции набивки фильтра.

Для того, чтобы для поглощательной способности удерживать грязь можно было обеспечивать по мере возможности больший полезный спектр разности давлений, рекомендуется при определении типоразмера исходить по мере возможности из незначительной потери давления при чистом элементе. Это изображается наглядно на рис. 12. Здесь подается разность давлений на элементе при повышении загрязнения и рабочего времени. Можно ясно распознать, что при незначительной начальной разности давлений  $\Delta p$  возможной является более высокая реальная поглощательная способность удерживать грязь, чем при высокой начальной разности давлений  $\Delta p$ . В обоих случаях составляют перепускной клапан, индикатор загрязнений или постоянство разности давлений элемента верхний предел для максимальной нагрузки элемента.

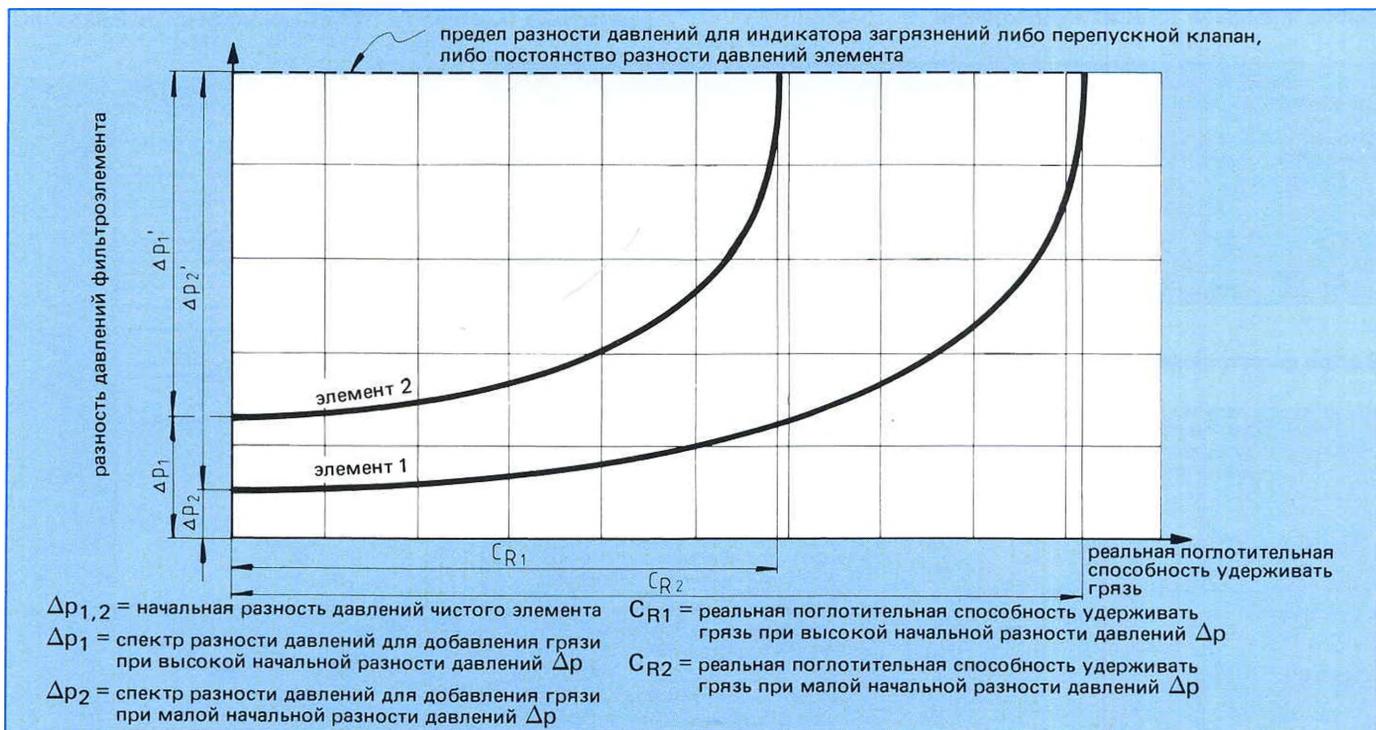


Рис. 12: Отбор грязи в зависимости от начальной разности давлений  $\Delta p$

### Выбор параметров для фильтра

Решающую роль при выборе соответствующего гидравлического фильтра играют, наряду с требованием относительно надежности в эксплуатации и срока службы для сервоклапанов и пропорциональных клапанов, также стоимость установки и эксплуатационные расходы.

Благодаря выбору фильтроэлементов тонкой очистки и высокого качества, предоставляется возможность значительным образом улучшать надежность в эксплуатации и срок службы сервоклапанов и пропорциональных клапанов.

При определении типоразмера фильтра, тонкости фильтрации и конструкции фильтра следует учитывать следующие критерии:

- Чувствительность к загрязнению сервоклапанов и пропорциональных клапанов:

Следует обращать внимание на тонкость фильтрации или требуемый класс чистоты.

- Область применения всей гидравлической установки

При этом следует обращать внимание на возможную нагрузку со стороны загрязнения под воздействием окружающей среды (лабораторная установка или установка на металлургическом заводе).

- Определение расхода

Такой расход может быть временами выше, чем макс. объемная подача насоса (например, при дифференциальных цилиндрах или сливных линиях из нескольких контуров).

- Допустимое падение давления (корпус и элемент) при чистом элементе

#### При напорных фильтрах:

1,0 бар, при чистом элементе и рабочей вязкости.

#### При фильтрах в сливной линии:

0,5 бар, при чистом элементе и рабочей вязкости.

- Допустимая разность давлений фильтроэлемента должна соответствовать условиям системы на месте монтажа фильтра

- Должна обеспечиваться совместимость материалов фильтра с напорной жидкостью

- Расчетное давление корпуса фильтра (рабочее давление)

- Определение конструкции фильтра:

Какого вида индикатор загрязнений следует встраивать (с оптической, электрической или электронной индикацией)? При напорном фильтре не следует встраивать никакого перепускного клапана.

- Рабочая температура или расчетная температура

### Размещение фильтров в контуре гидросистемы

Тонкость фильтрации, избранная в зависимости от случая применения, должна быть одинаковой у всех применяемых фильтров в контуре гидросистемы (гидросистема – запровочный и вентиляционный фильтры).

На установках с более крупным объемом масла производится большей частью фильтрация основного потока посредством фильтра в сливной линии (тонкость фильтрации 20 мк абс.). Требуемый класс чистоты для рабочей среды достигается для пропорциональных клапанов и сервоклапанов посредством использования напорного фильтра с требуемой тонкостью фильтрации непосредственно перед клапаном.

Дополнительно к такому размещению рекомендуется монтаж установки фильтрования в байпасной линии с тонкостью фильтрации 5 мк абс.

**Внимание:** При таком размещении фильтров должны выбираться больших размеров параметры для напорного фильтра в связи с ожидаемой высокой нагрузкой загрязнения.

### Выбор желаемой тонкости фильтрации

классы загрязнения СЕТОР RP70		классы загрязнения NAS 1638		Предлагаемые тонкости фильтрации $\beta_x \geq 100$	Применение для
>5 мк	>15 мк	>5 мк	>15 мк		
13	10	4 и 5	3 и 4	X = 3	сервоклапанов при раб. избыт. давлении > 160 бар
15	12	6 и 7	5 и 6	X = 5	сервоклапанов при раб. избыт. давлении < 160 бар
17	14	8 и 9	7 и 8	X = 10	пропорциональных клапанов

### Выбор фильтроэлементов

Тип элемента	Постоянство разности давлений	Тонкость фильтрации x	Обозначение элементов на фирме Рексрот	Диапазоны применения
VN/HC	210 бар	3	... D 003 VN/HC	напорный фильтр, предохранение функции и длительности службы сервоклапанов и пропорциональных клапанов
		5	... D 005 VN/HC	
		10	... D 010 VN/HC	
VN/HC	30 бар	3	... R 003 VN/HC	фильтр в сливной линии с перепускным клапаном; давление открытия: 3 бара
		5	... R 005 VN/HC	
		10	... R 010 VN/HC	
VN/HC	30 бар	3	... D 003 VN/HC	фильтр в ответвлении, фильтроэлемент для промывания установки
		5	... D 005 VN/HC	
		10	... D 010 VN/HC	

Макс. рабочая температура фильтроэлементов составляет 100°C.

Фильтроэлементы должны подвергаться контролю качества при их изготовлении (ISO 2942).

### Выбор корпуса фильтра

Вид фильтра	Определение типоразмера фильтра	Примечания
Напорный фильтр	$\Delta p_{\text{корпуса}} + f \cdot \Delta p_{\text{элемента}} \leq 1,0 \text{ бар}$	без перепускного клапана
Фильтр в сливной линии	$\Delta p_{\text{корпуса}} + f \cdot \Delta p_{\text{элемента}} \leq 0,5 \text{ бара}$	с перепускным клапаном
Фильтр в ответвлении	$\Delta p_{\text{корпуса}} + f \cdot \Delta p_{\text{элемента}} \leq 0,3 \text{ бара}$	объемная подача насоса около 5 – 10% емкости бака без перепускного клапана

$f$  = коэффициент повышения вязкости

### Влияние вязкости на выбор параметров для фильтров

Указываемые в проспектах графические характеристики корпуса фильтров и фильтроэлементов взяты по отношению к вязкости, например, к вязкости в 30 мм<sup>2</sup>/сек. Если расчетная вязкость (большая частью рабочая вязкость) отклоняется от такой базовой вязкости, то потеря давления на фильтроэлементе (значение на диаграмме) должна пересчитываться на потерю давления при рабочей вязкости.

Такой пересчет осуществляется посредством коэффициента повышения вязкости "f".

### Определение коэффициента повышения вязкости "f"

$$f = \frac{\frac{\text{расчетная вязкость}}{30} + \sqrt{\frac{\text{расчетная вязкость}}{30}}}{2}$$

Расчетная формула по Панцеру - Байтлеру, "Рабочее пособие по проектированию гидравлических установок, работающих на масле, и их эксплуатация", 2-е издание, 1969 г.

Диапазон достоверности для такой формулы пересчета лежит в пределах 30 – 3000 мм<sup>2</sup>/сек.

### Определение коэффициента "f" с помощью диаграммы

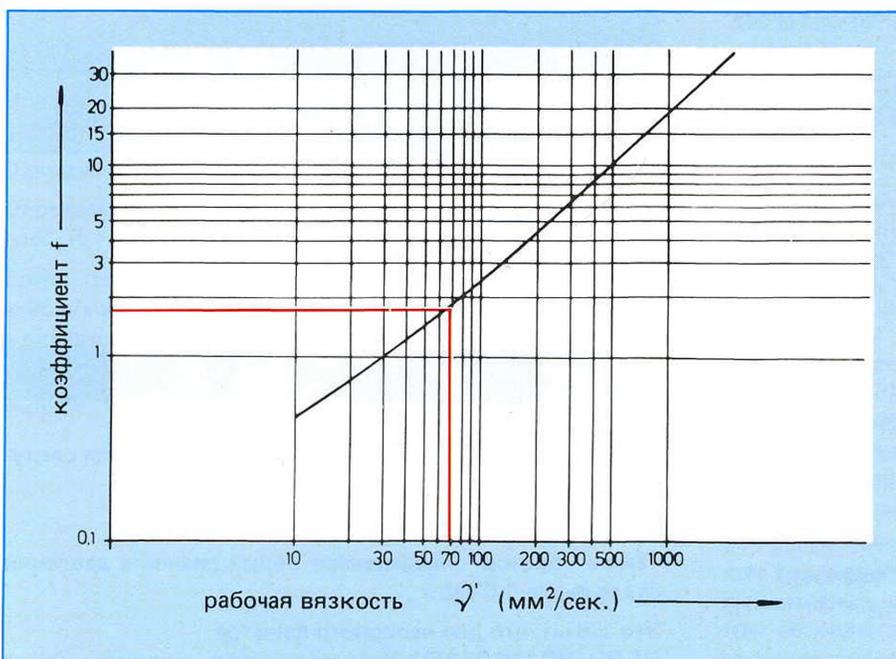


Рис. 13: Графическое изображение коэффициента пересчета вязкости

**Пример**

Кривые изображаются в проспекте при 30 мм<sup>2</sup>/сек. Гидравлическая установка работает с помощью гидравлической жидкости на масляной основе согласно ISO VG 68. Рабочая температура составляет 40°C. Расчеты для гидравлического фильтра должны производиться при указанной рабочей температуре.

1) Вычисление коэффициента f с помощью формулы:

$$f = (68/30 + \sqrt{68/30})/2 = 1,89$$

$$f = 1,89$$

2) Определение коэффициента f с помощью диаграммы:

С рис. 13 можно непосредственно считывать коэффициент "f" (красная линия).

$$f = 1,9$$

**Влияние плотности жидкости, которую предстоит фильтровать, на типоразмер фильтра**

Диаграммы корпуса были определены при плотности в 0,86 кг/дм<sup>3</sup> (минеральное масло). Если такая плотность изменится, то установленная разность давлений должна пересчитываться пропорционально к изменению плотности.

**Определение общей разности давлений на основании графических характеристик корпуса и графических характеристик элементов**

Пример:

- гидравлическая установка с пропорциональными клапанами
- расход: 50 л/мин.
- сорт масло: ISO VG 68
- рабочая температура: 40°C
- рабочее давление: 300 бар
- с электрическим индикатором загрязнения

Способ определения

– Определение тонкости фильтрации  
 Выбрать на диаграмме "Выбор желаемой тонкости фильтрации" тонкость фильтрации; например: диапазон применения: пропорциональные клапаны. Рекомендуемая тонкость фильтрации 10 мк ( $\beta_{10} \geq 100$ ) может считываться.

– Определение конструкции фильтра  
 Фильтр должен встраиваться непосредственно перед пропорциональным клапаном (предохранение функции и длительности службы). Рабочее давление 300 бар: DF – корпус фильтра должен встраиваться без перепускного клапана.

– Определение конструкции элемента  
 На диаграмме "Выбор фильтроэлементов" следует выбрать тип элемента и обозначение элемента.; например: диапазон применения: пропорциональные клапаны, предохранение функции и длительности службы.

Требуемый тип элемента: VH/HC  
 Обозначение элемента: ... D10 VH/HC

– Определение коэффициента повышения вязкости "f"  
 Установить коэффициент "f" на основании рис. 3:  $f = 1,9$

– Определение типоразмера фильтра

Принятый типоразмер: DF... 110

На основании диаграммы корпуса определить давления при Q = 50 л/мин.

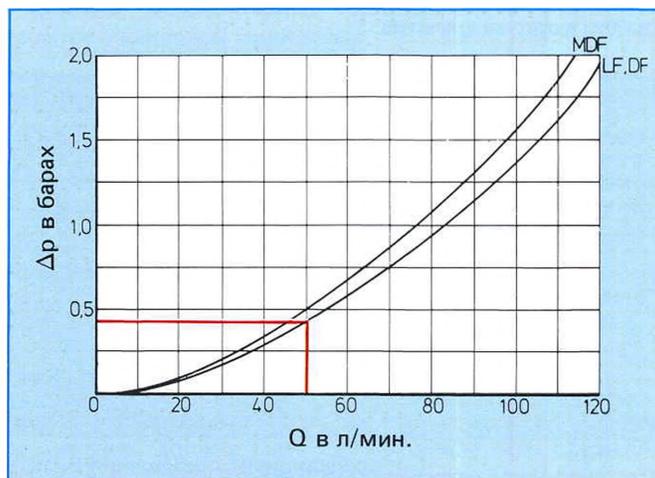


Рис. 14: Диаграмма корпуса из проспекта напор. фильтра

$$\Delta p_{\text{корпуса}} = 0,4 \text{ бара}$$

Определить на диаграмме элемента потерю давления при Q = 50 л/мин.

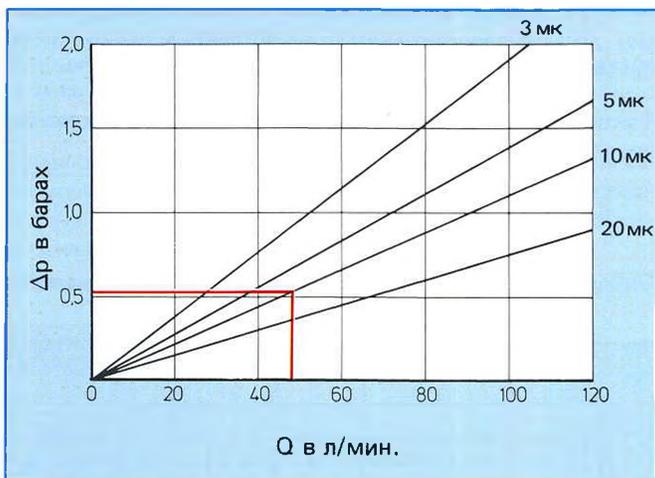


Рис. 15: Диаграмма элемента

$$\Delta p_{\text{элемента}} = 0,6 \text{ бара}$$

– Определение общей разности давлений

$$\Delta p_{\text{общая}} = \Delta p_{\text{корпуса}} + f \cdot \Delta p_{\text{элемента}}$$

Для фильтра DFVH/HC 110 G10 C1.X потребуется следующее вычисление:

$$\Delta p_{\text{общая}} = 0,4 \text{ бара} + 1,9 \cdot 0,6 \text{ бара} = \underline{1,54 \text{ бара}}$$

Таким образом определенная общая разность давлений будет выше 1,0 бар.

