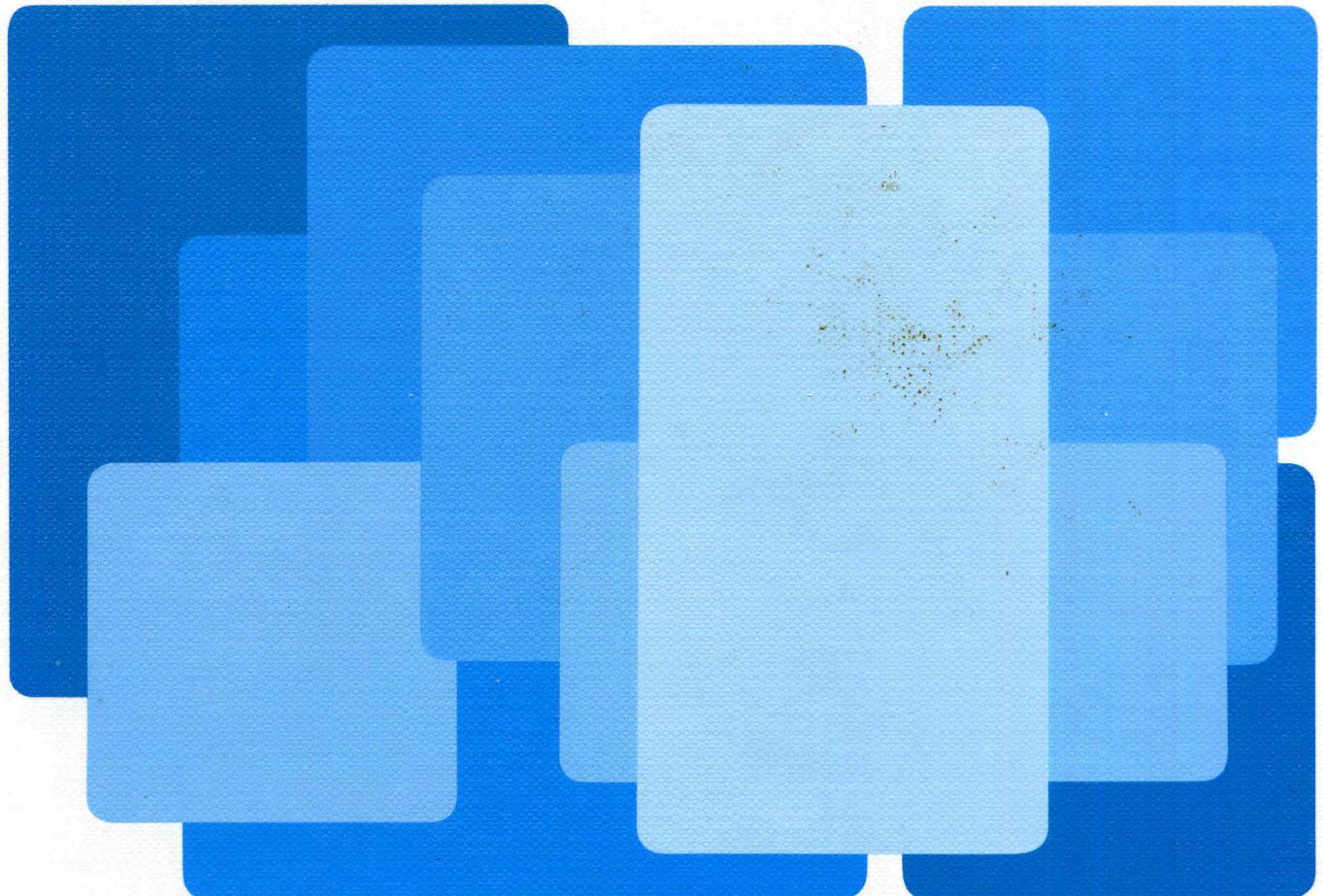


**MANNESMANN  
REXROTH**

**Маннесманн  
Рексрот**

**УЧЕБНЫЙ  
КУРС  
ГИДРАВЛИКИ**  
**Том II**



**RSU 00303/10.86**

**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

**Фотографии 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 предоставляет 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 за кругляют 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 нагрузываемыми 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.

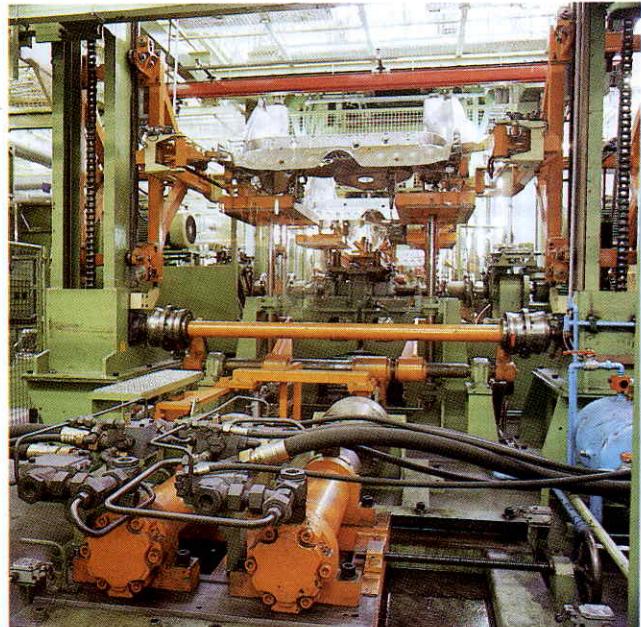


Рис. 2: Один цилиндр, второй цилиндр служит в качестве резервного цилиндра, приводит в действие посредством механических устройств одновременно все позиции.



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

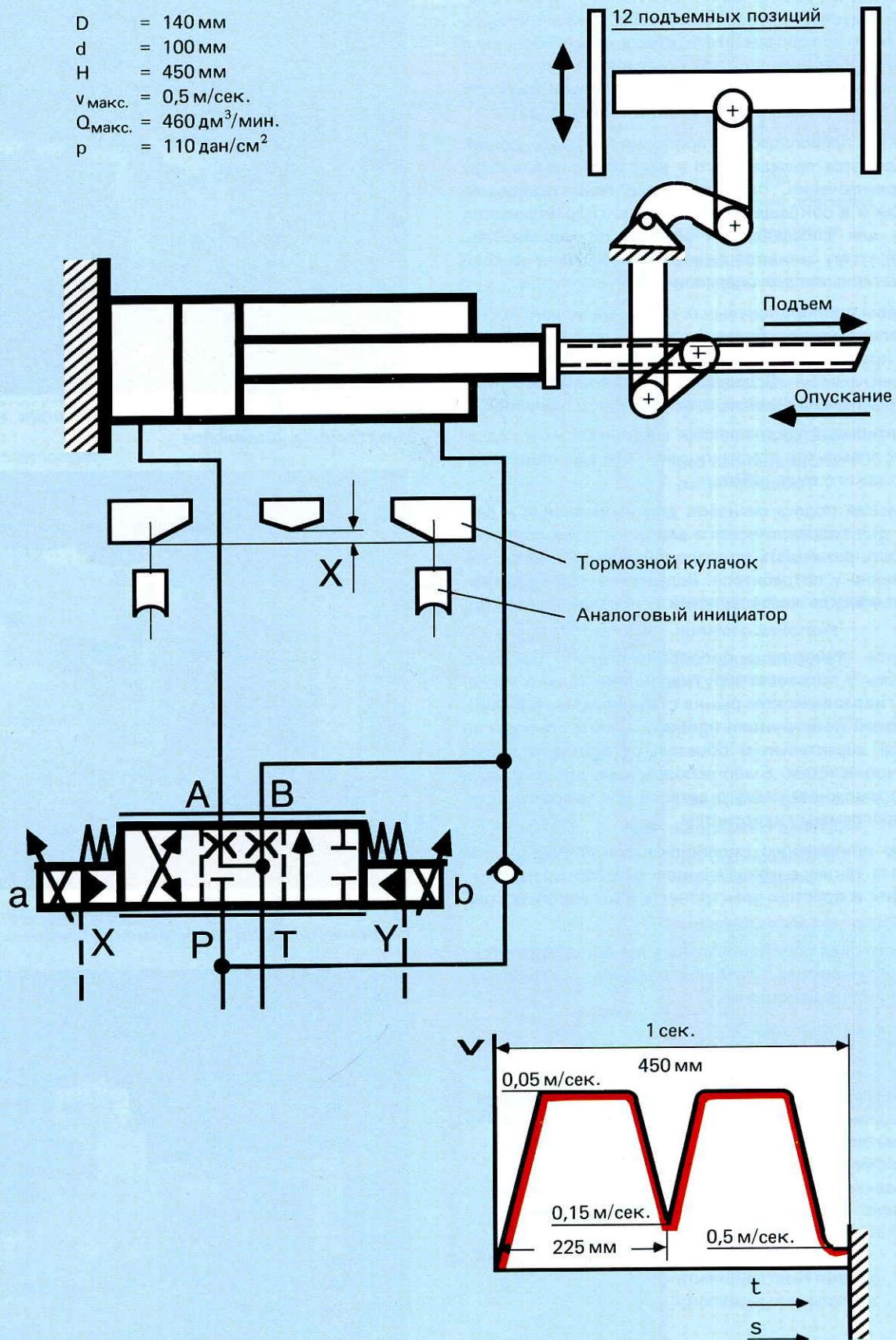


Рис. 4: Принципиальная схема гидромеханического привода на поточной линии сварки (наверху) и его ход перемещений на диаграмме (справа внизу).

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 способствовала также, в конце концов, разработка надежно работающих и простых электронных карт европейского формата.

Для каждого вида попорциональных 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

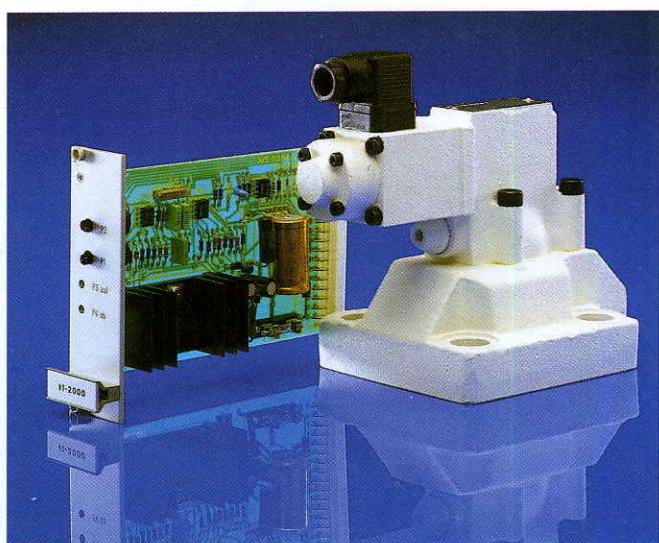


Рис. 6: Пропорциональный клапан для ограничения давления типа DBE, электроника управления

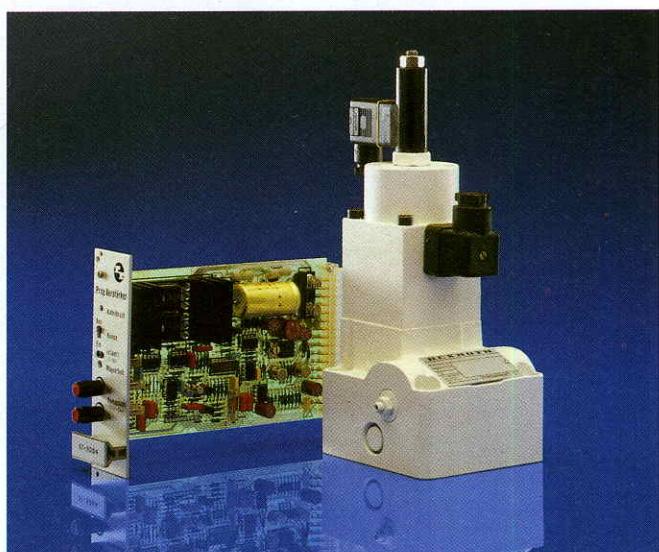
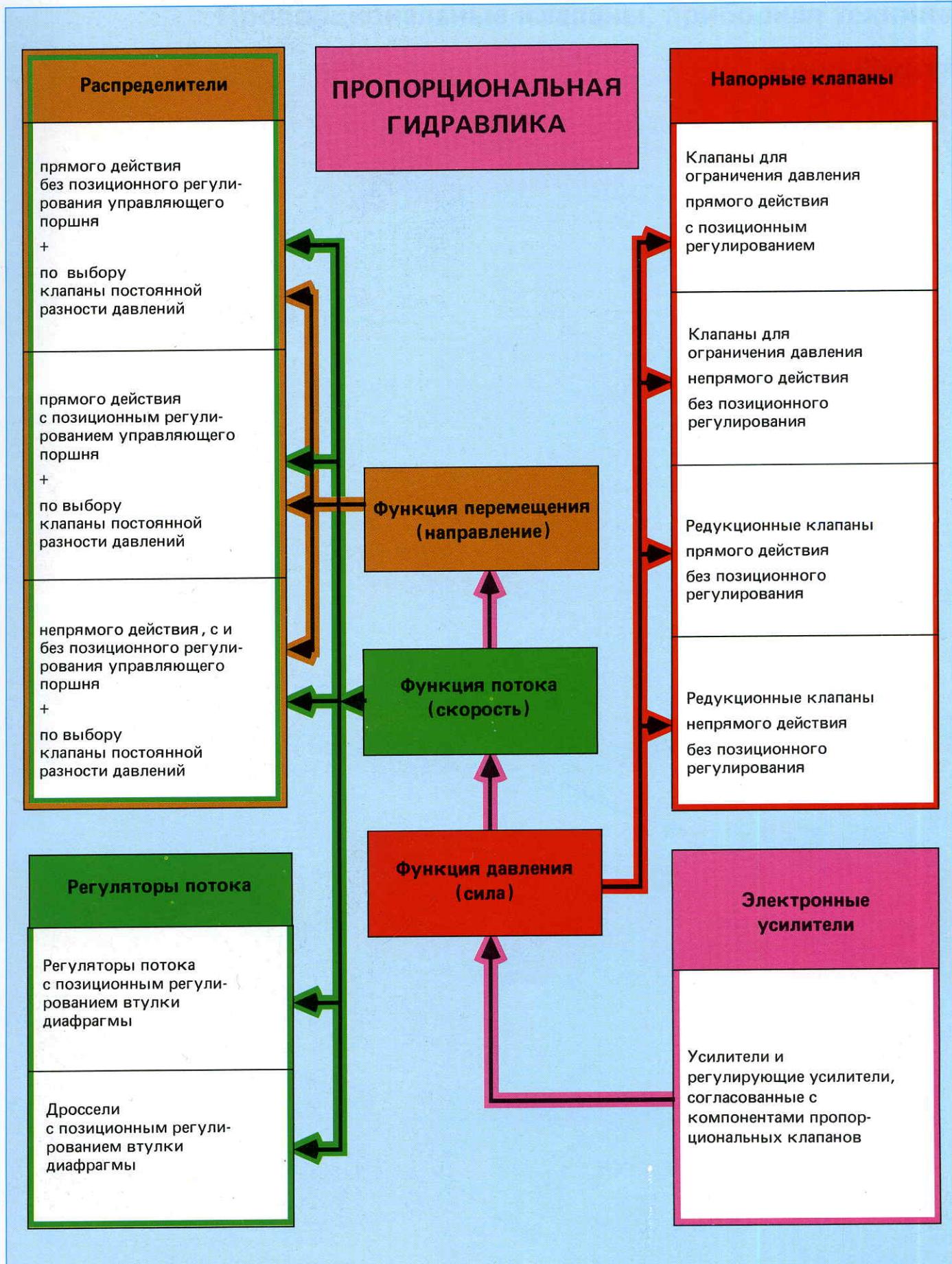