Это значит, что для напорного фильтра DF VH/HC 110 G10 C1.X были выбраны слишком малые параметры.

Теперь следует произвести еще раз вычисления, исходя из большего типоразмера. Если вычисленная общая разность давлений будет ниже макс. начальной заданной разности давлений, то для фильтра были выбраны требуемые параметры.

Для того, чтобы упростить такой относительно сложный метод работы для выбора параметров фильтра, предусматриваются диаграммы для определения типоразмеров фильтра.

**Метод работы при использовании диаграмм для определения типоразмеров**

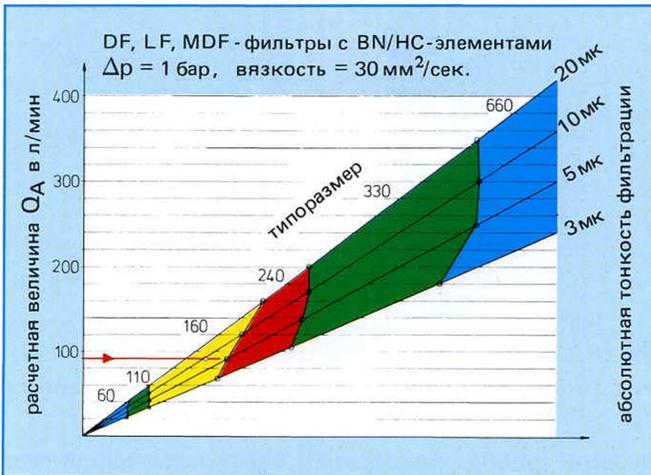


Рис. 16: Диаграмма для определения типоразмеров фильтра при напорных фильтрах

Точка пересечения количества протекающей жидкости (расхода) и тонкости фильтрации определяет типоразмер фильтра.

Если расчетная вязкость отклоняется от лежащей в основе диаграммы вязкости в 30 мм<sup>2</sup>/сек., то количество протекающей жидкости следует увеличить на коэффициент пересчета вязкости "f".

**$Q_{\text{диаграмма}} = Q_{\text{выбора параметров}} \cdot f$**

Пример:  
пропорциональный клапан (предыдущий пример)

$Q_{\text{диаграммы}} = 50 \text{ л/мин.} \cdot 1,9 = 95 \text{ л/мин.}$

Определение типоразмеров на основании диаграммы (рис. 16)

Точка пересечения количества протекающей жидкости в 95 л/мин. с тонкостью фильтрации в 10 мк находится в диапазоне для типоразмера 160.

В результате этого применяться должен следующий фильтр: DF VH/HC 160 G 10 C 1.X

Для выбора параметров для фильтров в сливной линии (монтаж в баке) следует применять следующие диаграммы (рис. 17 и 18)



Рис. 17: Диаграмма для определения типоразм. фильтров при фильтрах в сливных линиях с Q до 200 л/мин.

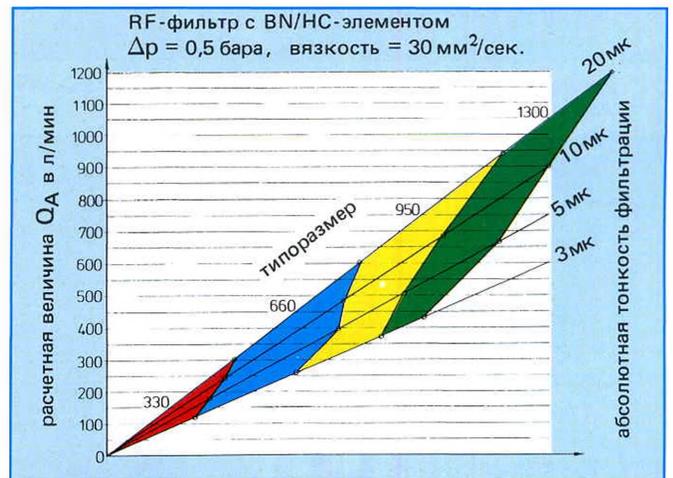


Рис. 18: Диаграмма для определения типоразм. фильтра при фильтрах в сливных линиях с Q до 1200 л/мин.

**Выбор параметров для фильтров при фильтрации трудновоспламеняемых жидкостей**

При фильтрации трудновоспламеняемых жидкостей в большинстве случаев могут применяться серийные фильтры только условно.

В зависимости от состава жидкости следует производить изменения на корпусе фильтра или его элементе.

При фильтрации таких жидкостей следует уделять особое внимание совместимости с материалом фильтра. В настоящее время у изготовителей фильтров накопилось достаточно опыта для того, чтобы можно было предложить в зависимости от вида жидкости стойкие фильтры. При этом отчасти следует применять другие материалы и предусматривать определенные мероприятия для предохранения поверхности. Это касается также индикаторов загрязнения и других принадлежностей. Кроме того, для трудновоспламеняемых жидкостей по сравнению с минеральными маслами рекомендуется применять фильтры больших размеров. Это является необходимым из-за более высокой характеристики износа компонентов, мыльных остатков, образования микроорганизмов, а

также из-за изменения связывающей способности грязи. При выборе параметров для системы фильтрации рекомендуется посоветоваться с изготовителем фильтров.

#### Выбор параметров для вентиляционных фильтров бака

Значительное влияние на грязевую нагрузку системы имеет доля проникновения грязи. В этом отношении особое задание должна выполнять вентиляция бака. Такая вентиляция должна предотвращать, чтобы загрязнения в окружающей среде смогли проникать в систему, несмотря на обмен воздуха. Неправильно или небрежно проектированная вентиляция резервуаров может вызывать дополнительную, сильную нагрузку для контура фильтрации, и вследствие этого это будет укорачивать срок службы фильтроэлементов. Значения мощности вентиляционных фильтров должны быть согласованы с фильтрами в системе. При выборе параметров фильтров просим учитывать следующие технические данные:

тонкость фильтрации:  $\beta_3 \geq 100$ ;

расчетная величина для воздушного фильтра: 10-кратное макс. колебания объема в резервуаре для жидкости;

расчетная разность давлений при чистом фильтроэлементе и расчетной величине: 0,02 бара.

#### Конструктивные особенности гидравлических фильтров

##### Напорный фильтр (монтаж в линии)

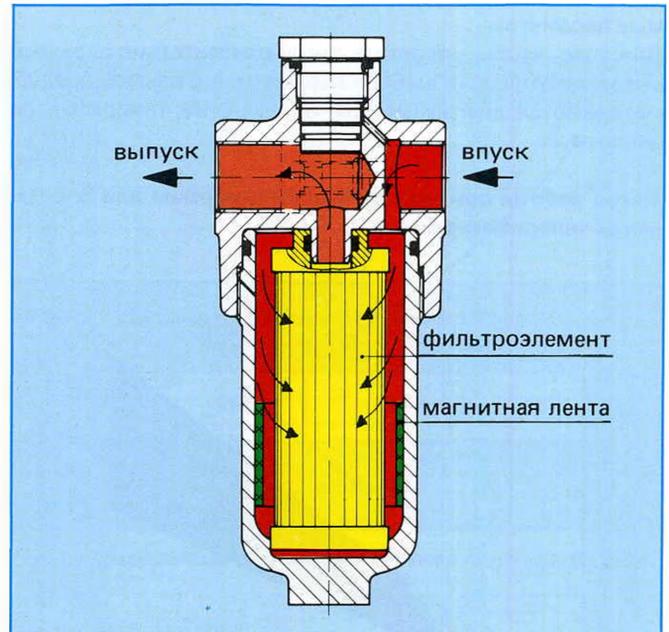


Рис. 19: Напорный фильтр в разрезе (монтаж в линии)

Фильтры должны применяться без перепускных клапанов. Жидкость должна всегда протекать через фильтроэлемент в направлении снаружи во внутрь (Просим учитывать стрелку для указания направления потока на головке фильтра.). Непремено следует встраивать индикатор загрязнения фильтра.

Напорные фильтры для непосредственного пристраивания к пропорциональным клапанам и сервоклапанам.

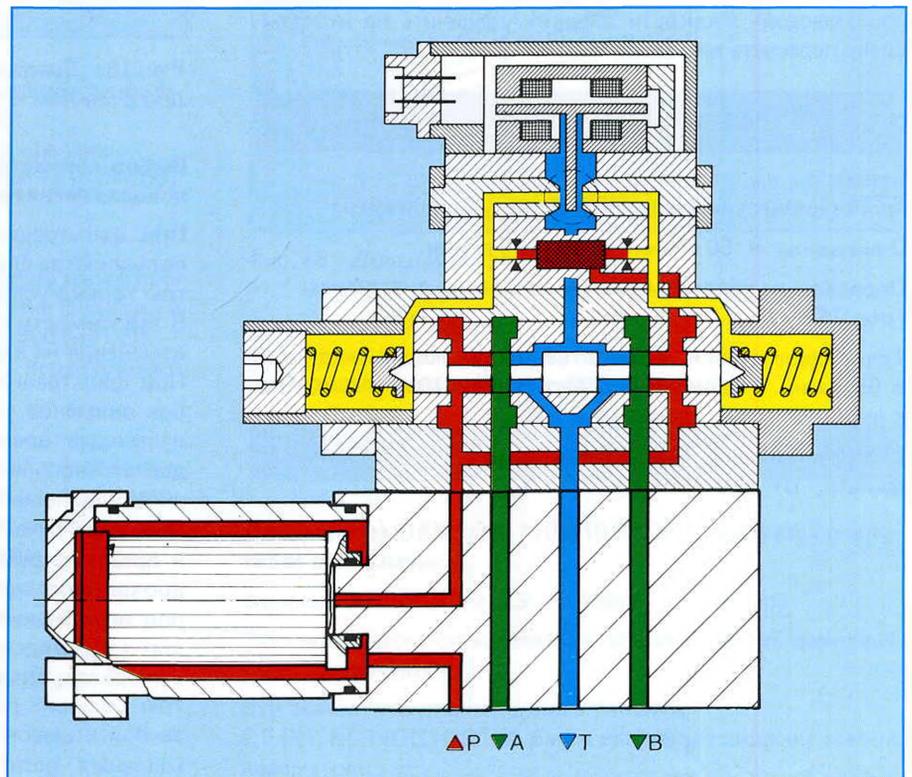


Рис. 20:  
Напорный фильтр, размещенный непосредственно под клапаном

Благодаря такому размещению фильтра обеспечивается, чтобы между фильтром и клапаном не могло быть никаких загрязнений и чтобы вместе с функцией клапана смогла осуществляться промывка установки.

Фильтры в сливной линии (монтаж в баке)

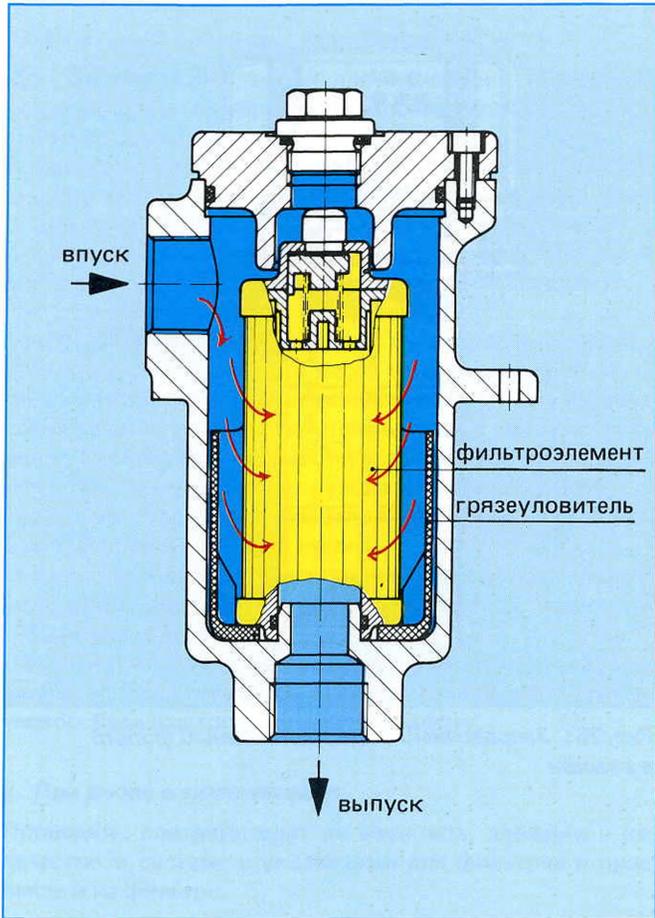


Рис. 21: Фильтр в сливной линии в разрезе (монтаж в баке)

Для того, чтобы исключалась возможность ошибочных включений на клапанах или других гидравлических приборах, фильтры в сливной линии применяются большей частью в сочетании с перепускными клапанами.

Протекание жидкости через фильтроэлемент осуществляется, как правило, всегда в направлении снаружи во внутрь.

Непреренно следует предусматривать индикатор загрязнения фильтра, поскольку в противном случае не сможет регистрироваться открывание перепускного клапана. Благодаря монтажу грязеуловителя предотвращается, чтобы при смене элемента смогла попадать сильно загрязненная жидкость в бак.

Указанное рабочее избыточное давление в 25 бар относится к корпусу фильтра при динамической нагрузке.

**Индикации загрязненности**

Для индикации и контроля точки для смены или очистки фильтроэлементов имеются различные конструктивные исполнения индикаторов загрязненности. При оптической индикации следует следить за тем, чтобы она не закрывалась посредством деталей обшивки, поскольку в таком случае она будет упускаться из виду. Электрические индикации могут монтироваться на труднодоступных местах, поскольку индикация момента времени для проведения теххода производится с помощью часто применяемого электрического сигнала.

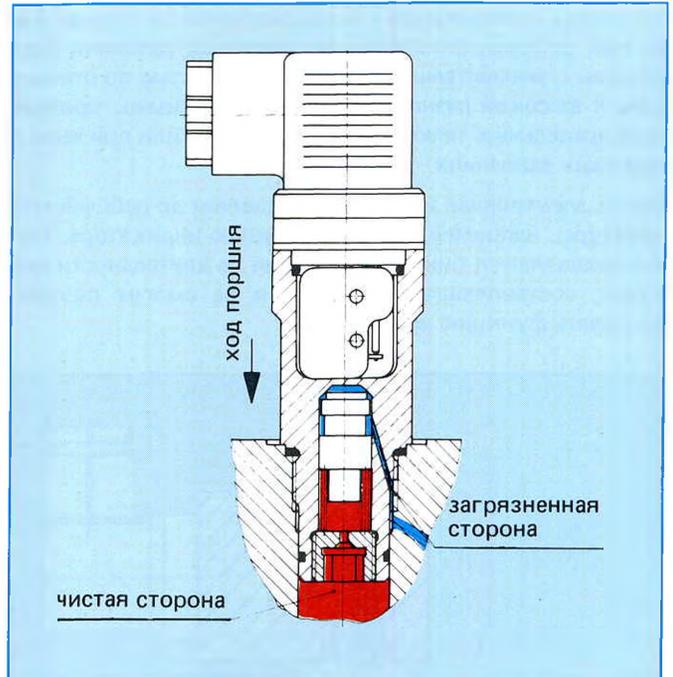


Рис. 22: Электр. индикатор загрязненности фильтра

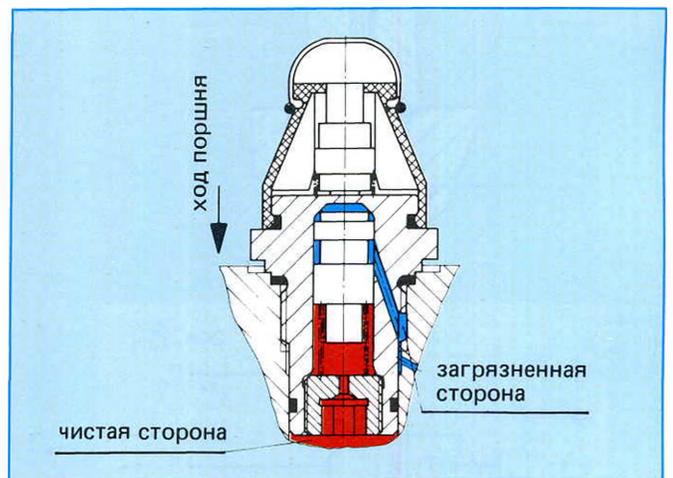


Рис. 23: Оптический индикатор загрязненности фильтра

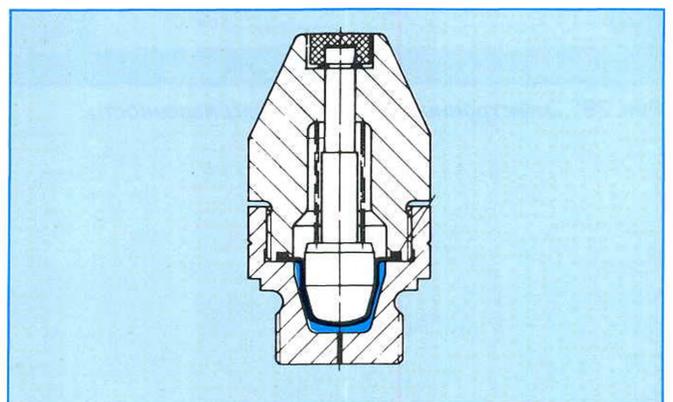


Рис. 24: Оптический индикатор скоростного напора для фильтров в сливной линии

Для особых случаев применения в распоряжении имеются электронные индикаторы загрязненности. Такие индикаторы применяются с большим успехом прежде всего при динамических производственных условиях в сочетании с элементами с высокой стойкостью по отношению к высокой разности давлений. Например: при низких предельных температурах при пуске или при частых пиковых давлениях.

Такая электронная индикация подавляет до рабочей температуры, например, в 32°C функцию индикатора. Также подавляются пиковые давления до длительности действия, составляющей 9 секунд, и не смогут поэтому включать функцию индикатора.

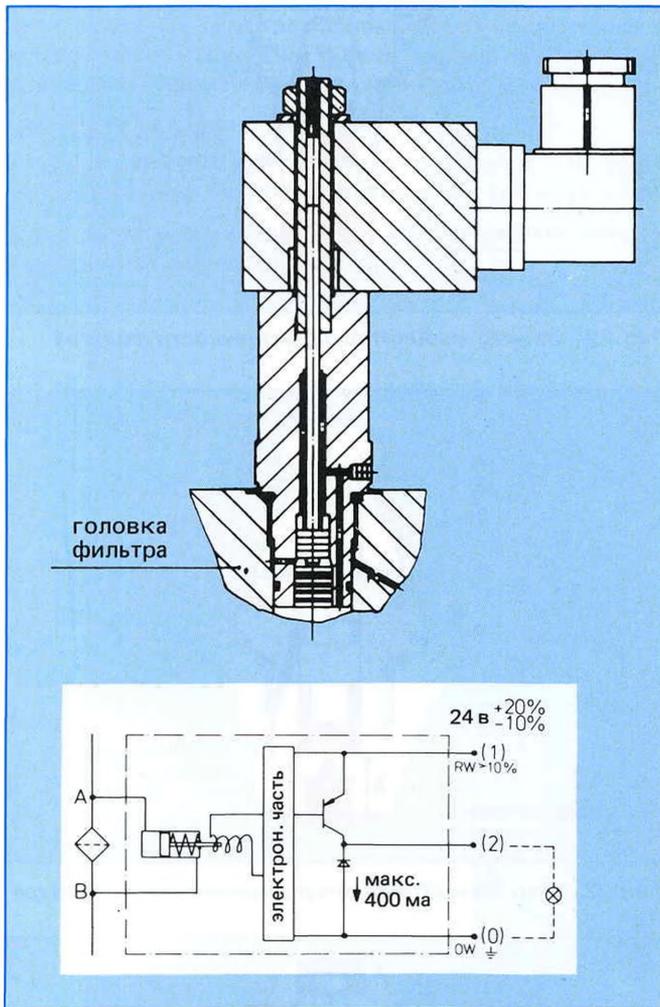


Рис. 25: Электронный индикатор загрязненности

### Заправочный и вентиляционный фильтр

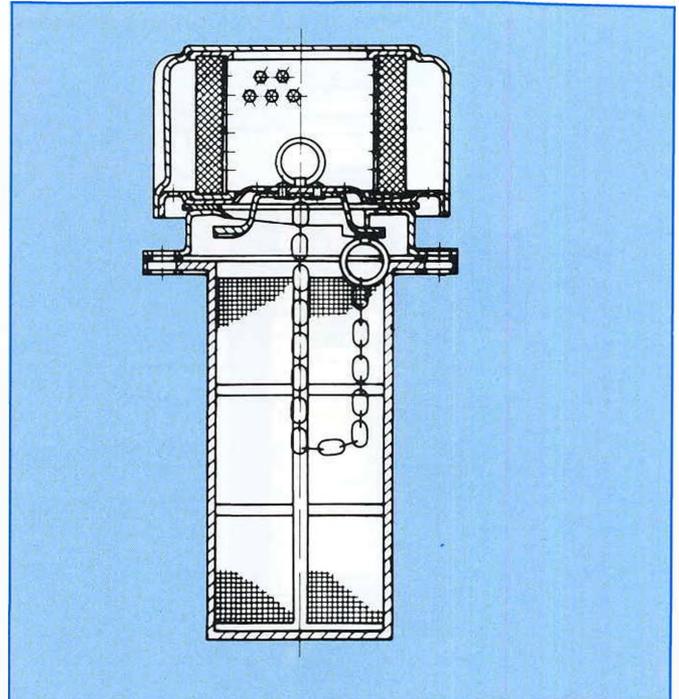


Рис. 26: Заправочный и вентиляционный фильтр в разрезе

## Указания для проведения теххода

### 1. Заправка и промывка гидравлической установки

Другую возможность для проникновения загрязнений снаружи представляет собой заправка установки рабочей жидкостью.

В связи с изготовлением, разливом, транспортом и складированием новая рабочая жидкость может иметь относительно высокую степень загрязненности. Для того, чтобы можно было исключить такую возможность, рекомендуется такую жидкость вливать в систему через один из фильтрующих агрегатов, изображенных на *рис. 2*.

Такие фильтрующие агрегаты также хорошо годятся для промывки установки перед ее вводом в эксплуатацию. В результате промывки понижаются загрязнения, возникшие вследствие монтажных работ, до требуемой для надежного режима работы установки степени загрязненности, не нагружая без нужды фильтры системы.

Размер присоединения для заполнения следует выбирать в соответствии с подачей насоса.

В качестве тонкости фильтрации следует предусматривать, как минимум, такую же тонкость фильтрации, как у фильтров в системе.

Для быстрого управления приборами, изображенными на *рис. 2*, рекомендуется предусматривать на гидравлическом баке быстродействующую муфту.

### 2. При вводе в эксплуатацию

Проверять, соответствуют ли жидкость, давление и количество в системе с указаниями для фильтров в проспекте и на фильтре.

### 3. Во время рабочего режима

Открывать корпус фильтра и очищать фильтр при срабатывании индикации.

Если на корпусе будет установлена утечка, то в таком случае следует возобновить соответствующее уплотнение.

*Внимание!* Перед открыванием снять давление с фильтра.

### 4. Смена элементов

- а) Все фильтроэлементы следует, как правило, менять по истечении года эксплуатации.
- б) При поступлении сигнала "Фильтр загрязнен" следует менять элемент.
- в) При смене элемента не должна проникать в гидросистему никакая загрязненная среда. Загрязненная среда должна сливаться из корпуса фильтра перед сменой элемента.

Для заметок

Глава L

**Примеры выполненных установок с  
использованием пропорциональных клапанов  
и сервоклапанов**

Йозеф Хуттер

## Предисловие

Все больше и больше возрастают требования, предъявляемые к пропорциональной технике. В такой же степени повышаются требования, предъявляемые к плановикам гидравлических установок, использующих такую технику.

Наряду с хорошими знаниями о функциях приборов, при монтаже переключений следует обратить внимание на некоторые важные критерии, как, например:

- Собственная частота системы.
- Правильный выбор поршня.  
Падение давления на кромках управления !
- Диапазон управления —  $Q_{\min.}/Q_{\max.}$
- Влияние изменений массы, скорости, давления и вязкости.  
Пределы зависящего от времени замедления.
- Требуются ли клапаны постоянной разности давлений?  
Клапан постоянной разности давлений на входе / клапан постоянной разности давлений на выходе.
- Требуются ли тормозные клапаны или подпорные клапаны ?
- Преобразование давления при дифференциальных цилиндрах и клапан постоянной разности давлений на выходе.  
Суммарное давление у двигателей !
- Является ли целесообразным и необходимым повышение разности давлений  $\Delta p$  регулирования на клапанах постоянной разности давлений ?
- Является ли вообще возможным регулирование или необходимо будет предусмотреть регулирование ?
- Выбор клапанов с требуемыми динамическими свойствами для соответствующего задания, в особенности при регулировании.

Последующие примеры из различных отраслей промышленности дадут общий обзор типичных постановок задач. На основании таких примеров можно ясно установить, что при этом учитывались указанные критерии.

Существенную роль для проектирования управлений и приводов в пропорциональной технике играет точное определение постановки задач. Если будет налицо точно представленная постановка заданий, то — почти без исключений — при первом подходе к решению таких заданий возможным является определить оптимальное решение.

### Радиоуправление для монорельсовой подвесной дороги на горных разработках

Для транспорта материала и перевозки людей применяются на горных разработках монорельсовые подвесные дороги с канатным управлением.

Благодаря простой перестановке скорости, сохраняя при этом требуемые тяговые усилия во всем диапазоне скорости вращения, хорошо оправдали себя гидростатические передачи для транспортных установок с канатным управлением.

Изменение объема подачи насоса, а вследствие этого скорости дороги, осуществляется в зависимости от давления управления. Угол поворота аксиально-поршневого насоса пропорционален давлению управления датчика..

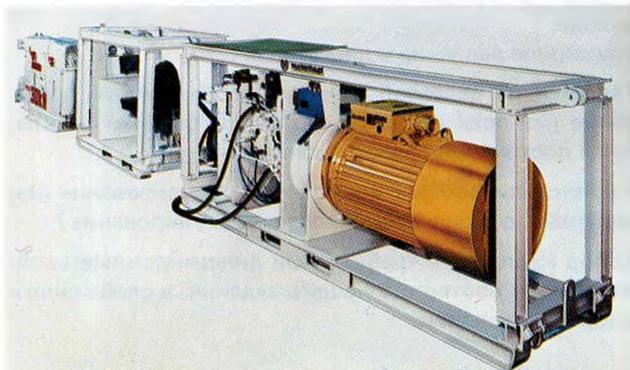
Для того, чтобы обеспечивалась непрерывная готовность к вводу в эксплуатацию, предусматривается для регулирования давления управления, а вследствие этого для перестановки насоса, 2 системы:

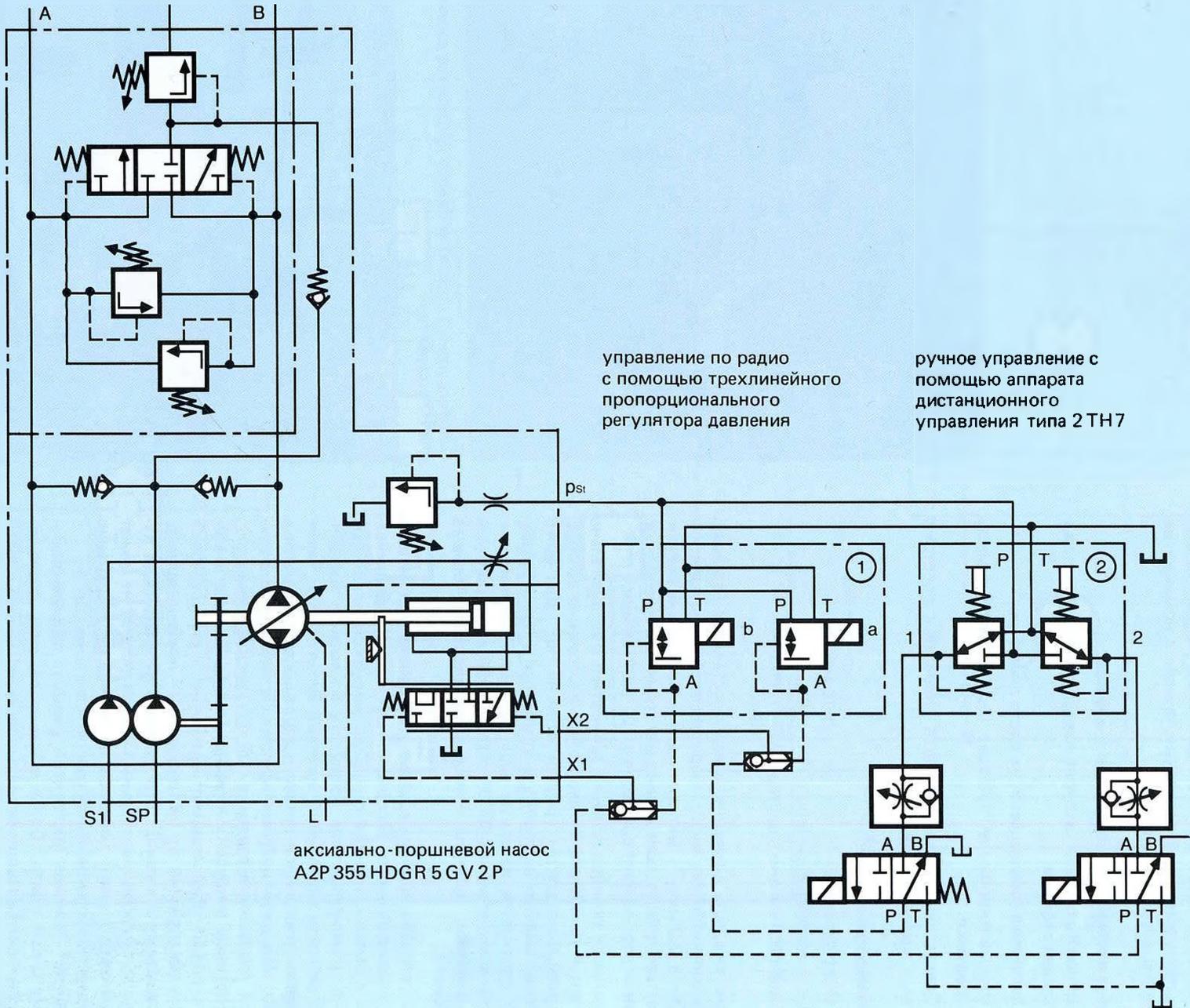
- 1) система с трехлинейным пропорциональным регулятором давления 3 DREP6 C (поз. 1)
- 2) система с аппаратом дистанционного управления 2 TH7 (поз. 2), управляемого от руки.

Включение в действие регулятора давления производится через радиосвязь. Для этого у машиниста имеется в распоряжении переносный радиопередатчик. Передача на высокой частоте между передатчиком и приемником производится в диапазоне частот около 30 мгц. Полученные частотномодулированные сигналы основаны на цифровом методе модуляции, так называемой кодово-импульсной модуляции (КИМ), который по сравнению с другими методами обеспечивает максимальную надежность связи.

При ручном управлении приводом ходового устройства через аппарат дистанционного управления 2 TH7 с поста управления оператор поддерживает связь с машинистом поезда через радиотелефон. Для передачи радиосигналов служит размещенный вдоль участка пути коаксиальный кабель.

Как пропорциональный регулятор давления 3 DREP6 C, так и аппарат дистанционного управления 2 TH7, были сконструированы и допущены к вводу в эксплуатацию согласно нормам и правилам безопасности на горных разработках BVS.





**Привод ходового устройства для вагонетки для смены цистерн на одном сталеплавильном заводе по производству бессемеровской стали.**

Футеровки конвертеров изнашиваются и должны время от времени возобновляться. Для этого конвертер должен перемещаться на различные позиции с помощью вагонетки для смены цистерн.

**Смена цистерн производится в 4-х фазах:**

- 1) Демонтированная цистерна передвигается на площадку для стоянки.
- 2) Вагонетка перемещается на место доставки.
- 3) Отремонтированная цистерна перемещается к месту продувки.
- 4) Старая цистерна перемещается с площадки для стоянки к месту доставки.

**Технические данные:**

Диаметр тележки	16 м
Высота тележки с цистерной	9 м
Общий вес тележки с цистерной	1200 т

Макс. скорость движения тележки составляет 15 м/мин. Это соответствует числу оборотов на 4-х ведущих колесах в 3,2 мин.<sup>-1</sup>. Скорость движения должна регулироваться плавно, совершенно без толчков и высокочувствительно, начиная примерно с "0" до 15 м/мин.

Отдельные позиции должны заниматься с относительно высокой точностью. В одной точке пересечения вагонетка вращается вокруг средней части на 90°. Для этого приподнимается вагонетка в комплекте и после вращения опускается на новую пару рельсов. При этом точность позиционирования составляет ± 30 мм; принимая во внимание размеры и массы, это довольно большая величина.