Рис. 7: Пропорциональные регуляторы потока типа 2FRE, электроника управления

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.

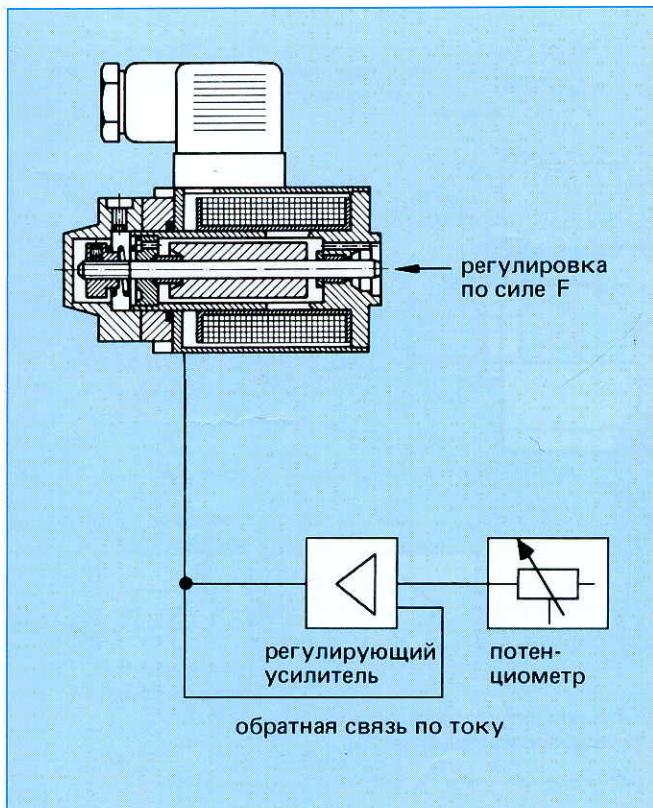


Рис. 1: Регулируемый электромагнит по силе

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.

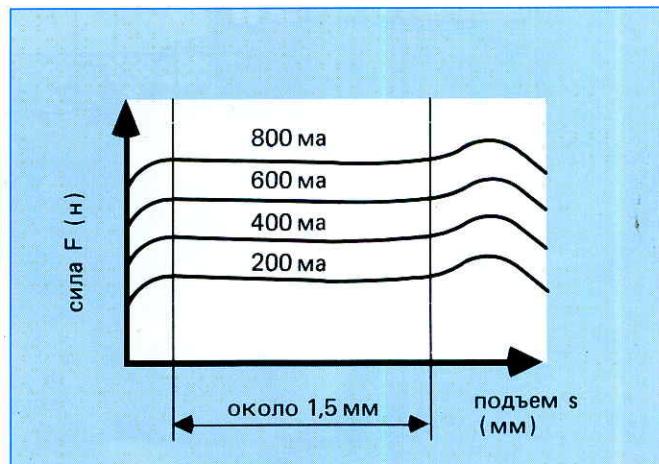


Рис. 2: Графическая характеристика "сила - подъем"

### 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.

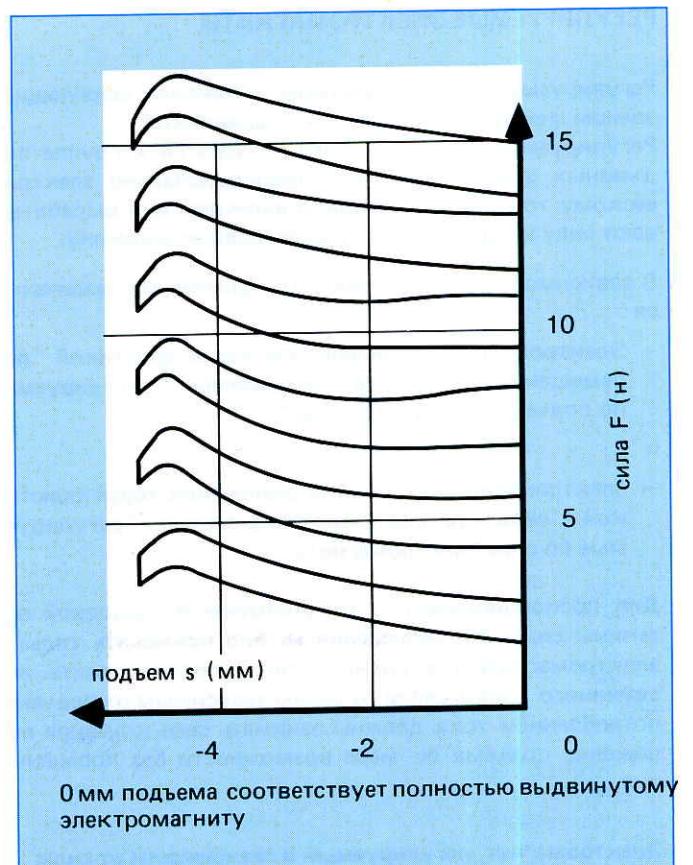


Рис.3: Графическая характеристика, электромагнит, регулируемый по подъему

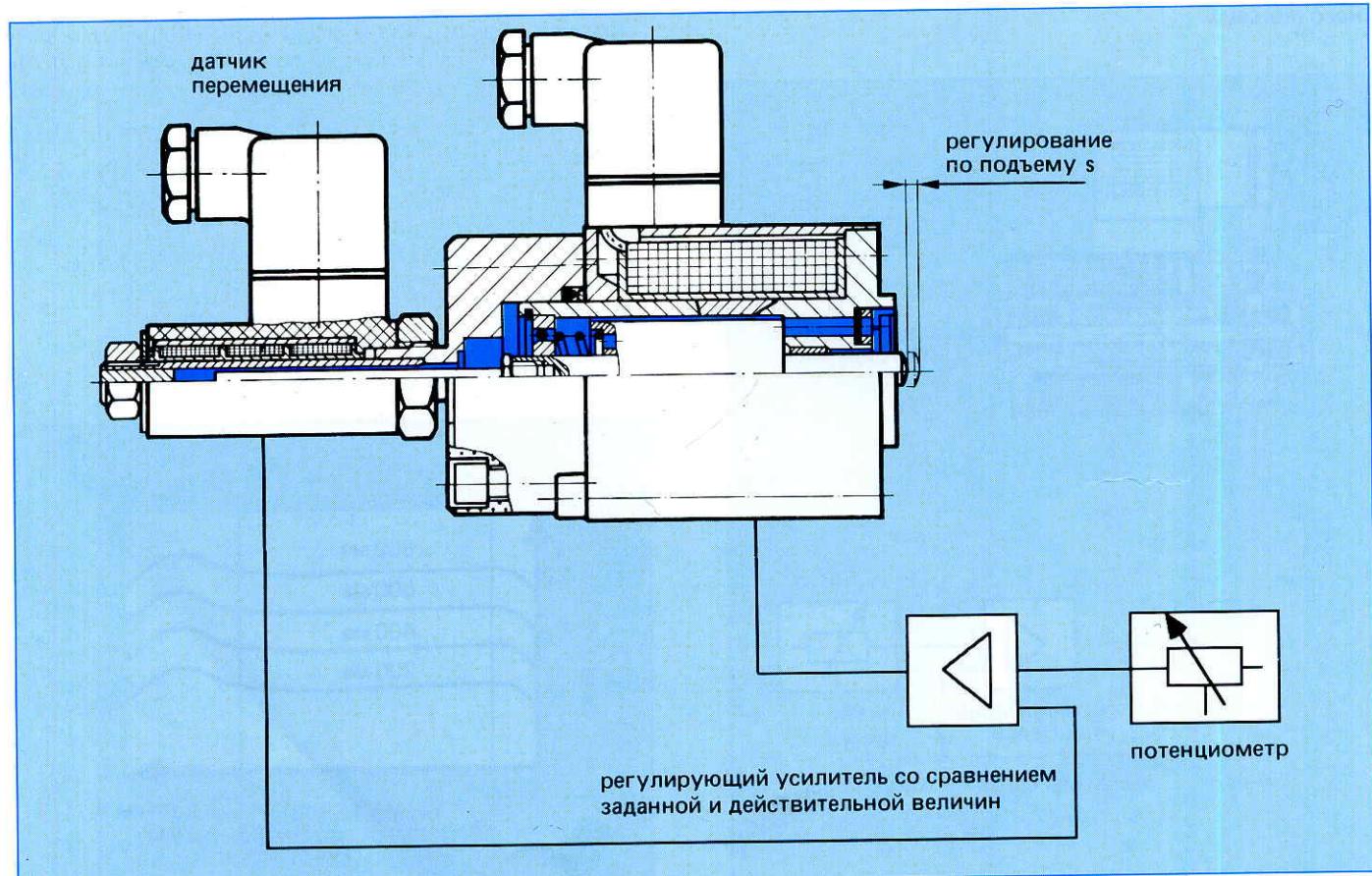


Рис.4: Регулируемый электромагнит с регулированием по силе

## 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.

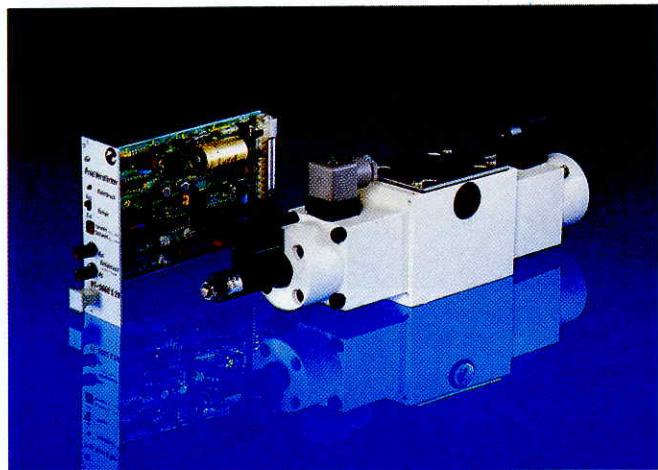


Рис. 5: Пропорциональный распределитель прямого действия типа 4 WRE 10 с электрической обратной связью, электронное управление

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 Р, А, В и Т. Если будет, например, возбуждаться электромагнит А (слева), то он передвинет управляющий поршень вправо. Будет наложено соединение Р → В и А → Т.