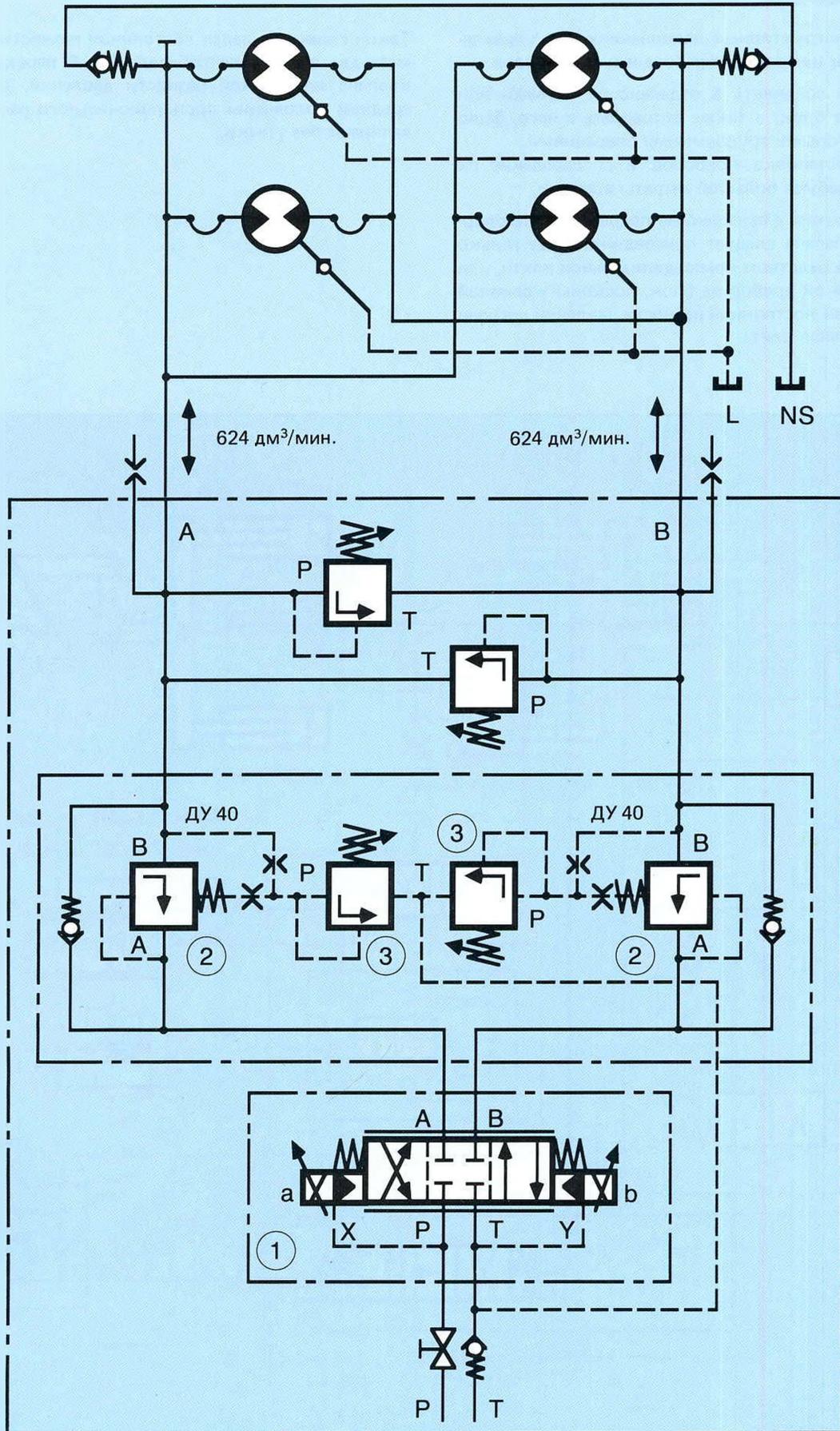
Все операции по перемещению управляются с помощью пропорционального распределителя (поз. 1). Воздействия в связи с трением о рельсы, нагрузкой, вязкостью и т.п. компенсируются посредством клапанов постоянной разности давлений на выходе в линиях А и В. Такие клапаны постоянной разности давлений встраиваются в блок как двухлинейные встроенные клапаны с функцией уменьшения давления (DR-логические элементы). Встроенные в крышку клапаны для ограничения давления (поз. 3) предоставляют возможность для установки разности давлений  $\Delta p$  на диафрагме (= поршень пропорционального клапана). Это является необходимым из-за того, что пропорциональный клапан WRZ 32 не может справиться с макс. расходом величиной в 624 дм<sup>3</sup>/мин. при жестко установленной разности давлений  $\Delta p$  в 8 дан/см<sup>2</sup> клапана постоянной разности давлений-промежуточной плиты. Более высокая разность давлений  $\Delta p$  вызовет больший расход. Пропорциональный клапан получает предварительно команду от руки с помощью датчика ручного управления. Для оператора при этом очень важно, чтобы определенный угол отклонения датчика всегда вызывал одинаковую скорость. Такие аналогии всегда обеспечивают сливные клапаны постоянной разности давлений, также тогда, когда будут изменяться вышеуказанные воздействия.



*Гидравлический привод ходового устройства вагонетки для смены цистерн*



*Вагонетка для смены цистерн устанавливается на позицию через пересечение рельсовых путей*



**Загрузочный, устанавливаемый вверх, тягач в прокатном цехе**

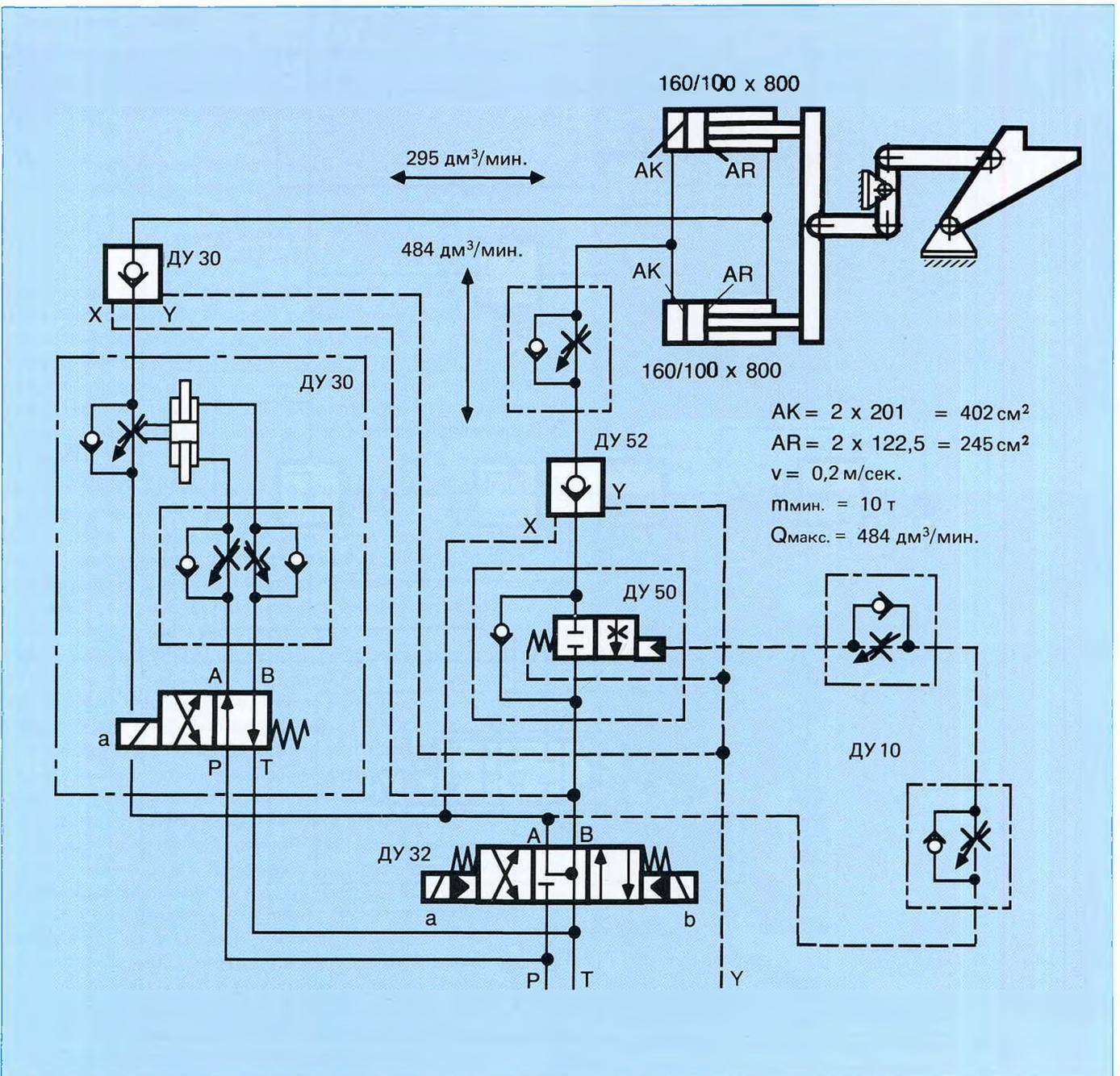
В прежних конструктивных исполнениях для управления поворотным цилиндром требовалось 8 приборов.

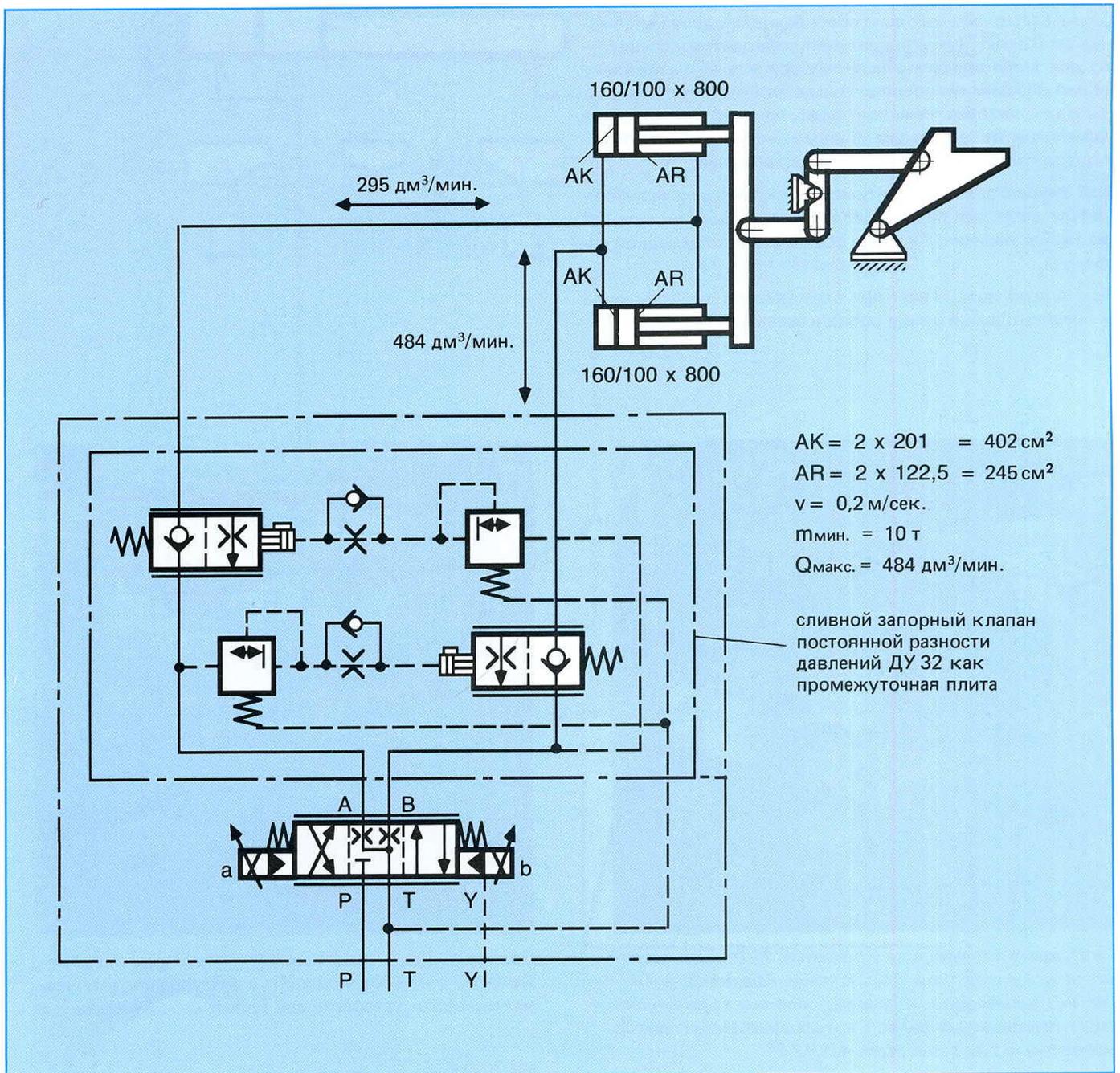
Такие приборы соединять в отдельности трубами или надстраивать на блок, а также встраивать в него, было связано с некоторыми трудоемкими операциями.

Оптимальная установка приборов и согласование их между собой требуют большой затраты времени.

В новом исполнении с оснащением посредством пропорционального клапана следует присоединять еще только один прибор посредством присоединительной плиты, или надстраивать такой прибор на блок, поскольку сливной запорный клапан постоянной разности давлений устроен как промежуточная плита.

Такой сливной клапан постоянной разности давлений имеет два в линии потребителя А и В переключающихся клапана постоянной разности давлений, которые при среднем положении пропорционального распределителя запирают без утечки.





### Подъемное устройство на поточной линии сварки

Поточная линия сварки используется для изготовления кузовов легковых автомобилей. Общая длина установки составляет 30 м. Все 12 подъемных позиций вместе поднимаются и опускаются с помощью специального устройства. Посередине подъема производится прием или откладывание материала. Скорость приема не должна превышать 0,15 м/сек. для того, чтобы вложенные детали из листового металла не выбрасывались из устройства. С другой стороны, операции по подъему или опусканию должны производиться по мере возможности быстро.

В данном случае применяется пропорциональный клапан вместе с электронными приборами для зависимого от перемещения замедления.

Электронные выключатели приближения, так называемые аналоговые инициаторы, проводятся вдоль железных кулачков. С приближением инициатора к кулачкам уменьшается аналоговым способом выходное напряжение до 0 вольт. Такое напряжение подводится к специально для этого предусмотренному усилителю и управляет таким образом регулировочными магнитами пропорционального клапана. Речь идет здесь не о регулировке, а о зависимом от перемещения управлении с аналоговой регистрацией перемещения в фазе торможения.

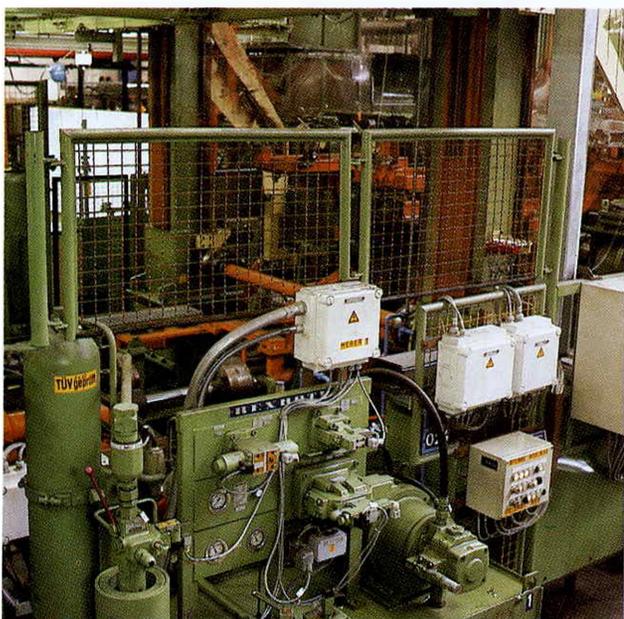
Как демонстрируется на примере, скорость может понижаться на любой позиции подъема посредством кулачка до любой величины и снова повышаться до исходной величины.

Решающую роль играет при этом расстояние X кулачка к соединительной линии обоих конечных кулачков.

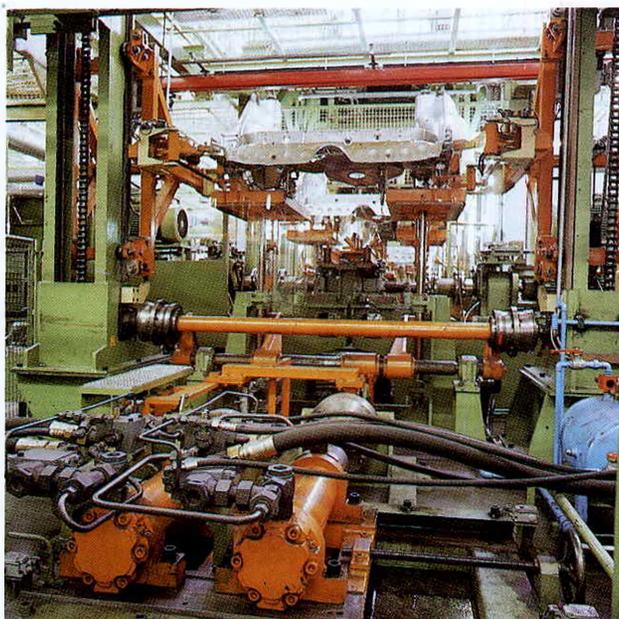
Поскольку аналоговая регистрация перемещения должна быть эффективной в диапазоне тормозного пути, могут оснащаться посредством таких устройств установки любой длины, как, например, приводы ходового устройства.