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

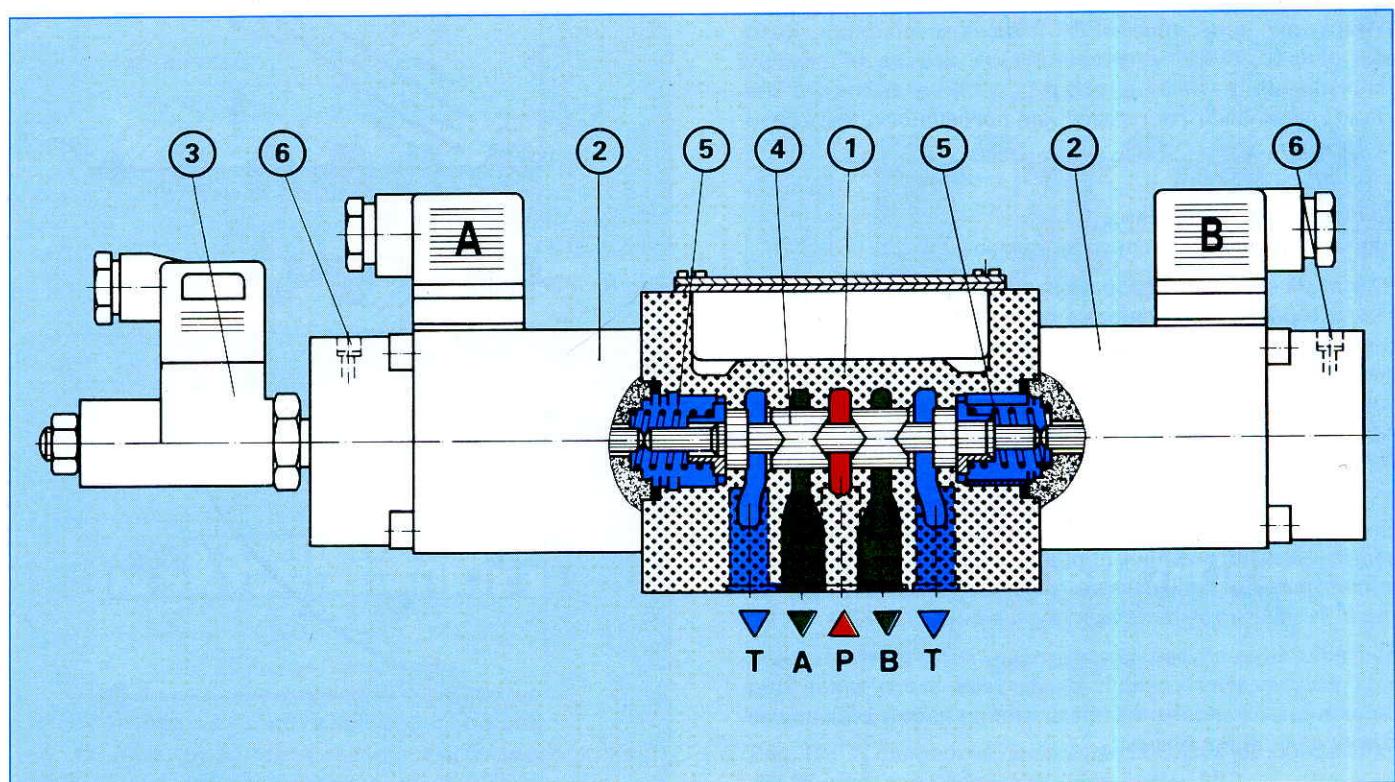


Рис. 6: Пропорциональный распределитель прямого действия с электрической обратной связью

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 отключение 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 способствуют получению прогрессивной расходной характеристики (рис. 9).

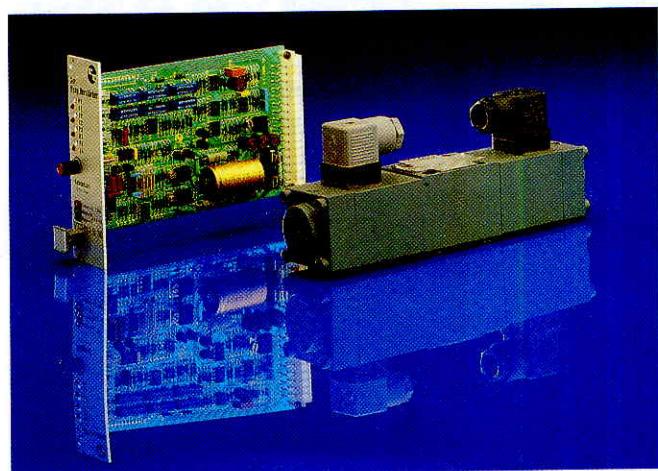


Рис. 7: Пропорциональный распределитель прямого действия типа 4 WRA 6 без обратной связи, электроника управл.

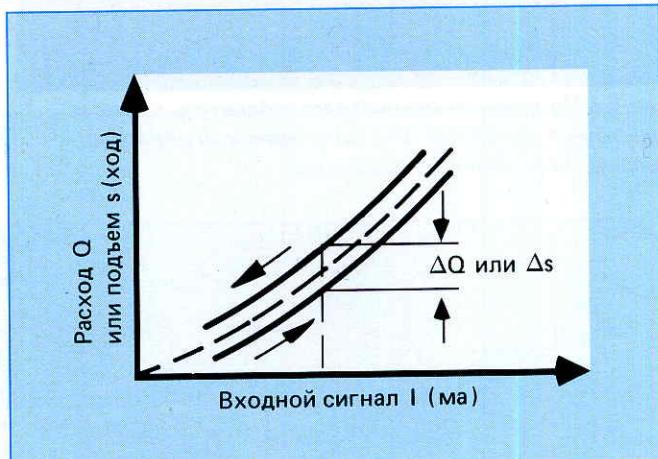


Рис. 8: Гистерезис

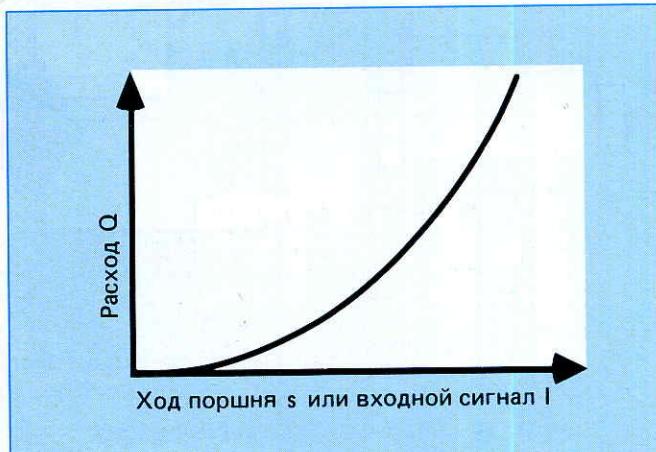


Рис. 9: Графическая характеристика  $Q - h$  или графическая характеристика  $Q - I$

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.

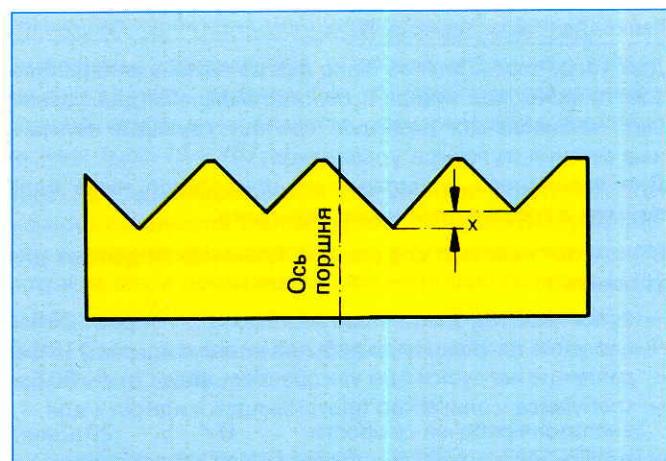


Рис. 10: Смещенные дросселирующие пазы по окружности поршня и длинный ход поршня обеспечивают хорошую разрешающую способность

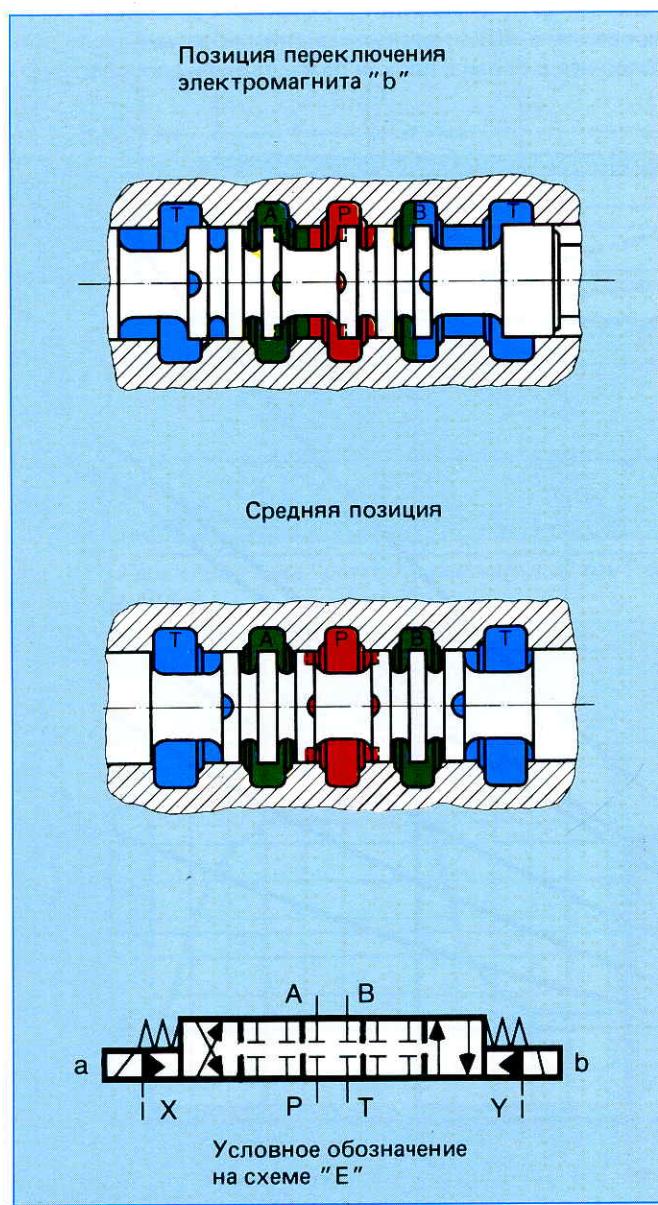


Рис. 11: Перекрытие переключающего распределителя ДУ25, условное обозначение на схеме "Е" (закрытая средняя позиция)

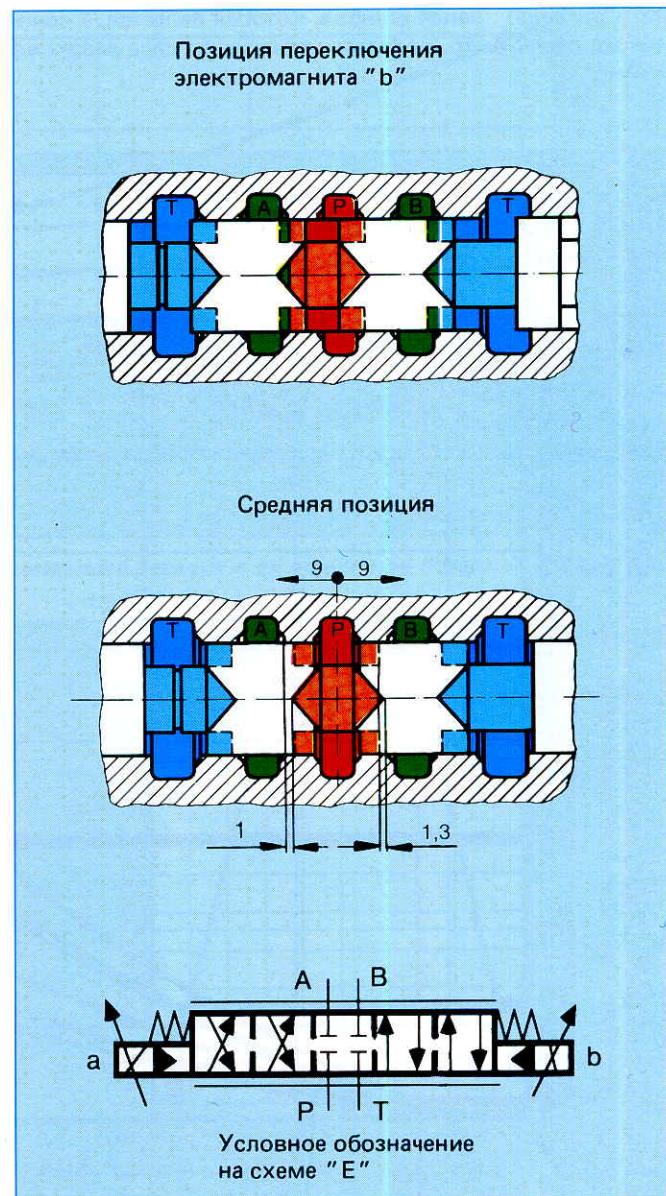


Рис. 12: Перекрытие пропорционального распределителя ДУ25, условное обозначение на схеме "Е" (закрытая средняя позиция)

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 диапазон 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.

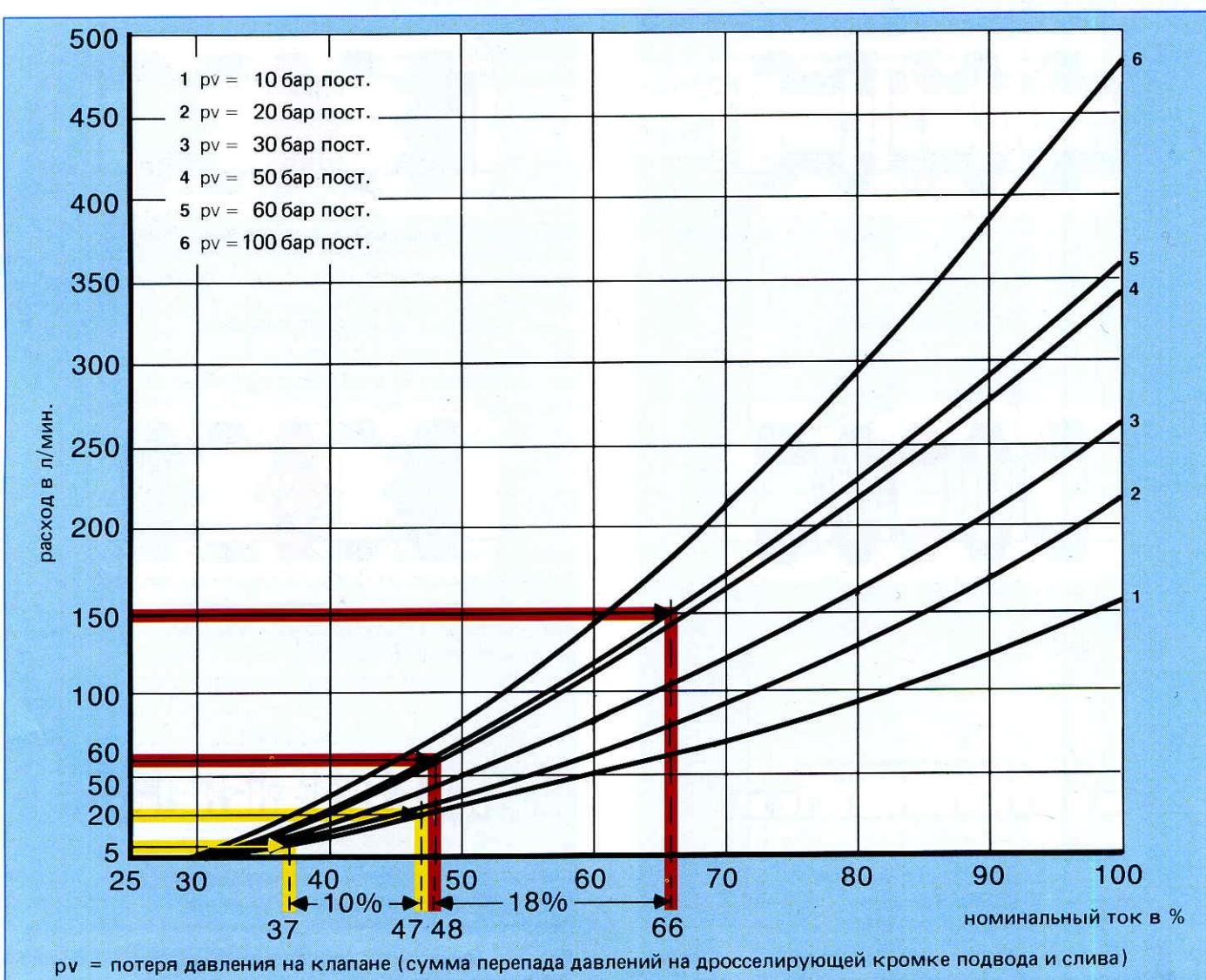


Рис. 13: Характеристика "расход-номинальный ток" для 150 л/мин., номинального расхода при потере давления на клапане в 10 бар.

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%, отсюда вытекает, что диапазон регулировки будет значительно большей величины, в результате 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 амплитудой". 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.

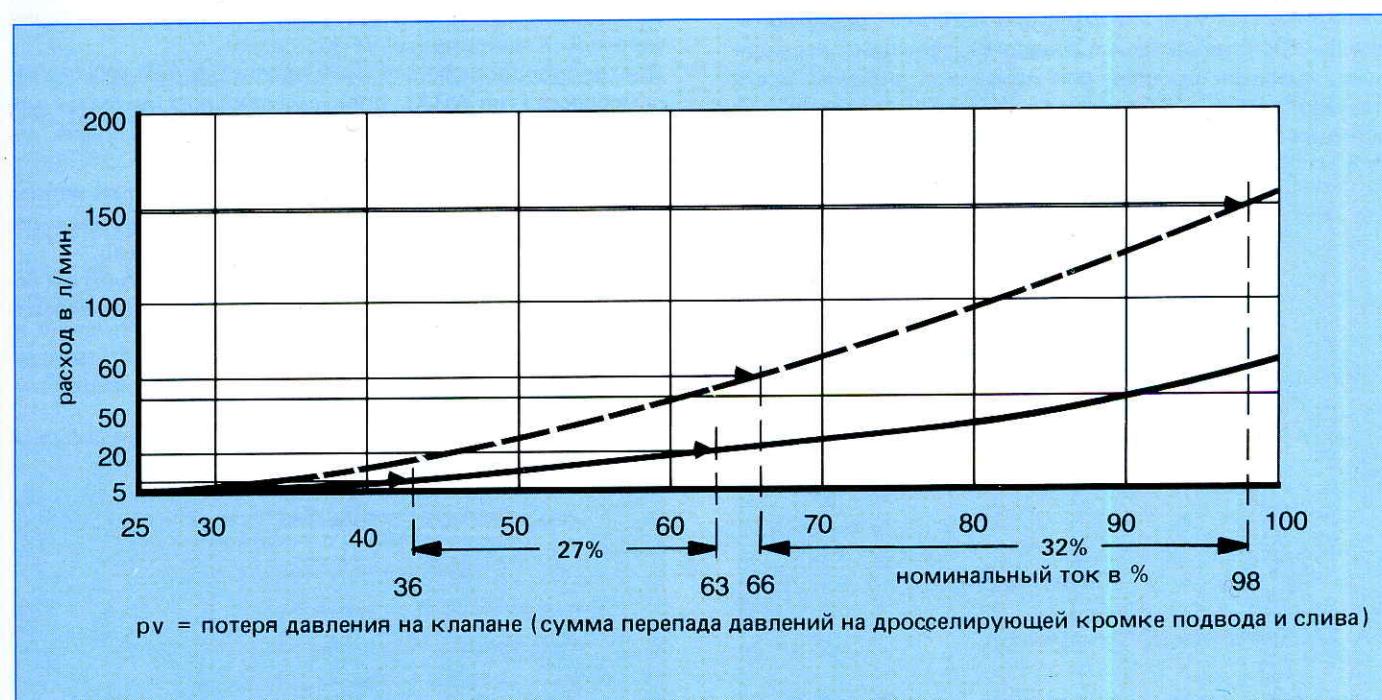


Рис. 14: Характеристика "расход - номинальный ток" для номинального расхода в 64 л/мин. при потере давления на клапане в 10 бар.

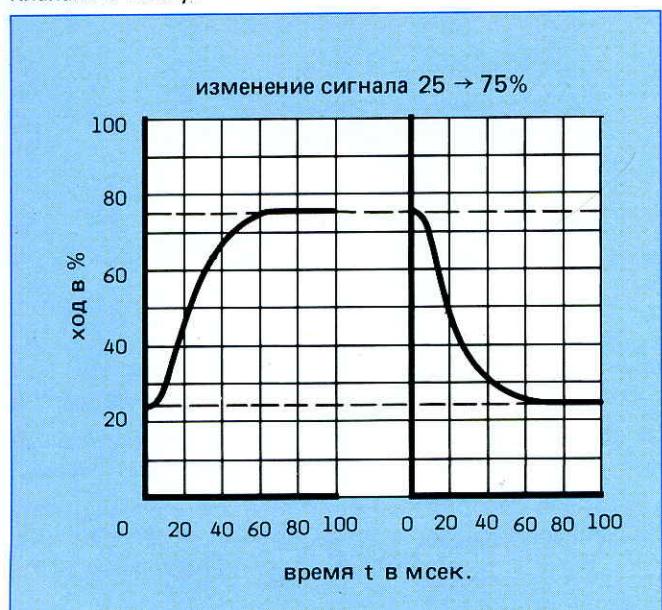


Рис. 15: Переходная функция при скачкообразном, электрическом, входном сигнале, изменение сигнала 25 → 75%

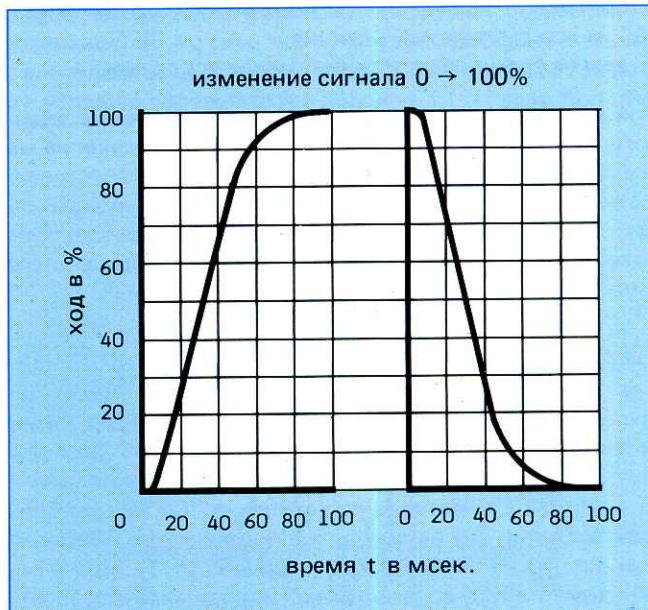


Рис. 16: Переходная функция при скачкообразном, электрическом, входном сигнале, изменение сигнала 0 → 100%

### Ускорение, замедление

При описываемом вначале 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.

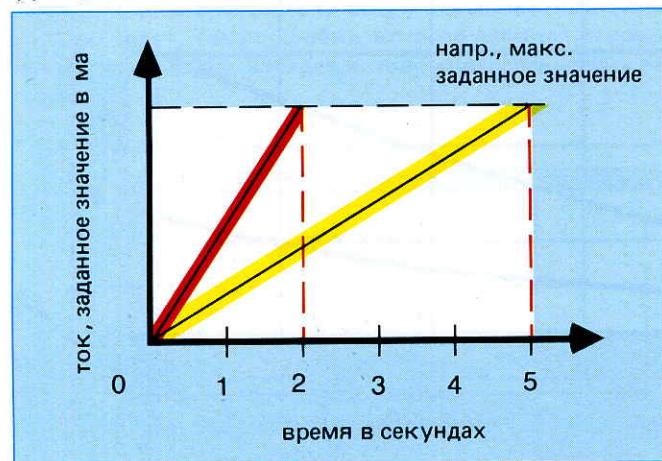


Рис. 17: Диаграмма "ток - время"

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 "естественному" 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 подробнее описано 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.

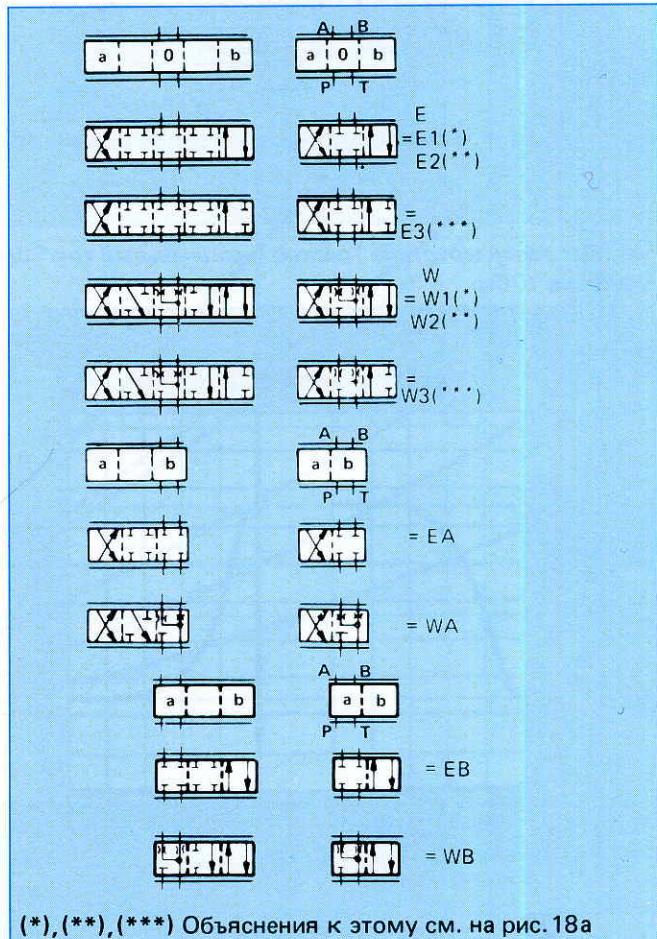
Для пропорционального распределителя без датчика перемещения (тип WRA) предусматривается диапазон управления 1 : 20. При макс. количестве в 40 л/мин. составил бы самый малый расход 2 л/мин.

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 встречать 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:

$$P \rightarrow A = Q_{\max} \quad | \quad B \rightarrow T = Q/2$$

$$P \rightarrow B = Q/2 \quad | \quad A \rightarrow T = Q_{\max}$$

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

$$P \rightarrow A = Q/2 \quad | \quad B \rightarrow T = Q_{\max}$$

$$P \rightarrow B = Q_{\max} \quad | \quad A \rightarrow T = Q/2$$

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

$$P \rightarrow A = Q_{\max} \quad | \quad B \rightarrow T = \text{закрыто}$$

$$P \rightarrow B = Q/2 \quad | \quad A \rightarrow T = Q_{\max}$$

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

Рис. 18а: Расходные характеристики поршней

#### Примеры к отдельным модификациям поршней

##### Поршень Е

Поршень Е 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.

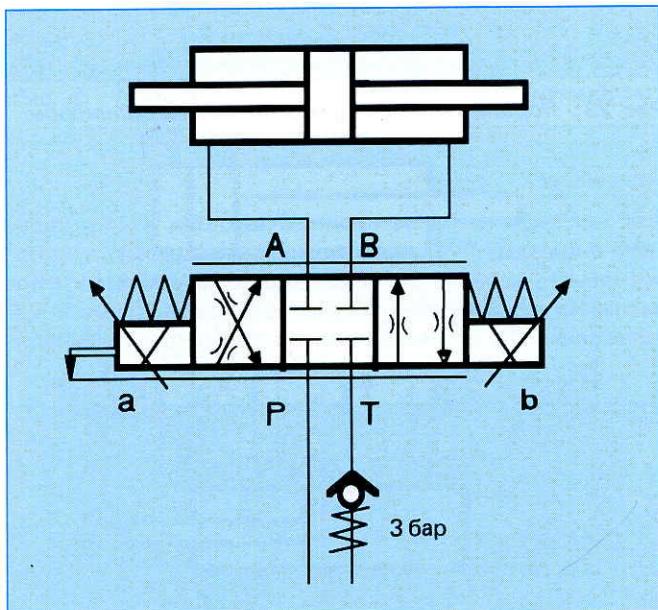


Рис. 19: Поршень Е с цилиндром синхронного хода

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.