Такая техника применяется преимущественно в тех случаях, когда с различными кинетическими энергиями одного привода требуется перемещаться на одну позицию с относительной точностью повторения.

Если скорость привода будет примерно выше 1 м/сек., то ей следует принципиально отдать предпочтение перед замедлением, зависимым от времени.

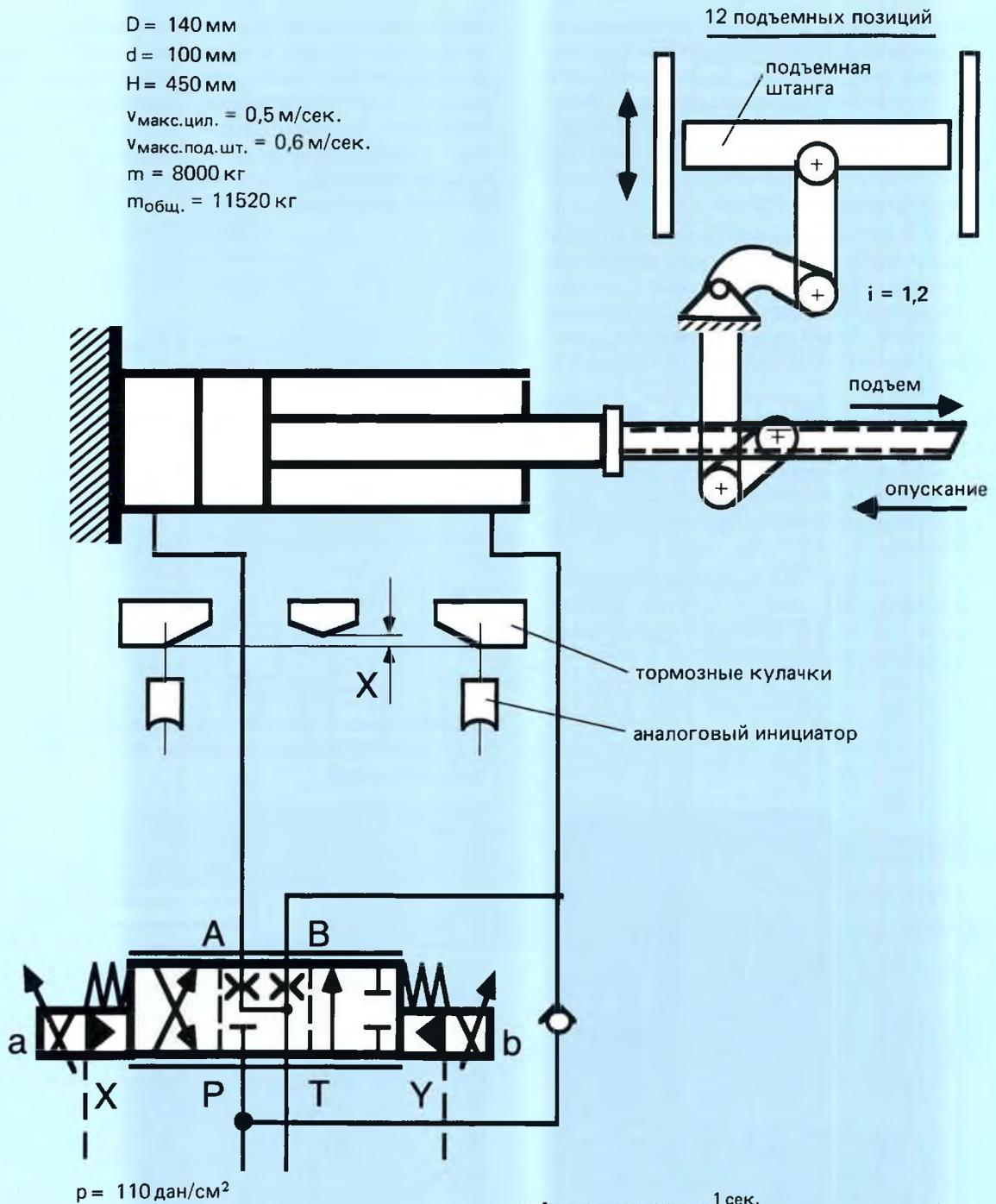


Требуемые для процесса ускорения 460 л/мин. поставляет аккумуляторный блок слева. Пластинчатый насос V4, расположенный справа, заполняет аккумулятор в неподвижных фазах. Справа размещается пропорциональный распределитель 4WRZ 25.



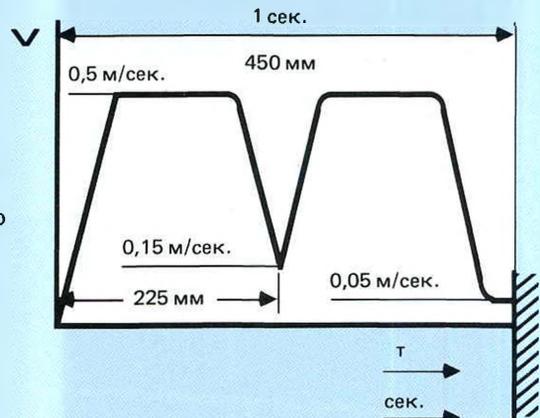
Один цилиндр, второй цилиндр служит в качестве резервного цилиндра, приводит в действие посредством механических устройств все 12 позиций одновременно.

$D = 140 \text{ мм}$   
 $d = 100 \text{ мм}$   
 $H = 450 \text{ мм}$   
 $v_{\text{макс.цил.}} = 0,5 \text{ м/сек.}$   
 $v_{\text{макс.под.шт.}} = 0,6 \text{ м/сек.}$   
 $m = 8000 \text{ кг}$   
 $m_{\text{общ.}} = 11520 \text{ кг}$



4 WRZ 25 W3-325-30

Принципиальная схема гидромеханического привода на поточной линии сравки и протекание его движений на диаграмме.



### Ходовой цилиндр цепного конвейера

На стане для горячей прокатки в конце полосового горячепрокатного стана должны транспортироваться катушки с намоткой на открытый склад. Температура катушек на намотанной лебедке составляет примерно 800 – 1000 °С. Во время транспортирования катушки должны охлаждаться примерно до 500 – 600 °С. Поэтому цепной конвейер часто перемещается снаружи от цеха под открытым небом определенный отрезок пути.

Общая длина цепного конвейера для транспортирования катушек составляет 280 м. На позиции передачи передается катушки с более короткой, приводимой в действие посредством гидродвигателя цепи на цепь, перемещающуюся на уровне пола. Такая цепь приводится в действие с помощью ходового цилиндра при равномерном тактовом ходе в 3600 мм.

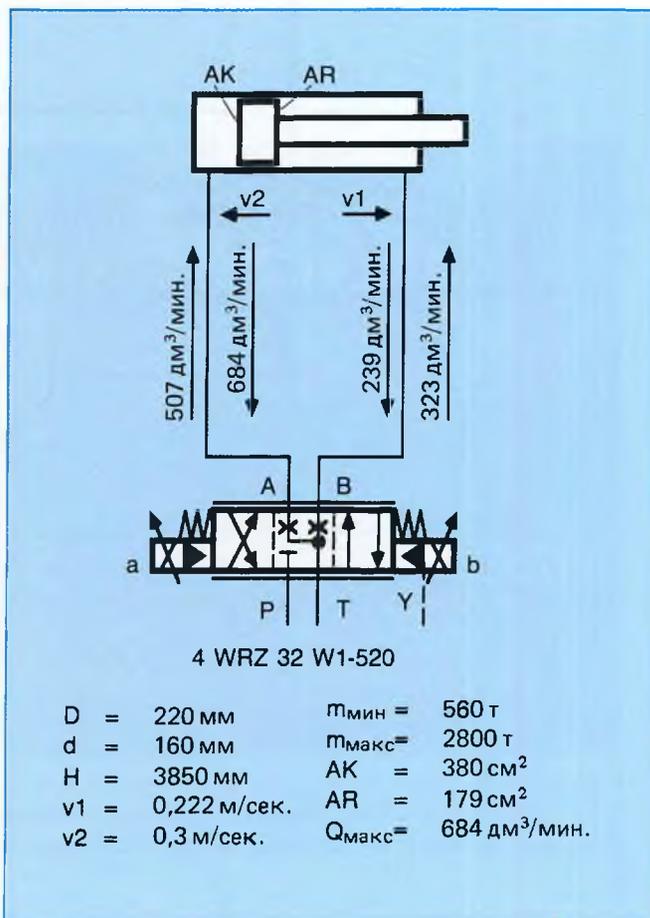
В начале хода привод защелкивается в цепи. После выполнения хода и расцепления защелки привода цепь остается неподвижной во время обратного хода. После возвращения в исходное положение начинается тогда новый такт, как только на позицию передачи будет передана новая катушка.

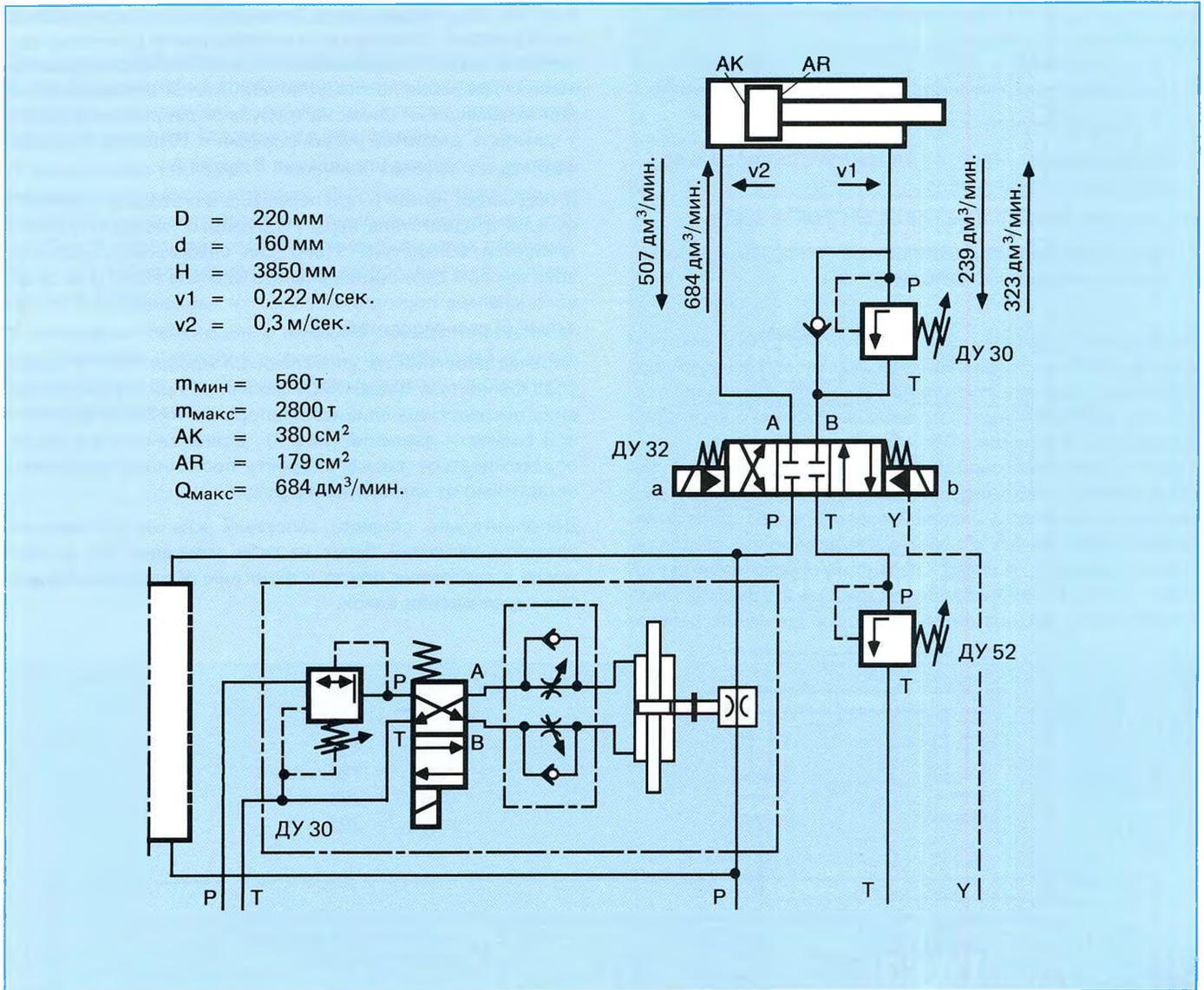
В применяемых до сих пор конструктивных исполнениях управление предусматривалось с укомплектованием посредством нескольких приборов. Оптимальная установка была сложной и трудоемкой.

Новое конструктивное исполнение управления предусматривается только в сочетании с пропорциональным распределителем. Такое исполнение обойдется намного дешевле, а его обслуживание будет во много раз проще. Установка пускового линейно-нарастающего воздействия, линейно-нарастающего воздействия торможения, а также скоростей, осуществляется простым образом на передней панели усилителя.



Управление в новом конструктивном исполнении с укомплектованием посредством пропорционального распределителя.





Управление в прежнем исполнении

**Управление для подъемника с платформой для груза, перевозимого по воздуху**

К управлению предъявляются следующие требования:

- плавное ускорение и торможение
- независимое от нагрузки управление скоростью во всех фазах перемещения
- запираение в состоянии покоя без утечек масла
- незначительная мощность потерь при режиме работы с нерегулируемым насосом

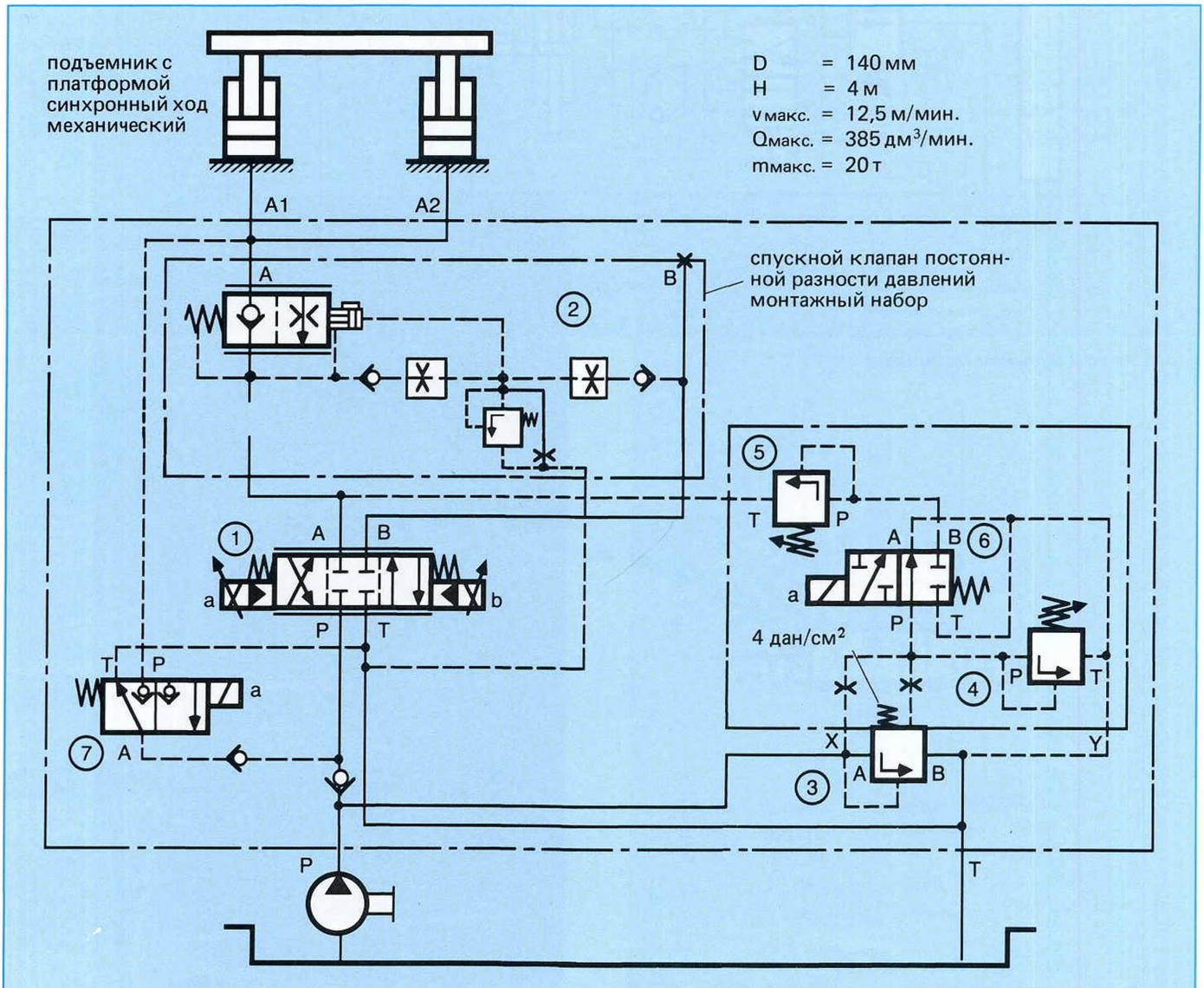
Постоянная скорость, независимо от нагрузки, достигается при перемещении вверх посредством трехлинейного впускного клапана постоянной разности давлений (поз. 3) как двухлинейные встроенные клапаны с функцией ограничения давления (DB-логические элементы). Такой клапан постоянной разности давлений имеет регулировочную пружину в 4 дан/см<sup>2</sup>. В результате разгрузки посредством распределителя (поз. 6) подача насосом производится с небольшим давлением, составляющим 4 дан/см<sup>2</sup>, к баку. Клапан для ограничения давления (поз. 5) в линии давления нагрузки предоставляет возможность видоизменять разность давлений регули-

рования. В данном случае установка была произведена на 10 дан/см<sup>2</sup>. Посредством клапана для ограничения давления (поз. 4) устанавливается максимальное давление насоса. Давление насоса устанавливается автоматически при перемещении вверх на требуемое давление нагрузки + разность давлений регулирования в 10 дан/см<sup>2</sup> на диафрагме = кромка управления P после A.