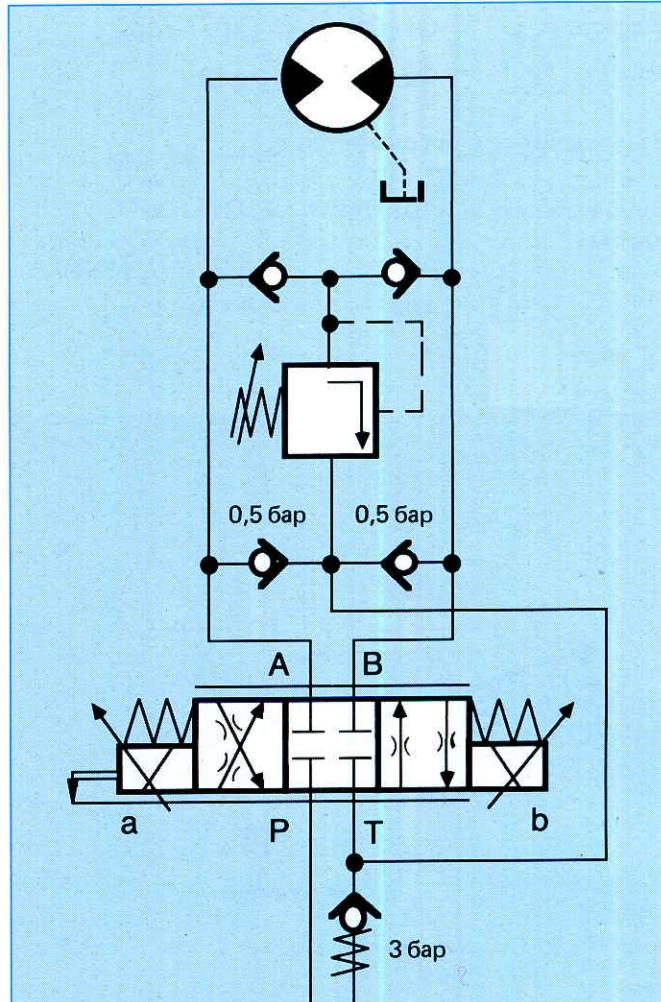


Рис. 20: Поршень Е с гидродвигателем

При таком переключении с цилиндром с соотношением площадей  $A_K : A_R = 2 : 1$  следует выбирать поршень с соотношением отверстий дросселей также 2 : 1. Такому условию соответствует поршень Е1 (также поршень W1).

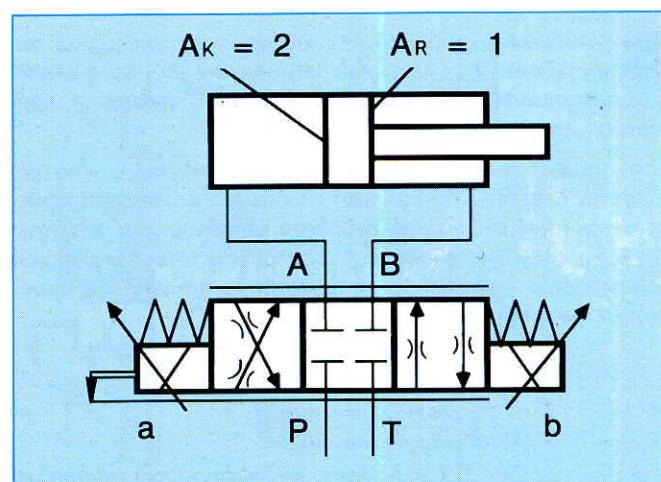


Рис. 21: Поршень Е1 с дифференциальным цилиндром

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

$$\text{В действии } Q_1/Q_2 = \sqrt{\Delta p_1} / \sqrt{\Delta p_2}$$

$$\text{если } Q_2 = 2 \cdot Q_1$$

и проходные сечения одинаковые,

$$\begin{aligned} \text{тогда вытекает } \Delta p_1 / \Delta p_2 &\triangleq Q_1^2 / Q_2^2 \\ \text{отсюда } \Delta p_2 &\triangleq (Q_2^2 / Q_1^2) \cdot \Delta p_1 \\ - - > \Delta p_2 &\triangleq 4 \cdot \Delta p_1 \end{aligned}$$

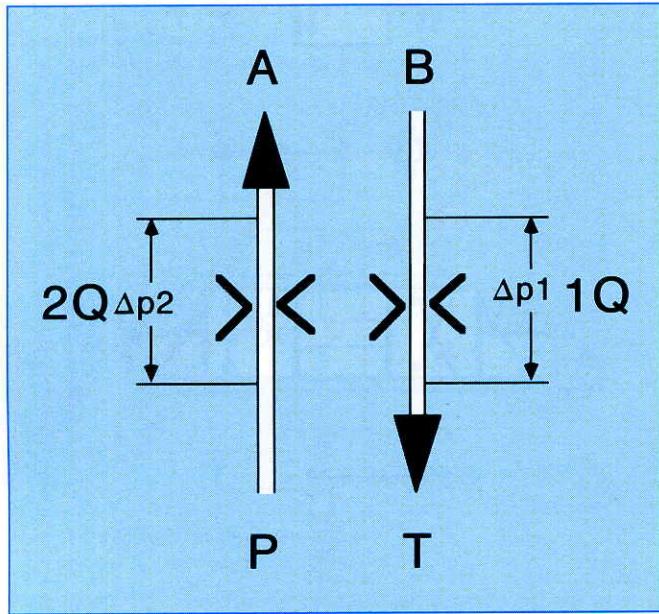


Рис. 22: Зависимость расхода от перепада давлений

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  $P \rightarrow A$  и  $B \rightarrow T$ , как 4 : 1.

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

С помощью поршня E1

$$(P \rightarrow A = 1/1 \text{ проходное сечение и } B \rightarrow T = 1/2 \text{ проходное сечение})$$

или при поршне E2 наоборот, таких проблем можно избегать.

### 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.

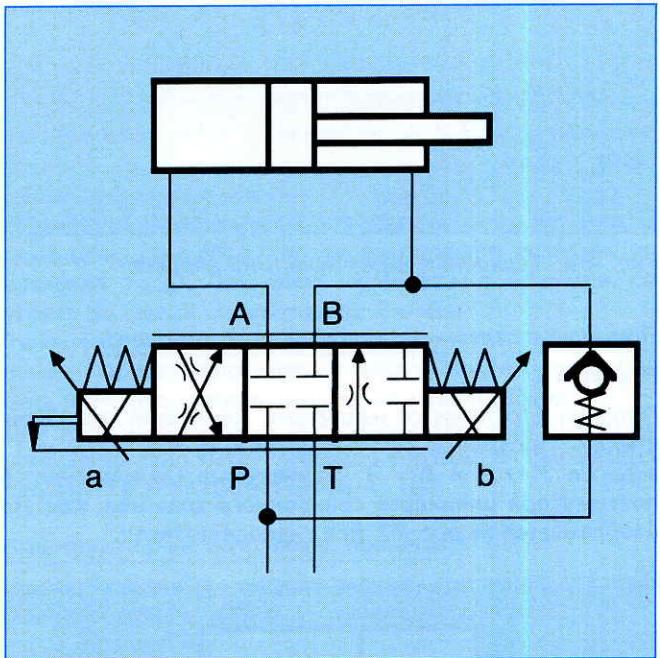


Рис. 23: Поршень E3 с дифференциальным цилиндром

### Поршень W

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

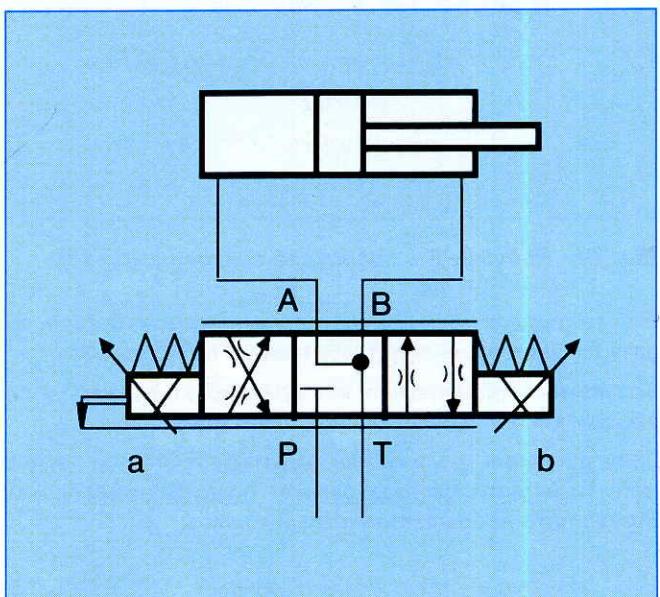


Рис. 24: Поршень W с дифференциальным цилиндром

**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 размежом 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.

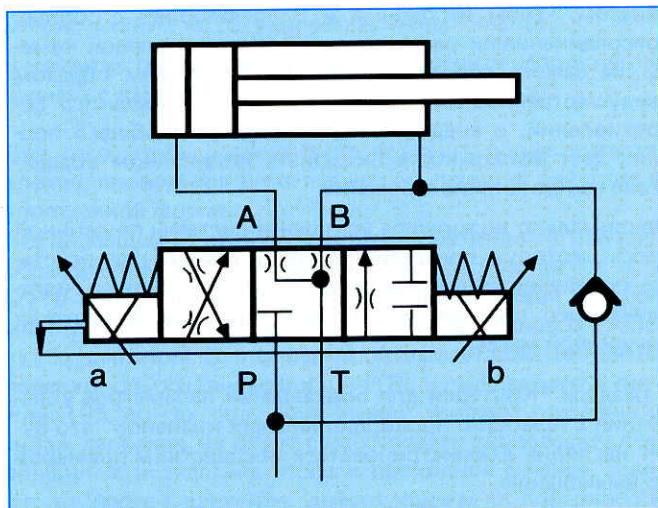


Рис. 25: Поршень W3 с дифференциальным цилиндром

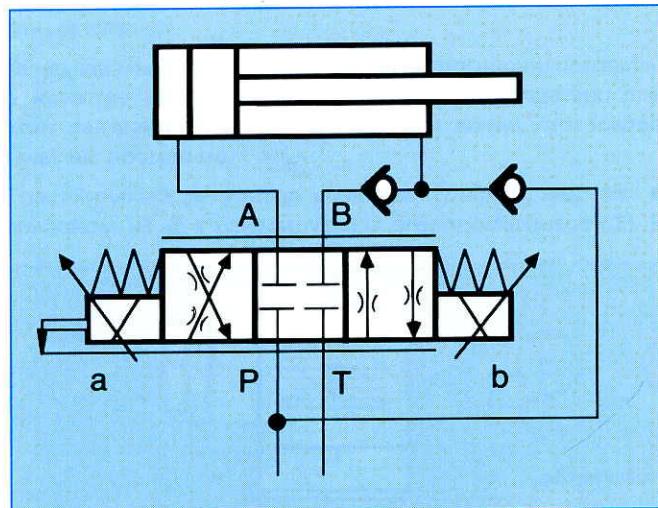


Рис. 26: Дифференциальная схема с поршнем E, соотношение площадей

**Другие примеры переключения**

На рис. 27 изображается цилиндр с односторонним штоком, соотношение площадей составляет почти 1 : 1. Вертикальное размещение с весовым уравновешиванием. Применяется поршень W1. Весовое уравновешивание 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 уравновешиванием, клапан с поршнем W1.

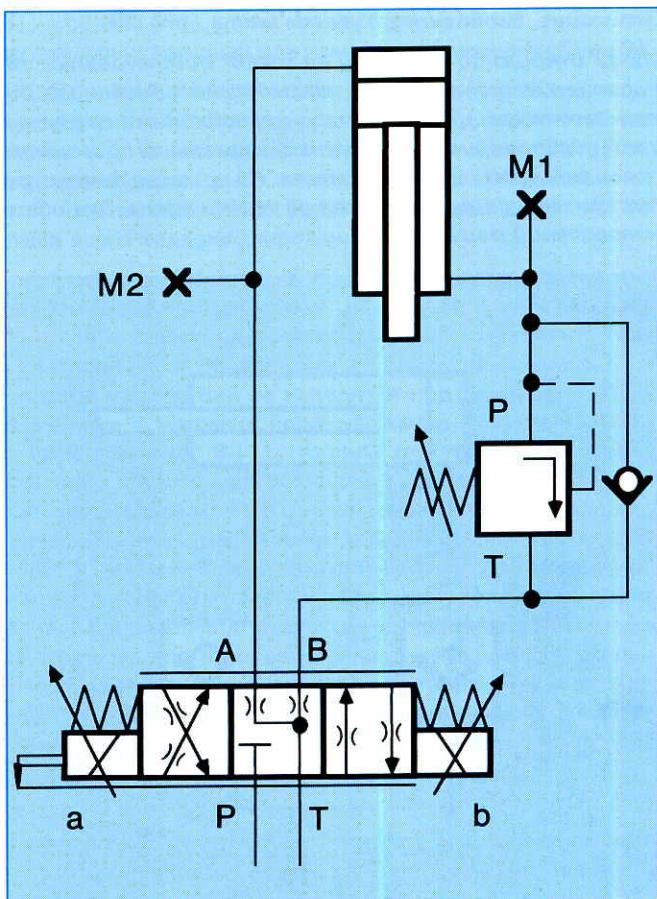


Рис. 27

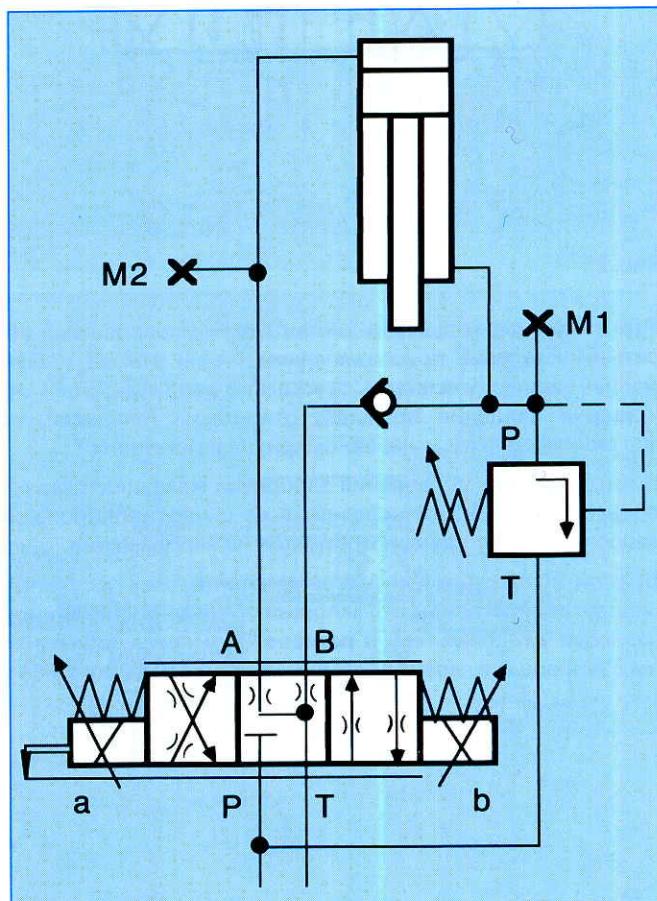


Рис. 28

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.

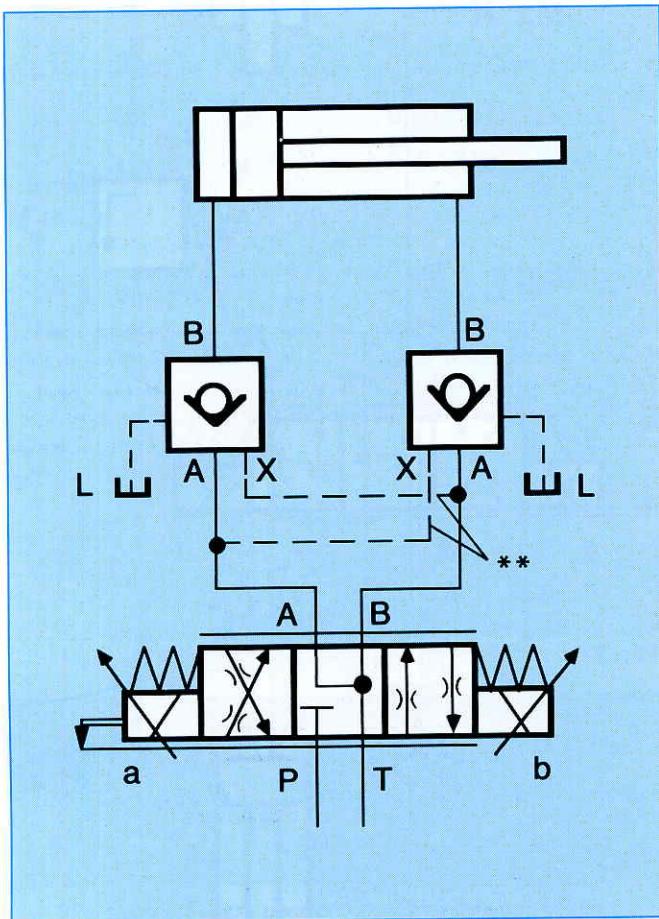


Рис. 29

При таком переключении, несмотря на управляемый обратный клапан с присоединением линии отвода утечек масла, следует учитывать отношение давлений. Если отношения давлений превышают 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 A соединялось с присоединением A цилиндра, т.е. со стороны поршня. Это касается в особенности клапанов E1, W1, E3 и W3, но на это должно обращаться внимание также при основном поршне, поскольку в клапане более короткий путь от A → T.

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 A и B 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 преобразуется в регулируемых электромагнитах (1) или (2) в пропорциональную силу. В соответствии с силой мы получим на выходе (A или B) 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. При соединении A и B соединены с присоединением T, и вследствие этого они не находятся под давлением. Присоединение P закрыто. Если, например, будет включаться электромагнит B (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 P к A. Присоединение B остается попрежнему соединенным с T. Давление, возросшее в присоединении A, заряжает давлением через радиальное сверленое 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.

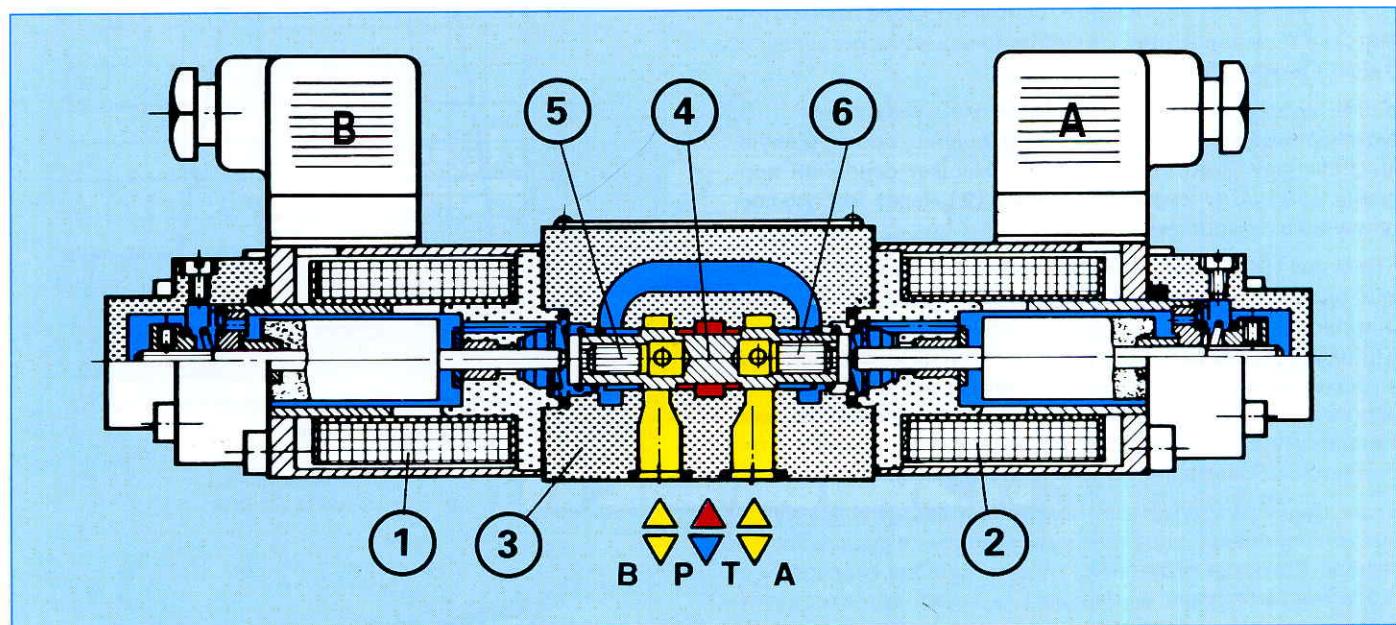
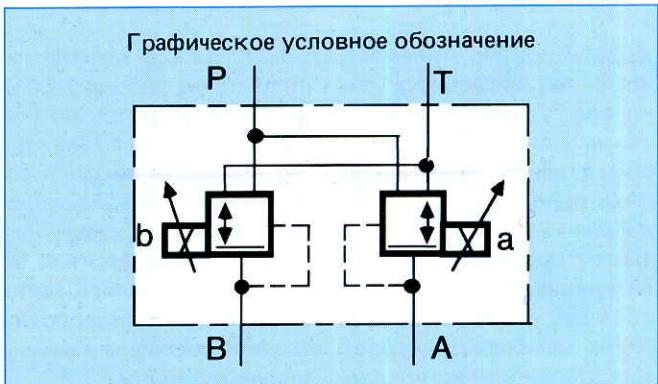


Рис. 30: Трехлинейный пропорциональный регулятор давления типа 3DREP6, применяемый как управляющий клапан

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

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

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 A или B к T, это значит, что масло может беспрепятственно течь в бак и B или A будет без давления. Одновременно прерывается соединение  $P \rightarrow A$  или  $P \rightarrow B$ .

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

Если камеры (10) и (12) будут без давления, т.е. A и B 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 B, то гидравлическое масло поступит либо внутри из канала P, либо снаружи через присоединение X посредством управляющего клапана в камеру (10). Там начнет давление пропорционально входному сигналу. Отсюда вытекающая сила давления передвигает основной поршень (8) к пружине (9) (рис. 33a) до тех пор, пока усилие пружины и сила давления не уравновесятся. Величина давления в линии управления определяет, таким образом, позицию поршня, вследствие этого освободившееся мембренообразное 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 A (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.

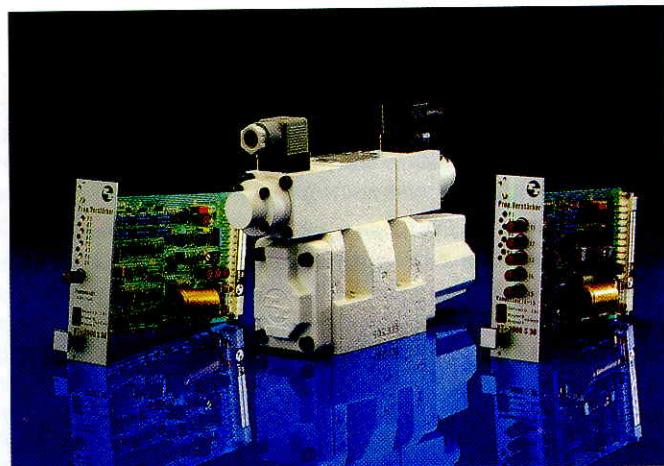


Рис. 31: Пропорциональный распределитель непрямого действия типа 4 WRZ, электроника управления

Требуемое давление управления составляет  $p_{St\ min.} = 30$  бар и  $p_{St\ max.} = 100$  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.

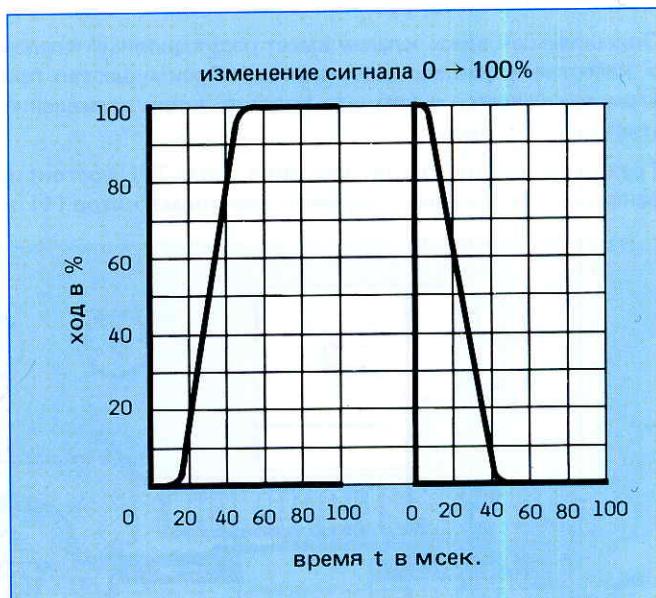
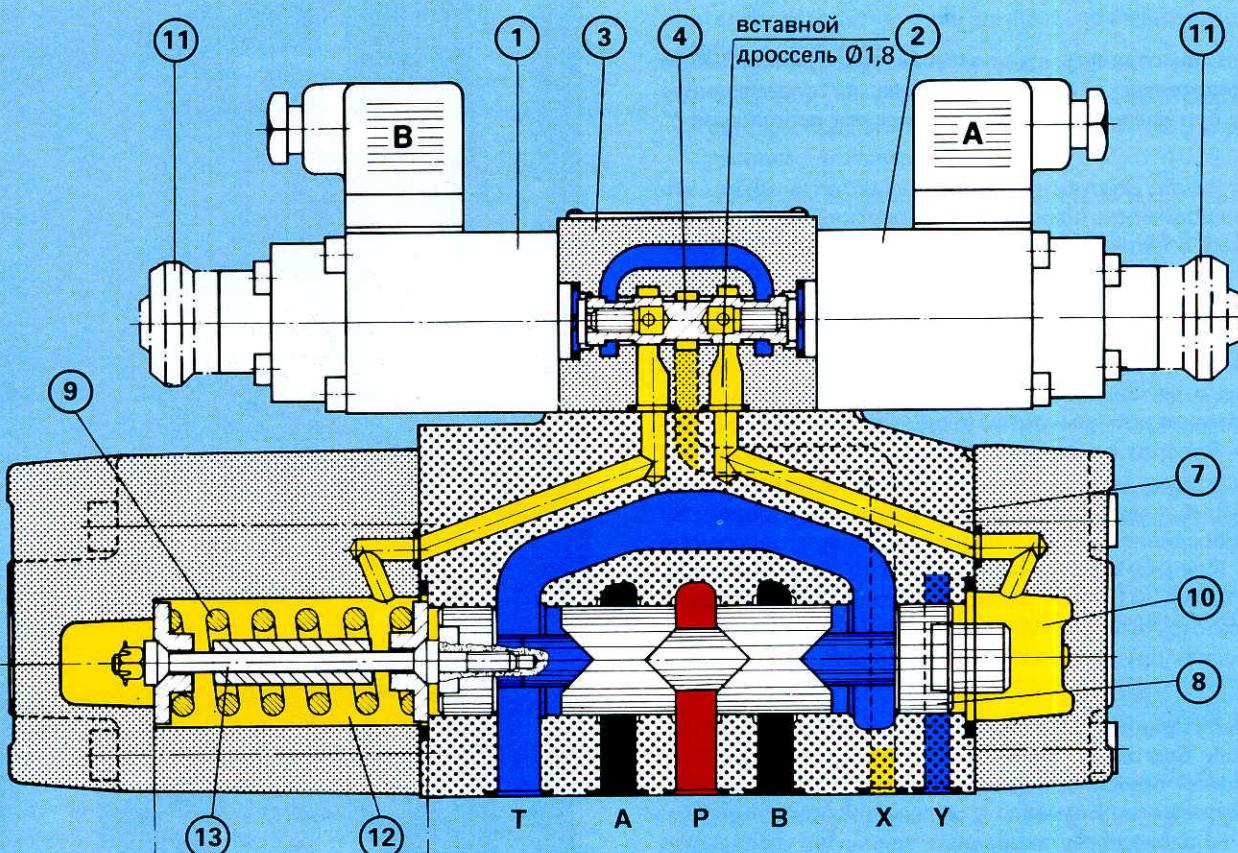