В состоянии покоя и при перемещении вверх отключается электродвигатель нерегулируемого насоса. Поэтому требуется вследствие этого для снабжения управляющим маслом пропорционального клапана (поз. 1) и сливного клапана постоянной разности давлений (поз. 2) седельный распределитель (поз. 7).

Перепад давлений на управляющей кромке А к Т будет поддерживаться постоянной величины при перемещении вниз посредством сливного запорного клапана постоянной разности давлений (поз. 2). Вследствие этого будет поддерживаться также скорость постоянной величины, независимо от изменений нагрузок.

Дополнительно сливной запорный клапан постоянной разности давлений берет на себя запираение без утечек масла в состоянии покоя и функцию обратного клапана при перемещении вверх.

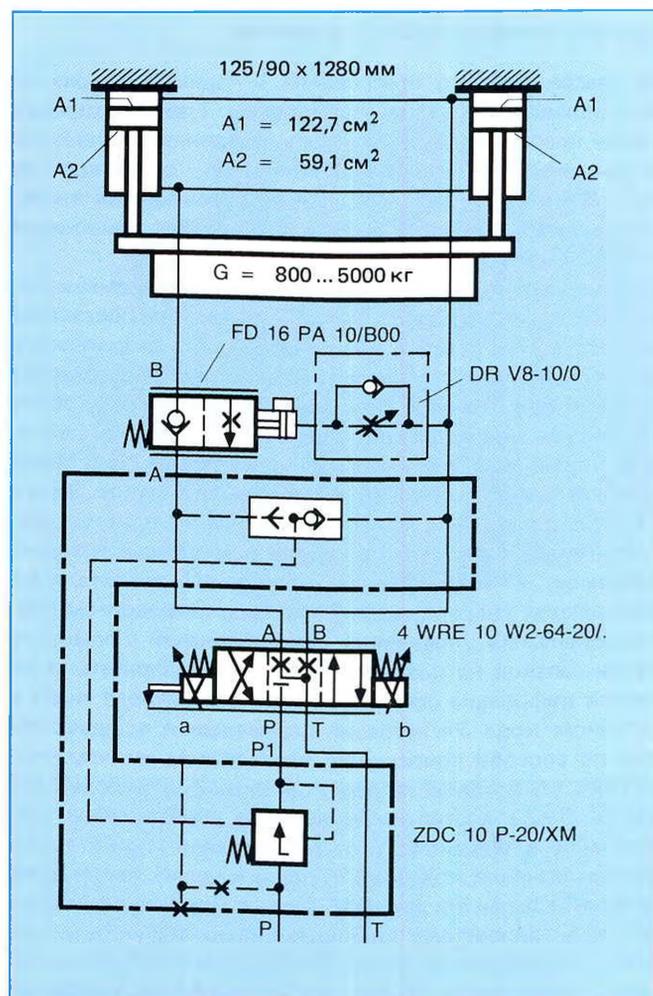


### Штабелеукладчик в бумажной промышленности

Для того, чтобы предотвращать возможность преобразования давления на дифференциальных цилиндрах, применяется двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений (промежуточная плита).

Отрицательная (тянущая) нагрузка требует тогда применения тормозного клапана. Нагрузка должна приниматься при перемещении вниз тормозным клапаном для того, чтобы обеспечивался постоянный перепад давлений от P к B на пропорциональном распределителе, составляющий 8 бар.

Посредством перекидного клапана осуществляется отвод давления нагрузки в линиях потребителей. Такой перекидной клапан встраивается в клапан постоянной разности давлений.

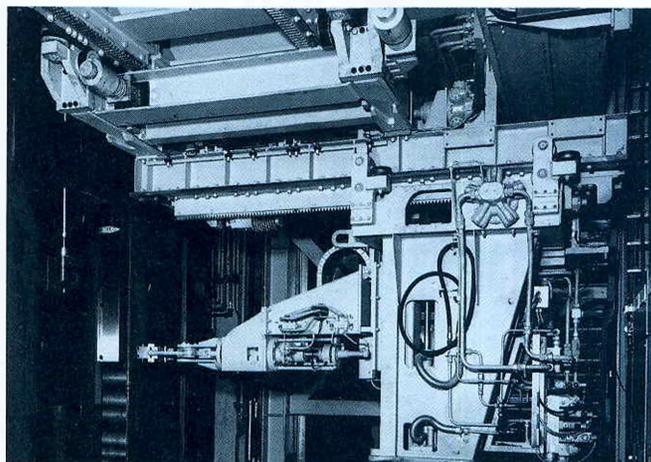
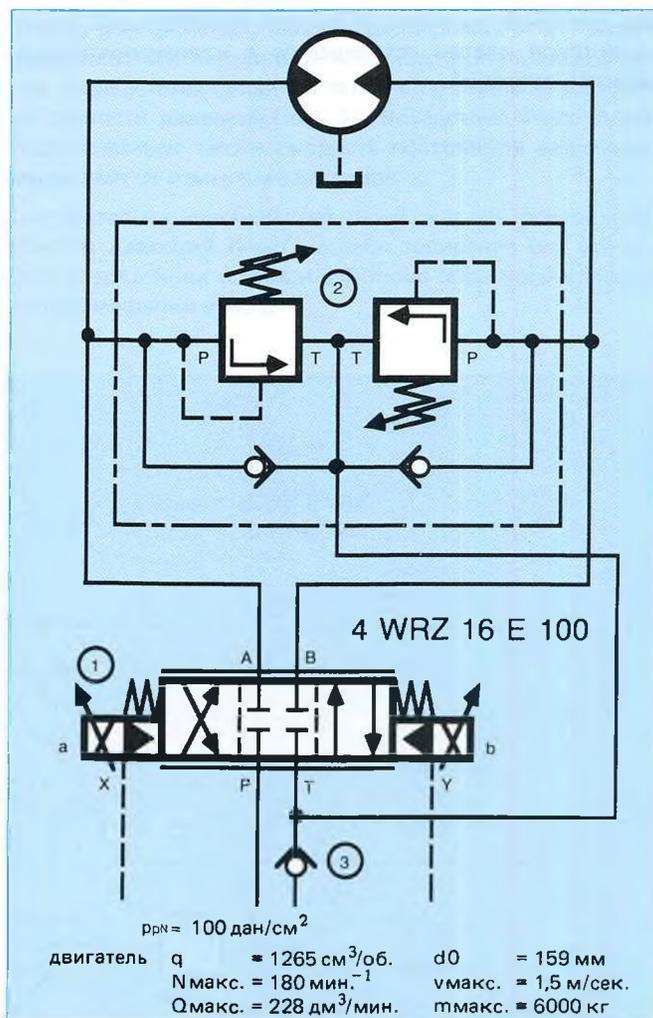


### Тележка-манипулятор на 2-х прессах

На прессе горячего прессования и горячего волочения изготавливаются газовые баллоны. Транспортировка между прессами и загрузкой осуществляется полностью автоматически. Тележка-манипулятор, состоящая из верхней тележки для продольного перемещения и нижней тележки для вдвижения и выдвигания, выполняет все движения.

Заслуживают внимания здесь операции по перемещению верхней тележки. Макс. путь перемещения составляет 6 м. На таком отрезке пути должно производиться относительно точно с маршрутом движения перемещение на 5 позиций. Привод осуществляется непосредственно с помощью гидродвигателя, шестерни и зубчатой рейки. Для управления движениями применяется пропорциональный распределитель непрямого действия (поз. 1) типа 4 WRZ 16 E 100. Электрическое управление привода осуществляется с помощью цифрового усилителя позиционирования VT4630. Посредством такого усилителя перемещаются гидравлические приводы посредством пропорциональных управлений или управлений с помощью сервоклапанов на позиции, которые предварительно задаются цифровым способом путем десятичного числа в двоичном коде. Регистрация перемещения осуществляется по способу приращения посредством импульсного датчика угла поворота или стеклянной штриховой линейки. Перед достижением позиции производится торможение в зависимости от перемещения, при этом заданное значение конечной ступени клапана понижается до нуля. Клапан тогда будет закрыт. Процесс перемещения устанавливается с помощью линейной функции времени с насыщением. Усилитель предоставляет возможность производить по выбору позиционную предварительную установку либо внутри с помощью 5-разрядного декадного переключателя, либо также снаружи посредством свободно программируемого управления. Также можно альтернативно предусматривать внутри или снаружи 5-разрядную индикацию местоположения. При предварительной позиционной установке снаружи посредством периферийного управления (РС) число позиций любое. При предварительной установке внутри число позиций ограничивается девятью позициями. Установка скоростей, пусковых линейных функций с насыщением, тормозных линейных функций с насыщением (для стартстопного режима работы) и тормозного пути для зависимо от перемещения торможения осуществляется на передней панели усилителя посредством потенциометров. Позиционная предварительная установка для 5 позиций, которые предстоит занимать, производится снаружи со стороны РС-управления. Перемещение в данном случае регистрируется посредством инкрементального импульсного датчика угла поворота размером в 1250 импульсов на один поворот. При диаметре шестерни  $d_0 = 159$  мм составят 2 поворота = 1 м пути перемещения = 2500 импульсов. Такое количество импульсов увеличивается в четыре раза в соответствующем устройстве на усилителе. Таким образом 1 м пути перемещения преобразовывается в 10 000 импульсов (1 импульс = 0,1 мм). Вследствие этого достигается с достоверностью требуемая точность позиционирования, составляющая  $\pm 1$  мм. Для процесса торможения имеется на усилителе в распоряжении 10 000 импульсов = 0 ... +10 в. Вычисленный тормозной путь составляет 0,75 м = 7 500 импульсов. Для предохранения гидродвигателя при "аварийном останове" — пропорциональный клапан не закрывается больше под контролем посредством линейной функции времени с насыщением или тормозного устройства, зависимо от перемещения, а при минимальном собственном времени закрывания около 70 мсек. — предусматривается перепускное и подпиточное устройство (поз.2). Для того, чтобы обеспечивалось заполнение стороны подвода, целесообразно будет предусмотреть обратный клапан (поз.3) с давлением открытия в 3 бара в линии бака.

рином останове" — пропорциональный клапан не закрывается больше под контролем посредством линейной функции времени с насыщением или тормозного устройства, зависимо от перемещения, а при минимальном собственном времени закрывания около 70 мсек. — предусматривается перепускное и подпиточное устройство (поз.2). Для того, чтобы обеспечивалось заполнение стороны подвода, целесообразно будет предусмотреть обратный клапан (поз.3) с давлением открытия в 3 бара в линии бака.



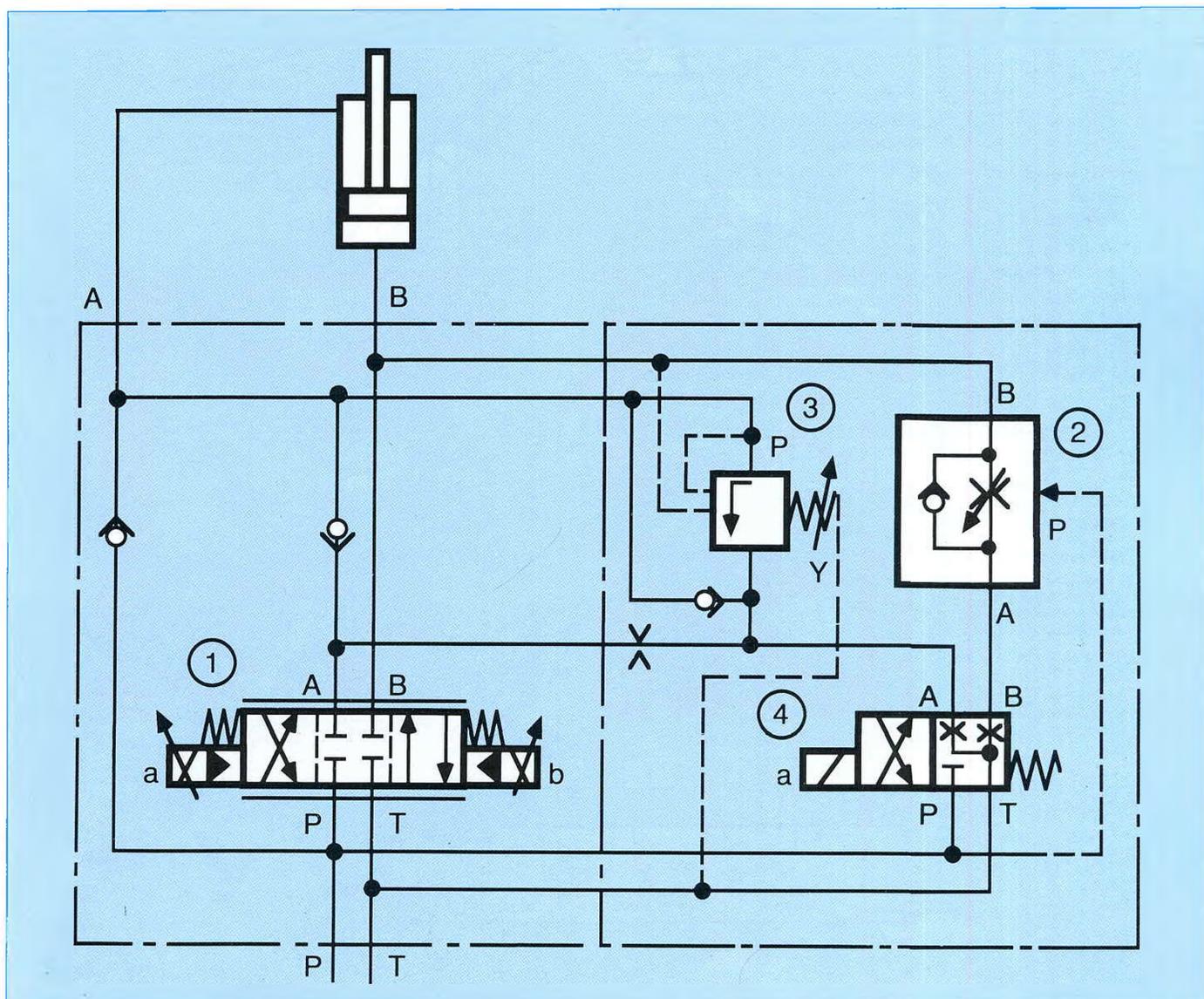
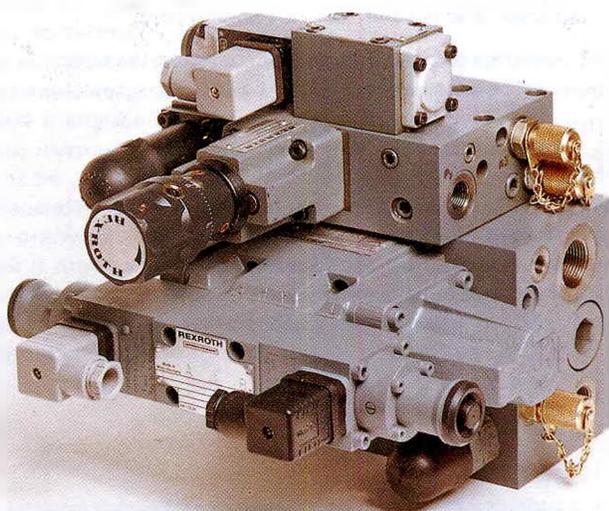
### Унифицированная каретка

Унифицированные каретки на автоматической станочной линии имеют в большинстве случаев цилиндры с соотношением поверхностей 1 : 2.

В таких случаях применяется дифференциальная схема. Компактные блоки управления, сконструированные в виде унифицированных узлов ДУ 6, 10 и 16, надстраиваются непосредственно на унифицированных цилиндрах. Пропорциональный распределитель (поз.1), как клапан ускоренного хода, предоставляет возможность для плавного запуска и торможения относительно больших кинетических энергий. Часто осуществляются скорости ускоренного хода до 25 м/мин. при унифицированных узлах с определением времени на автоматических станочных линиях. Посредством регулятора потока (поз.2) устанавливается согласно общепринятому методу скорость подачи.