Рис. 32: Переходная функция при скачкообразном электрическом входном сигнале



Тип 4WRZ 16...-30/6A..Z4

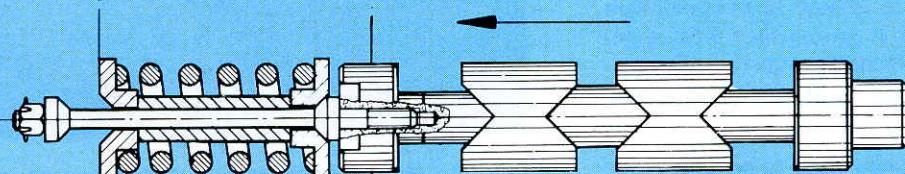


Рис. 33а

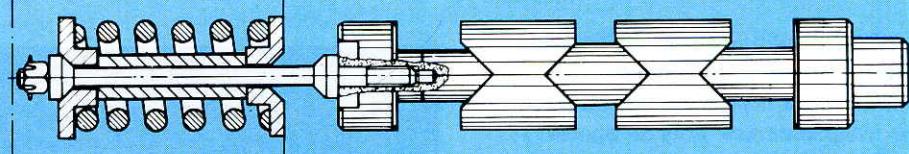
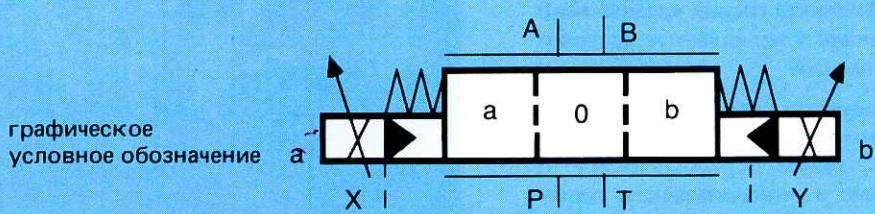


Рис. 33б



X = снаружи  
Y = снаружи

Рис. 33: Пропорциональный распределитель непрямого действия типа 4WRZ 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 4 WRE 10 в 4 мм. Воспроизводимость пропорциональных распределителей непрямого действия в программе фирмы Маннесманн Рексрот, типов 4 WRZ, 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 4 WRZ 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-

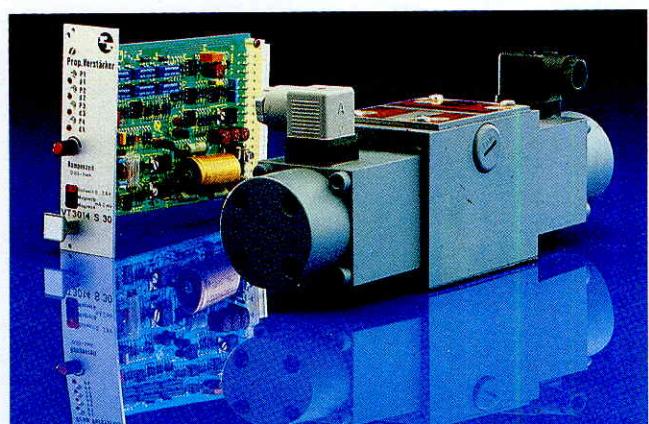


Рис. 34: Пропорциональный распределитель прямого действия без обратной связи по положению поршня типа 4 WRA 10, электроника управления

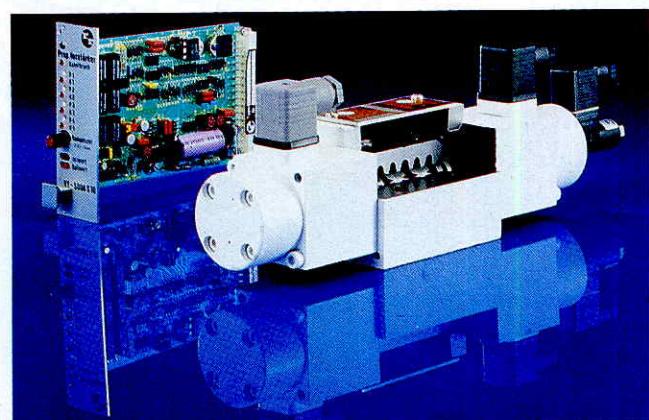


Рис. 35: Пропорциональный распределитель прямого действия с обратной связью по положению поршня типа 4 WRE 10, электроника управления

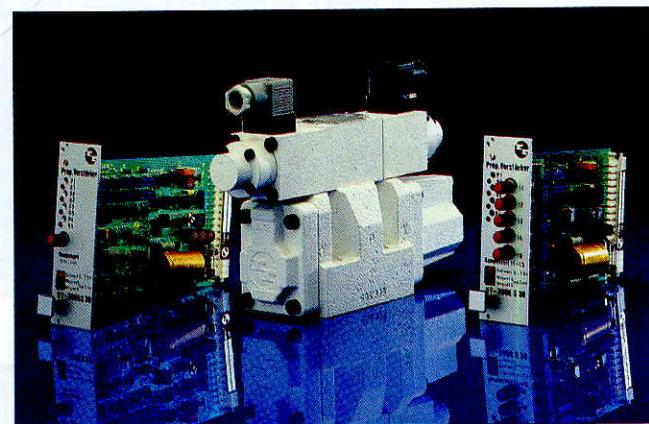


Рис. 36: Пропорциональный распределитель непрямого действия без обратной связи по положению поршня типа 4 WRZ 10, электроника управления

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-

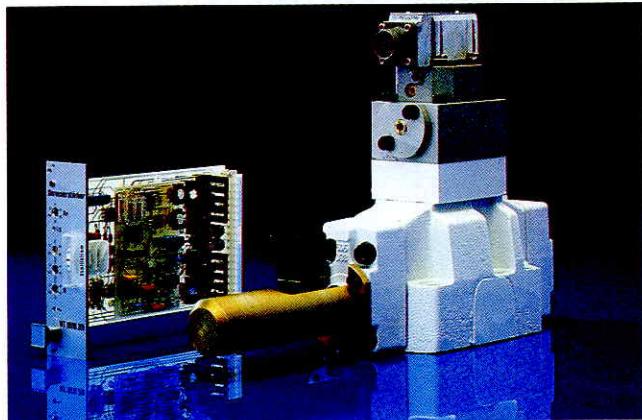


Рис. 37: Четырехлинейный регулирующий клапан непрямого действия с обратной связью по положению поршня типа 4 WRD16, электроника управления

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.

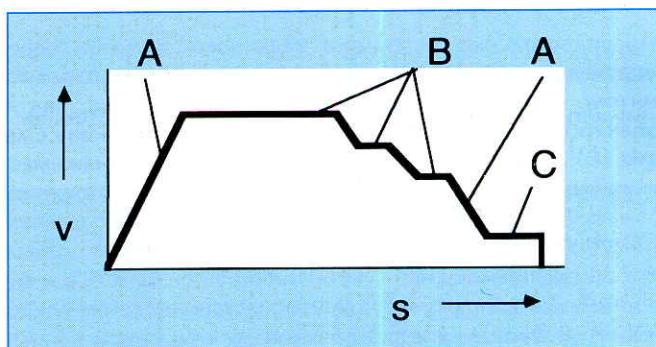


Рис. 38: Диаграмма "скорость - перемещение"

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 электромагнита, 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.).

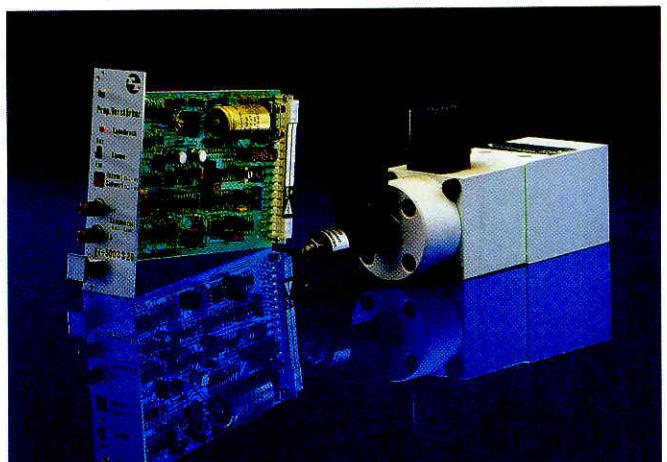


Рис. 39: Пропорциональный клапан для ограничения давления прямого действия типа DBETR, усилитель типа VT5003



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

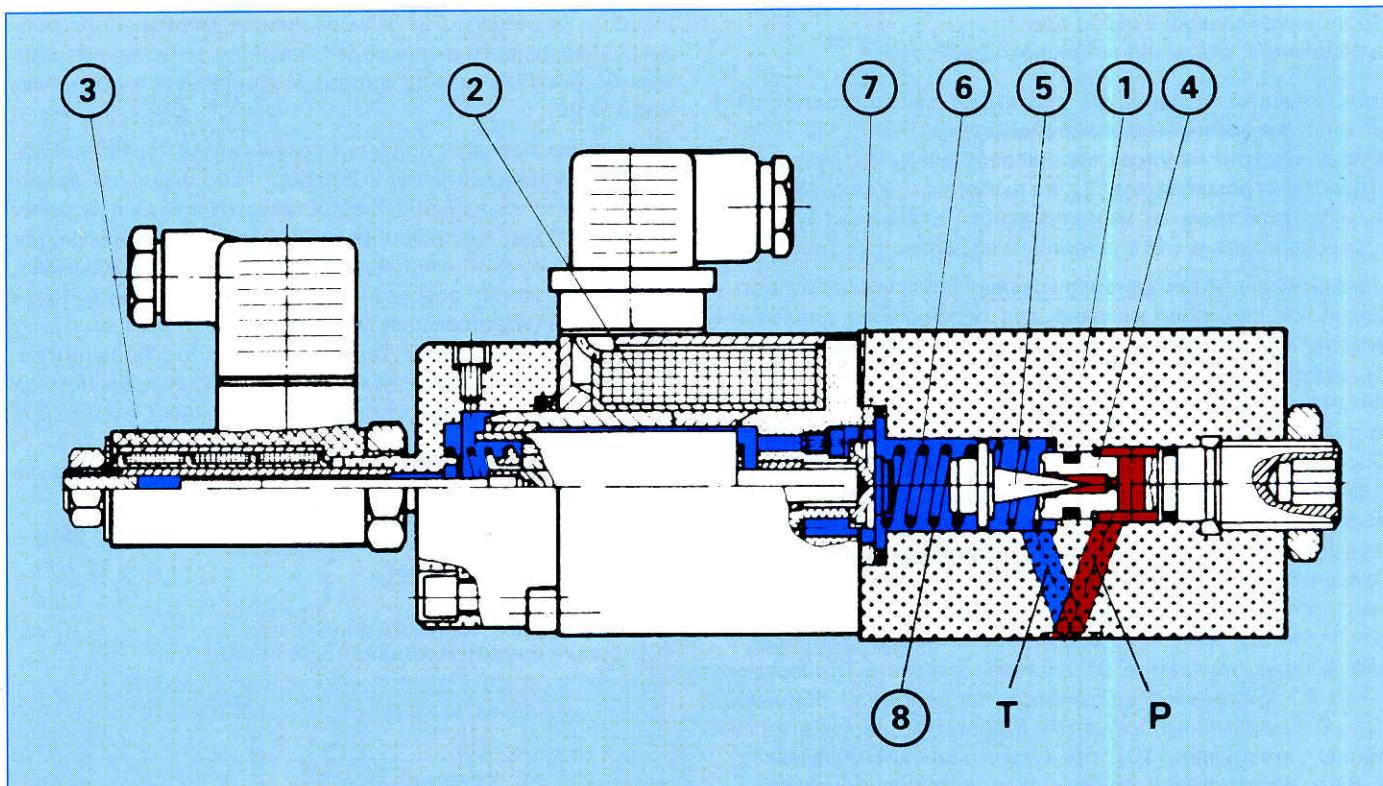
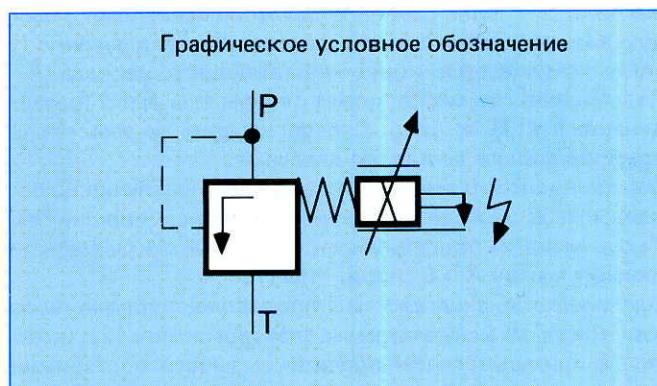