Подпорный клапан (поз.3), зависящий от нагрузки, устанавливается в каждой фазе процесса по обработке автоматически на оптимальное давление.

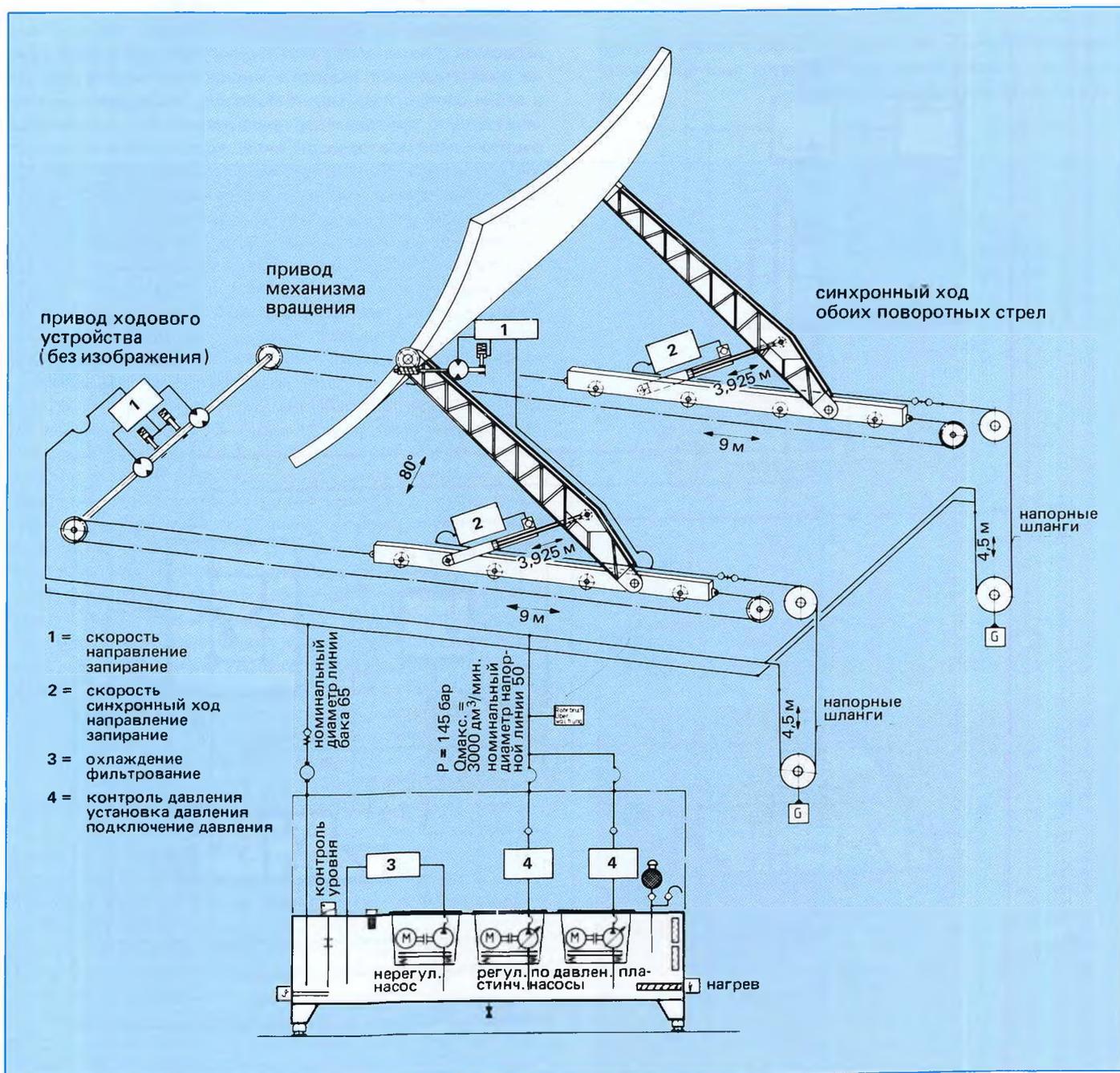
Установка скорости ускоренного хода, а также величин ускорения и замедления, производится простым способом на электрическом усилителе.



Управление платформой в театре

Требования, предъявляемые к гидравлике:

- 1) Абсолютно плавный запуск и торможение всех процессов движения
- 2) Плавно регулируемая скорость
- 3) Синхронный ход обоих поворотных стрел



### Привод механизма поворота платформы

Подъем и опускание платформы осуществляется в каждом случае посредством одного цилиндра действующего на поворотных стрелах. Цилиндры шарнирно соединяются на ходовой тележке и на поворотной стреле подвижно со всех сторон с помощью шарнирных подшипников.

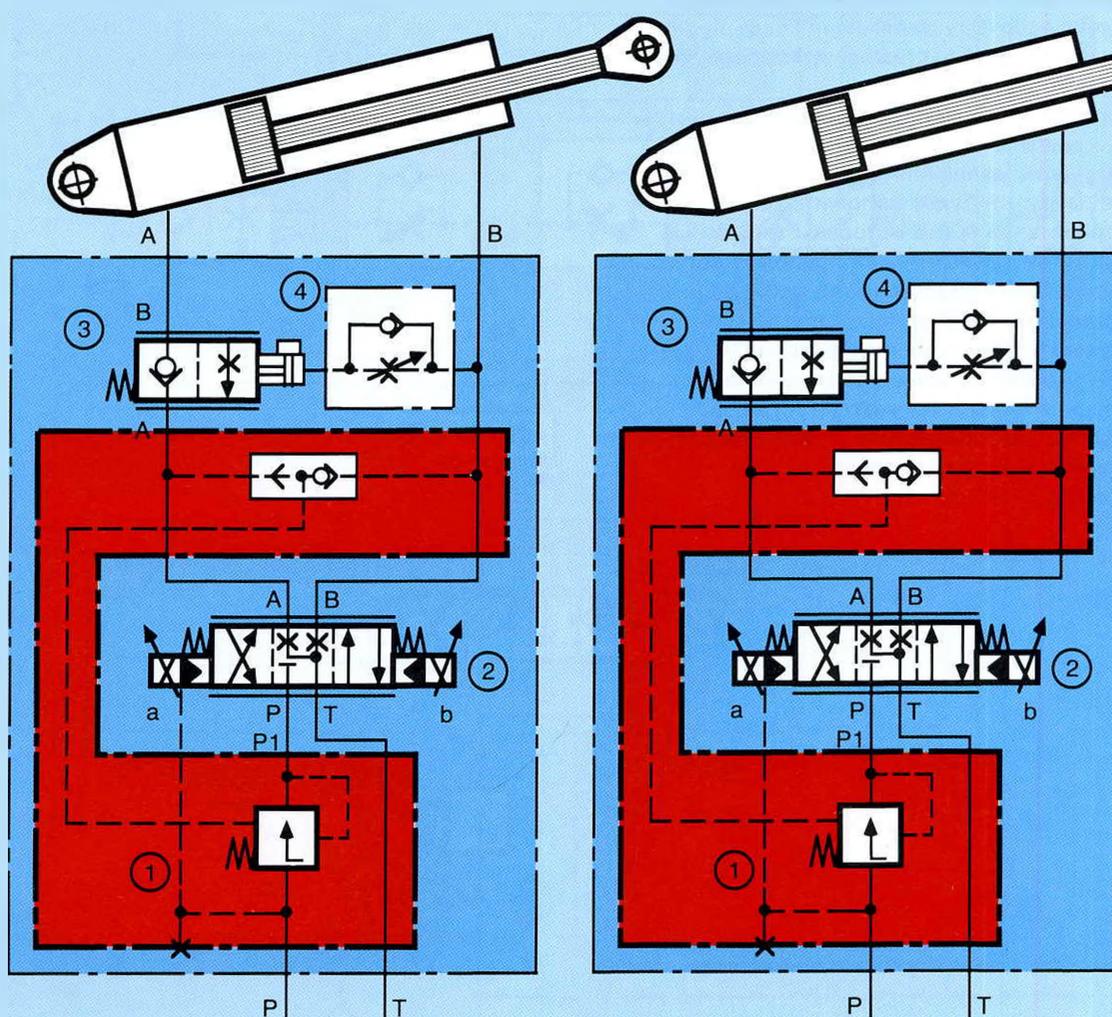
Подъемное движение и движение опускания осуществляются с помощью пропорциональных распределителей непрямого действия (поз.2) в замкнутом контуре. Относительно небольшая динамика привода предоставляет возможность применять такие приборы.

В результате кинематики системы возникают через ход цилиндров очень отличающиеся друг от друга силы. Клапаны постоянной разности давлений (поз.1), предвключенные перед пропорциональными распределителями, компенсируют воздействие таких отличающихся друг от

друга сил. Регулировка должна только выравнять погрешность синхронного хода.

Регистрация угла поворота осуществляется посредством потенциометров с поворотным движком на точке цилиндров к ходовой тележке.

При имеющихся в распоряжении отношениях площадей 1 : 2,54 невозможным является применение сливных клапанов постоянной разности давлений. Поэтому наряду с впускными клапанами постоянной разности давлений в линиях P, необходимо предусмотреть в линиях A тормозные клапаны (поз.3). Вследствие этого обеспечивается также запирание без утечки масла сторон днища поршня при состоянии покоя.



2 цилиндра 180/140 x 3925

$v_{\text{макс.}} = 70 \text{ мм/сек.}$

$AK = 254 \text{ см}^2$

$v_{\text{мин.}} = 4 \text{ мм/сек.}$

$AR = 100 \text{ см}^2$

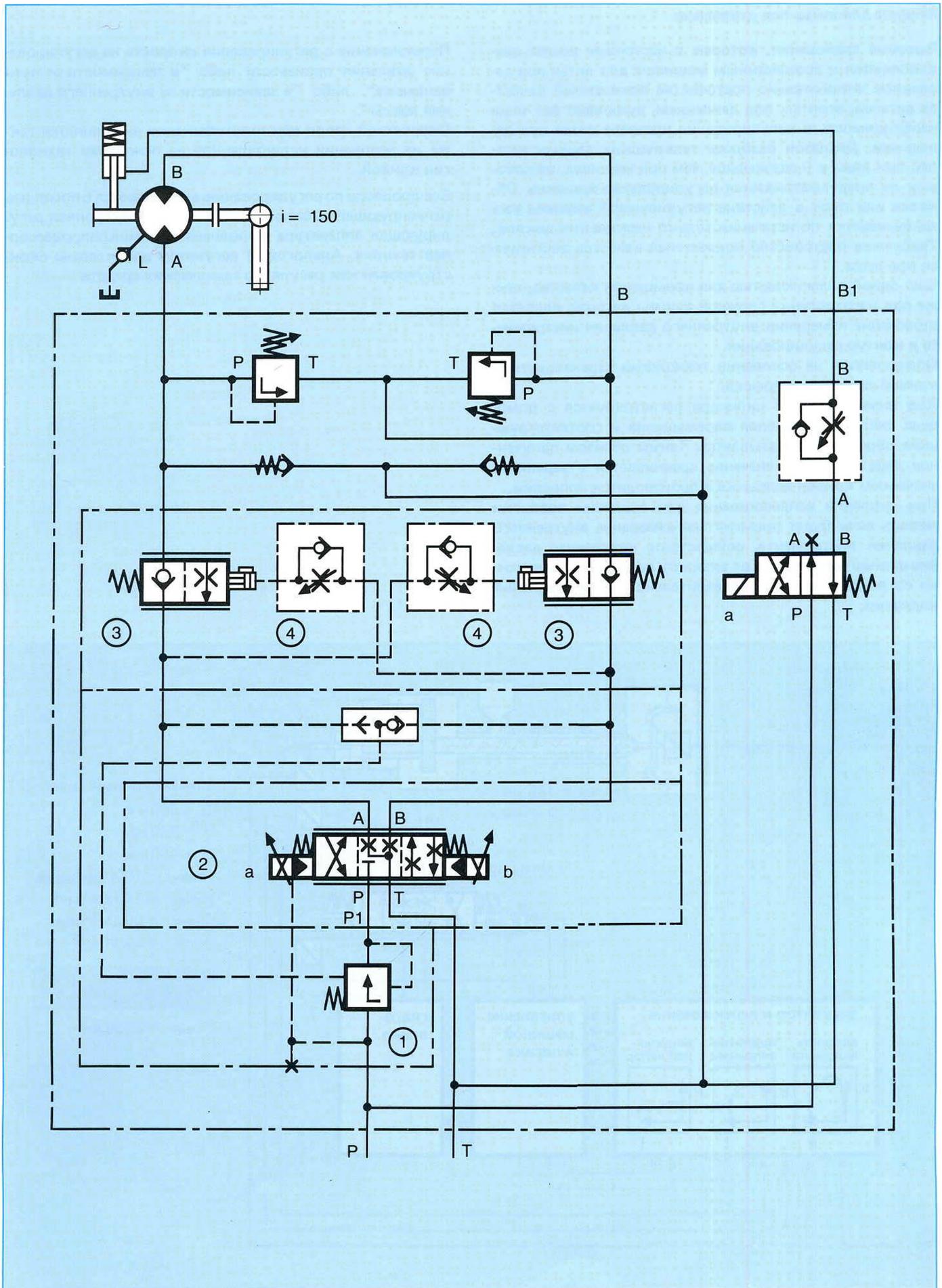
### Привод механизма вращения платформы

Вращение (наклон) платформы вокруг ее средней оси осуществляется с помощью гидродвигателя через червячную передачу с передаточным — отношением 150 : 1. Скорость вращения платформы должна регулироваться плавно в пределах, начиная почти с "0" до 1 мин.<sup>-1</sup>. Поэтому применяется аксиально-поршневой высокомоментный гидродвигатель типового ряда MCS. Такой двигатель гарантирует при сложившихся условиях незначительные колебания крутящего момента и небольшие колебания давления — минимальное число оборотов без толчков, составляющее 0,5 мин.<sup>-1</sup>.

Для компенсации нагрузки предвключается перед пропорциональным распределителем (поз. 2) впускной клапан постоянной разности давлений (поз. 1). Невозможным является применять сливной клапан постоянной разности давлений вследствие этого, поскольку при рабочем давлении в 150 дан/см<sup>2</sup> будет слишком высоко нагружаться двигатель. Допустимое суммарное давление двигателя составляет 300 дан/см<sup>2</sup>. Образующееся во время фазы торможения тормозное давление следует добавить к двойному рабочему давлению. Тогда будет превышать максимально допустимое суммарное давление.

Впускной клапан постоянной разности давлений вызывает только тогда компенсацию нагрузки = поддержание постоянной разности давлений  $\Delta p$  на диафрагме, когда направление нагрузки будет положительным. Поэтому в линии потребителей А и В встроены тормозные клапаны (поз. 3). Другой задачей таких приборов является, исходя из соображений безопасности, производить запираение в состоянии покоя без утечки масла. Для того, чтобы платформа удерживалась на любой позиции — утечка на двигателе! — двигатель оснащается посредством гидравлически отпускаемого пластинчатого тормоза.

Управление приводом, т.е., приведение в действие пропорционального распределителя, производится от руки с помощью ручного управляющего датчика.



**Машина для литья под давлением**

Высокие требования, которые в настоящее время предъявляются к современным машинам для литья под давлением относительно постоянства показателей качества деталей, отлитых под давлением, вызывают все чаще необходимость в регулировании процесса литья под давлением. Диапазон разброса технических данных деталей при этом в 9 раз меньше, чем при машинах, на которых не предусматривается регулирование процесса. Обкатка или пуск в действие регулируемой машины уже заканчивается по истечении только нескольких циклов. Требуемое постоянство показателей качества достигается при этом.

Еще одной возможностью для повышения качества, также при изготовлении сложной формы деталей, является включение измерения внутреннего давления инструмента в контур регулирования.

Определяется на основании технологии характеристика кривой скорости впрыска.

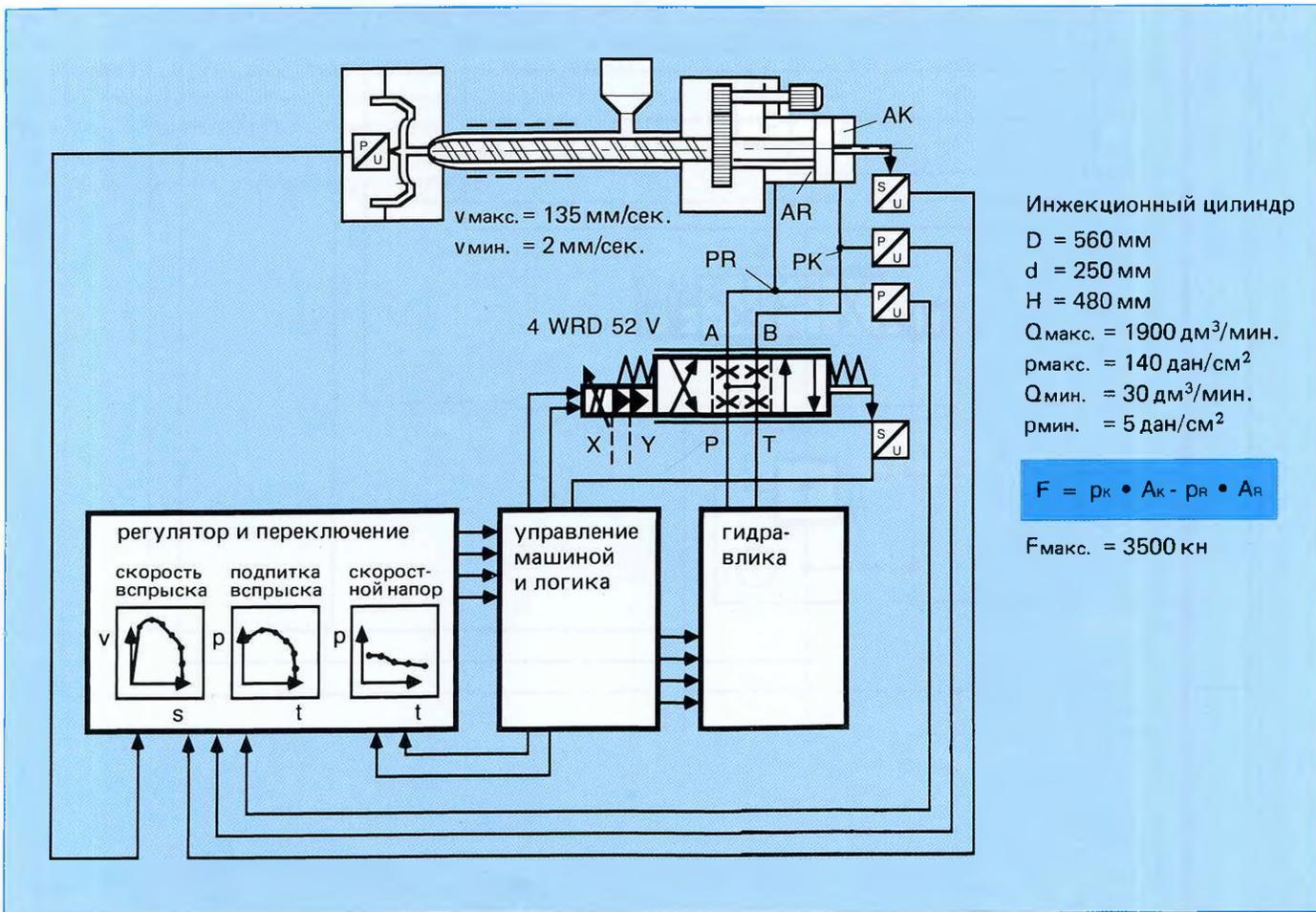
Ход инжекционного цилиндра регистрируется с помощью системы измерения перемещения и соответствующим образом обрабатывается. Таким образом полученное действительное значение сравнивается с заданным значением кривой впрыска и производится поправки.

При давлении впрыскивания или давлении подпитки можно, если будет применяться измерение внутреннего давления инструмента, осуществить внутреннее давление формы независимо от вязкости расплава и очень точно согласно заданной предварительно кривой давления подпитки.

Переключение с регулирования скорости на регулирование давления произвести либо "в зависимости от пути впрыска", либо "в зависимости от внутреннего давления массы".

Скоростной напор при пластификации выполняется также на основании установленной на основании технологии кривой.

Все процессы по регулированию выполняются с помощью регулирующего клапана 4WRDE52 V. Электронная регулирующая аппаратура выполнена как микропроцессорная техника. Аналоговый регулятор для клапана сконструирован как регулятор технических средств.



Для заметок

Для заметок



- Амплитудная характеристика F9  
Аналоговая регистрация перемещения H3  
Аналоговый инициатор A3, H3  
Барометрическая обратная связь G8  
Блок питания от сети H26  
Блок-схема H6  
Блок-схема цепи управления F2  
Ввод в эксплуатацию пропорциональных клапанов B30  
Величина помех F2, F3, H5, H12  
Вентиляционный фильтр бака K12  
Влияние собственной частоты E22  
Влияния вязкости E18, K9  
Воспроизводимость B4  
Впускной клапан постоянной разности давлений L17, L18  
Впускной клапан постоянной разности давлений, двухлинейный распределитель C2  
Впускной клапан постоянной разности давлений, трехлинейный распределитель C6  
Временная характеристика B7  
Время замедления E8  
Время линейной функции с насыщением B8  
Время на ускорение E8  
Время подрегулировки H16  
Время предварения H17  
Входная величина A1  
Входной сигнал A1  
Выбор корпусов фильтра K9  
Выбор параметров для фильтра K8  
Выбор фильтроэлементов K8  
Выходная величина A1, H6  
Гидродвигатели H18  
Гистерезис B4  
Гидроусилитель G3  
Гидроцилиндры H19  
Графические характеристики дросселей C1  
Датчик давления H24  
Датчик скорости H23  
Действительное значение B4  
Демодулятор D7  
Диаграмма Боде F9  
Диапазон регулирования B8  
Диапазон управления B8  
Динамические свойства (сервоклапана) G7  
Дифференциальная схема B10, B11, C13  
Дифференциатор H28  
Дифференцирующее звено H7, H9, H17  
Жесткость J3  
Жесткость системы E10  
Загрязнение посредством частиц твердых веществ K1  
Заданное значение B4  
– дифференциальный вход заданных значений D10  
– вход заданных значений D8, D10  
– установка заданных значений D8, D10  
– задающий потенциометр F3, H20  
– напряжение заданного значения D8, D10  
Задающее (управляющее) воздействие H5, H12  
Замедление B8  
Запирание, свободное от утечки масла B12  
Заправочный и вентиляционный фильтр K14  
Звено с запаздыванием H7, H9  
Зона разбросов F6  
Изменение сигнала B7  
Измерение давлений B10  
Измерение перемещений H35  
Измерение скорости H38  
Измерение углов H37  
Импульсно-модулированная оконечная ступень D2  
Инвертор D6, H21, H28, Z42  
Индикация загрязненности K12, K13, K14  
– электрическая индикация K12, K13, K14  
– электронная индикация K12, K13, K14  
– оптическая индикация K12, K13, K14  
Индуктивный датчик перемещения B2, B4, D7  
Интегральное укомплектование H7, H8, H12  
Карта усилителя A1, D8  
Качество масла K4  
Клапан, запирающий расход C8  
Клапан постоянной разности давлений B25, B26, C1  
Клапан постоянной разности давлений с логическим элементом DR (DR-функция уменьшения давления) C14, C21 (двухлинейный встроенный клапан)  
Клапан постоянной разности давлений, трехлинейный C18  
Класс чистоты K2, K3  
Классы загрязненности K2  
Компенсация нагрузки C2  
Компенсация по возмущению H21  
Конечные выключатели H1  
Конструктивные исполнения поршней B8  
Конструкция фильтроэлемента K6  
Контур регулирования F2, F3, H5  
Контур регулирования по положению J2  
Контур следящей системы H20  
Коэффициент пересчета вязкости K9  
Коэффициент повышения вязкости K9  
Коэффициент усиления H14, J2  
Критерии для определения параметров E1  
– приводы цилиндром E2, E3, E4  
– приводы двигателем E6, E7  
Критическая частота J4  
Механическая обратная связь G5  
Монтаж пропорционального клапана B30  
Multipas-испытание K4  
Напорный фильтр для встраивания в линию K12  
Напряжение питания D8  
Номинальная потеря давления F4  
Номинальный расход B6, F4  
Образователь значения корня H3  
Образователь линейной функции с насыщением B8, D1, D8, H20, H21, H23, H24, H30, H31, H41  
Образователь функций D5  
Общая разность давлений K10  
Объект регулирования H5, H6  
Ограничение предельного давления C9  
Ограничители H32, H33, H41  
Операционный усилитель H26, H29, H40  
Определение параметров потребителей E19  
– без компенсации нагрузки E19  
– с компенсацией нагрузки E21

- Определение типоразмера фильтра K9  
Оптимальное усиление контура J5  
Осциллятор D7  
Отбор пробы K4  
Отклонение от номинального значения F3, H5  
Отключение с заземлением регулятора H22  
Отношения давлений на дроссельных кромках E11  
Передающие основные элементы H7  
Перекрытие F5  
– отрицательное перекрытие F5  
– нулевое перекрытие F5  
– положительное перекрытие F5  
Перекрытие поршня G6  
Перепад давлений B10  
Переходная характеристика H6  
Питание напряжением D4  
Поворотный серводвигатель G2  
Поглотительная способность K4  
Погрешность повторения B8  
Погрешность слежения J10  
Погрешность установки J10  
Подвод управляющего масла B14  
Подпора C7  
Показатель  $\beta$ -X ( $\beta_X$ ) K5  
Позиционный контур управления B4  
Позиционный контур управления (контур регулирования по положению), привод двигателем H18  
Позиционный контур управления (контур регулирования по положению), привод цилиндром H19  
Порядок прохождения сигнала A1  
Постоянная времени J3, H24  
Постоянная времени интегрирования H15  
Постоянная затухания J4, H24  
Потенциометрический датчик регулируемой величины F3  
Потенциометры D6, H40  
Потеря давления на клапане B6, B7  
Предел мощности B8  
Предохранительное устройство от максимального давления B20  
Принцип “сопло-заслонка” G3  
Пропорциональный дроссель B28  
Пропорциональное звено  
– без замедления H7, H12  
– с замедлением 1-го порядка H7, H10, H12  
– с замедлением 2-го порядка H7, H10, H11, H12  
Пропорциональный клапан для ограничения давления B20, B21 (непрямого действия)  
Пропорциональный клапан для ограничения давления B18 (прямого действия)  
Пропорциональный напорный клапан A1, A5, B18  
Пропорциональный распределитель A1, A5  
Пропорциональный распределитель непрямого действия B13  
Пропорциональный распределитель прямого действия B3  
Пропорциональный регулятор давления B13  
Пропорциональный регулятор потока A1, A5, B25  
Пропорциональный регулятор расхода (потока) B25, B27  
Пропорциональный редуцирующий клапан B22, B24 (непрямого действия)  
Путь замедления E9, E16  
Путь торможения H1  
Путь ускорения E9  
Разность заданной и действительной величин F3  
Разрешающая способность B8, C4  
Расходная характеристика B6, F4, F5, G6  
Расходная характеристика при наличии нагрузки F7, F8, G7  
Расходная характеристика, прогрессивная B4  
Реакция на изменение управляющего воздействия H13  
Регистрация результатов измерения H34  
– абсолютная регистрация H34  
– аналоговая регистрация H34  
– цифровая регистрация H34  
Регулирование давления H24  
Регулирование положения H5, H20  
Регулирование скорости H21, H22  
Регулирование частоты вращения H21  
Регулируемая величина H5  
Регулируемый электромагнит A1, B1  
– регулируемый по подъему B2  
– регулируемый в зависимости от силы B1  
Регулирующая величина H5  
Регулирующее устройство H5, H18, H19  
Регулирующий клапан G12  
Регулятор D6, H6, H41  
– P-регулятор H14  
– I-регулятор H14  
– PI-регулятор H14  
– D-регулятор H16  
– PD-регулятор H17  
– PID-регулятор H17  
Редукционные клапаны B13  
Сервогидравлика F1  
Серводвигатель (поворотный серводвигатель) G2  
Сервоклапан F1, G1, H18, H19, H20, J2, J3, J5  
– динамические свойства G7  
– ввод в эксплуатацию G15, G16  
– монтаж G15  
– техход G16  
Сервораспределитель G5  
Сервоусилитель H20, H23, H24, H26, H27, J2  
Система измерения F3, J6  
Система измерения перемещений H18, H19, H20  
Слив масла в линии управления B14  
Скорость срабатывания F6  
Сливной запорный клапан постоянной разности давлений C11  
Сливной клапан постоянной разности давлений C10  
Смещение фаз F8  
Снижение давления на кромке дросселя C1  
Снижение давления (фильтр) K8  
Собственная частота E10  
Собственная частота без затухания E23  
Собственная частота для цилиндров синхронного хода E23, E24  
Собственная частота клапана, нагрузки J4  
Собственная частота с дифференциальным цилиндром E24  
Собственная частота с масляным двигателем E26  
Согласующий усилитель H20, H21, H23, H24, H42  
Соотношение амплитуд F9

Срок службы фильтроэлемента К7  
Степень очистки К6  
Ступенчатое изменение входного сигнала Н6  
Сумматор D6, H21, H28, H43  
Техуход за пропорциональными клапанами В30  
Техуход за сервоклапанами G15, G16  
Типоразмер фильтров К8, К11  
Ток подмагничивания D7  
Ток пульсации В20  
Тонкость фильтрации К6  
Торможение,  
— зависимое от времени Н1  
— зависимое от перемещения Н2  
Тормозной клапан С7, С8  
Тормозной кулачок Н3  
Точка останова Н1  
Точность при повторении В4  
Точность установки J10  
Триггер Шмитта Н28, H43  
Указания для проведения техухода за фильтром К15  
Универсальная карта Н21, H28, H29  
Управляющая кромка В4  
Управляющий поршень В4  
Усилитель Н42  
Усиление давления F7, H24  
Усиление контура J2, H24  
Усиление по скорости F6, G6  
Усилитель Н42  
Усилитель схемы переключения Н23, H24, H31  
Ускорение В8  
Ускоренный ход, пониженный Н1  
Устойчивость Н13  
Устойчивость показателя  $\beta$ -X К6  
Устройство для определения места повреждения кабеля D5  
Фазовая характеристика F9  
Фильтрация К1  
Фильтрование К1  
Фильтр сливной линии для монтажа в баке К13  
Функция зависимости давления от сигнала F7  
Характеристика очистки К4  
Цель управления F2  
Частотная характеристика F8, F9  
Электрическая обратная связь В2, G9, G11  
Электроника D1  
Электроника управления D1  
Эрозионный износ на кромках управления К1

- Цирпенль, М.                    Операционный усилитель  
Издательство "Францис-Ферлаг", Мюнхен/ФРГ
- Сименс                            Электрические приводы подачи для  
металлообрабатывающих машин или станков,  
Siemens Aktiengesellschaft, Эрланген/ФРГ
- Бакке, В.                         Сервогидравлика  
Перепечатка для лекций, Ахен/ФРГ
- Фёллингер, О.                 Техника регулирования  
АЭГ-Телефункен АГ, Западный Берлин
- Хармс, Г.                        Линейный усилитель  
Издательство "Фогель-Ферлаг", Вюрцбург/ФРГ
- Бауэр, Г.                        Масляная гидравлика  
Издательство "Тойбнер Штудиенскриптен", Штутгарт/ФРГ
- Общество немецких  
металлургов (ФРГ)             Техническая документация для семинаров  
Сервогидравлика, Дюссельдорф/ФРГ
- Флигер, К.                      Техника регулирования, основы и приборы  
Издательство "Хартманн унд Браун", Франкфурт на Майне/ФРГ
- Фридрих                         Книга таблиц по электротехнике  
Издательство "Ферд. Дюммлер-Ферлаг", Бонн/ФРГ
- Самсон                         Информационный материал по технике регулирования  
Самсон Аппаратебау АГ, Франкфурт на Майне/ФРГ
- Цыго                             Бесконтактная лазерная сканирующая система измерения  
Цыго LTS
- Манн/Шиффельген             Введение в технику регулирования  
Издательство "Карл Ханзер Ферлаг", Мюнхен/ФРГ
- (Фирменная брошюра)        Цинровые технические средства  
Фирма Фраба, Кёльн/ФРГ
- (Фирменная брошюра)        Системы для измерения длин,  
устройство для преобразования угла поворота в код  
Д-р Йоханнес  
Фирма Хайденхайн, Траунройт/ФРГ
- Панцер-Байтлер                Справочник по масляной гидравлике,  
проектированию и рабочему режиму, 2-е издание  
Издательство "Краускопф-Ферлаг", Майнц/ФРГ

Данный учебник и справочник, изданный фирмой Маннесманн Рексрот, состоит из следующих глав:  
Введение в технику пропорциональных клапанов - Пропорциональные клапаны, приборная техника - Компенсация нагрузки с помощью клапанов постоянной разности давлений - Электроника управления для пропорциональных клапанов - Критерии для определения параметров управления с помощью пропорциональных клапанов - Введение в технику сервоклапанов - Сервоклапаны, приборная техника - От управления к контуру регулирования - Влияние динамических свойств сервоклапана на контур регулирования - Фильтрация на гидравлических установках с сервоклапанами и пропорциональными клапанами - Примеры выполненных установок с использованием пропорциональных клапанов и сервоклапанов.

После систематической проработки данной книги читатель будет в состоянии установить различия между пропорциональными системами и сервосистемами, он станет правильно оценивать пределы, но ему откроются также многочисленные возможности пропорциональной техники. Читатель ознакомится с основными направлениями в развитии электронного управления пропорциональных клапанов и сервоклапанов, а также с взаимодействием гидравлических и электронных компонентов в системе.

К данной книге были выпущены комплекты слайдов и изображений на пленке для показа на экране, которые можно заказать на фирме Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне/ФРГ.

**Mannesmann Rexroth GmbH · D-8770 Lohr a. Main · Postfach 340 · Tel.: 093 52/180**