Рис. 41: Пропорциональный клапан для ограничения давления прямого действия типа DBETR с позиционным регулированием предварительной затяжки пружины

В связи с этим следует еще упомянуть пружину (8). Она предназначается для того, чтобы при сигнале "0" такие движущиеся детали, как, например, якорь, смогли отодвигаться назад для того, чтобы достигать всегда самого низкого рмнин.. 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 A) 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 сопл в линии управления возникает теперь перепад давлений на основном поршне (5). Такой поршень приподнимается с седла и открывает соединение между A и B (насос  $\rightarrow$  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 зависим. "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)

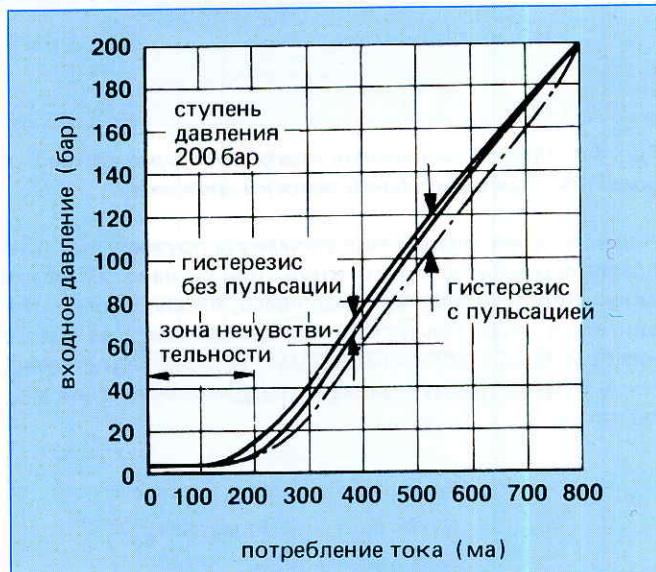


Рис. 42: Зависимость входного давления от потребления тока

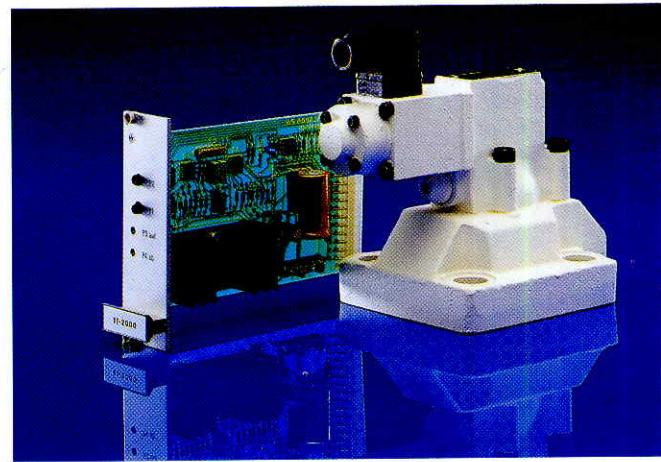


Рис. 43: Пропорциональный клапан для ограничения давления непрямого действия типа DBE, электроника управления

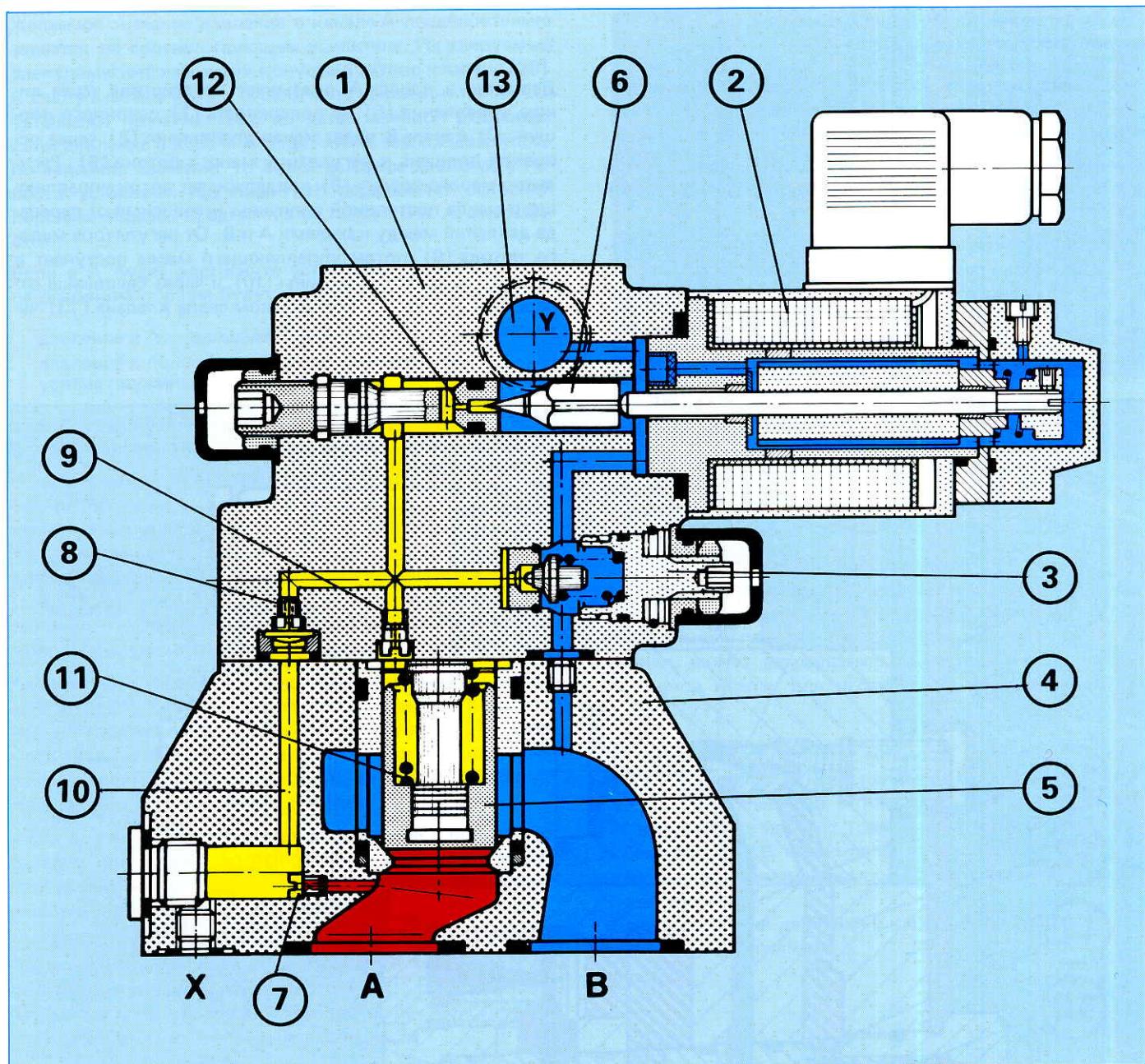
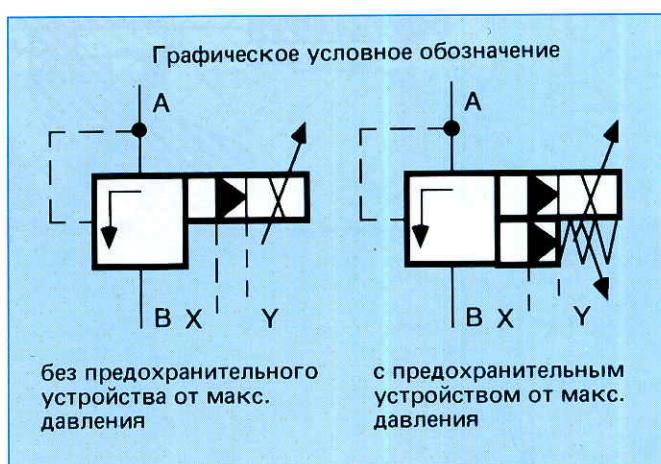


Рис. 44: Пропорциональный клапан для ограничения давления непрямого действия с предохранительным устройством от максимального давления типа DBEM



### 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" (отсутствуют давление или расход у В) – удерживает пружина (10) вставку основного поршня на ее исходной позиции. Соединение между В и А закрыто. Вследствие этого подавляется 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 сверленые отверстия (11) и (12) посредством седла клапана (13) через линию Y (14, 15, 16) в бак.

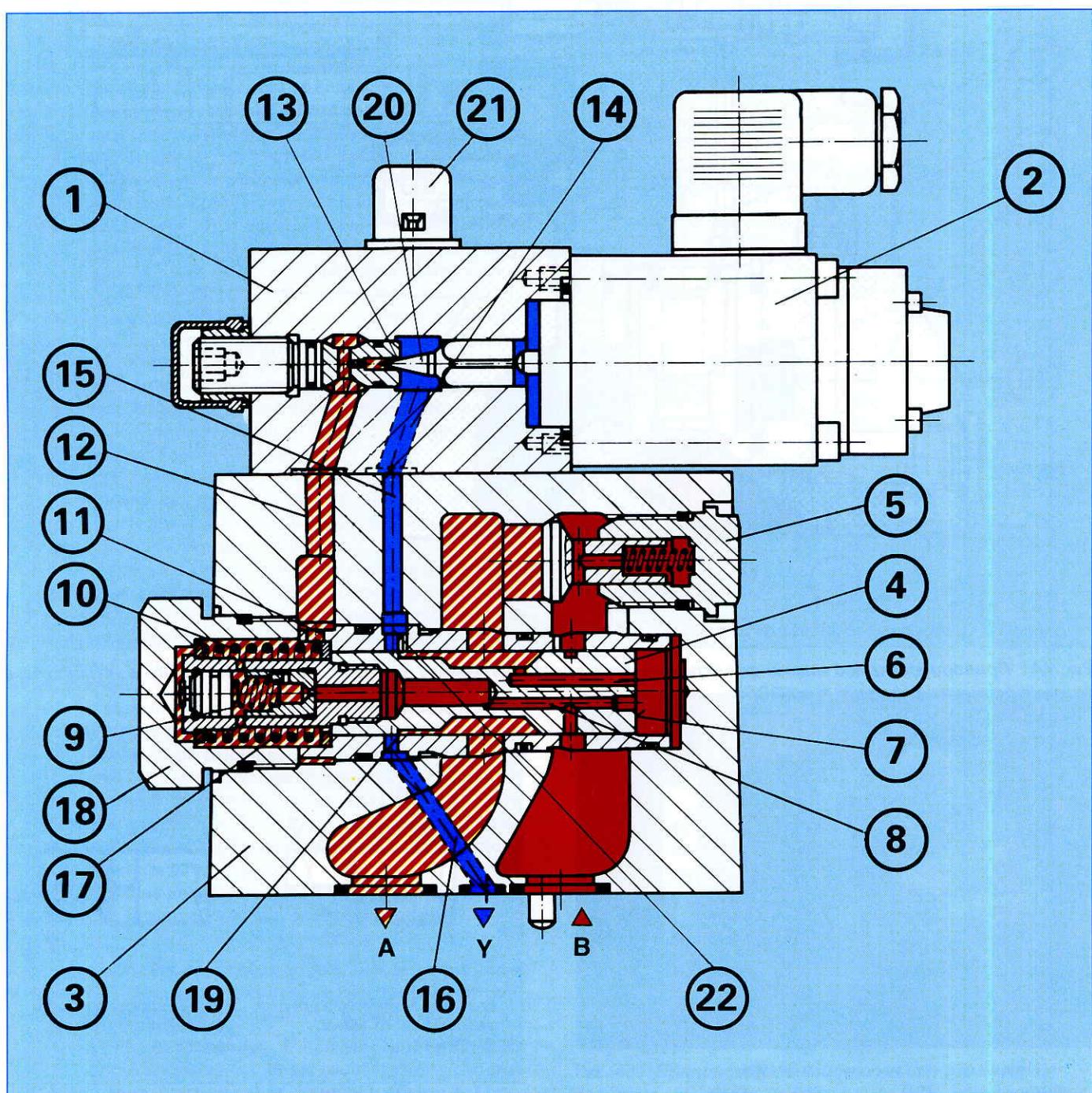


Рис. 45: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 10

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.

$$\text{давление в } A \cdot \text{площадь поршня (7)} = \\ \text{давление в полости установки пружины (10)} + \\ \text{усилие пружины}$$

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 +  $\Delta p$  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.

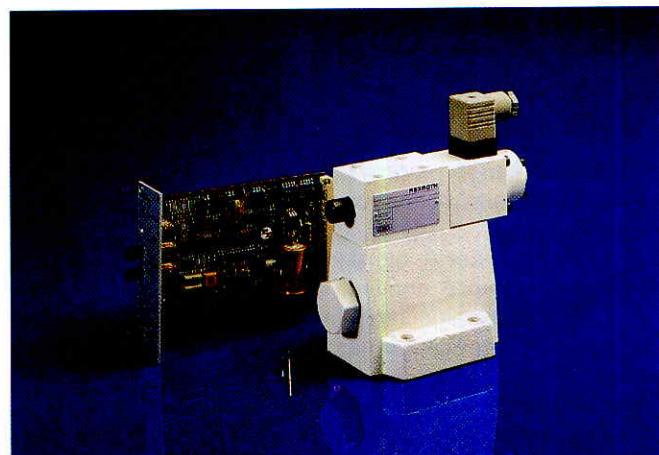


Рис. 46: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DREM 20, электроника управления

#### 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 регулятора).

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

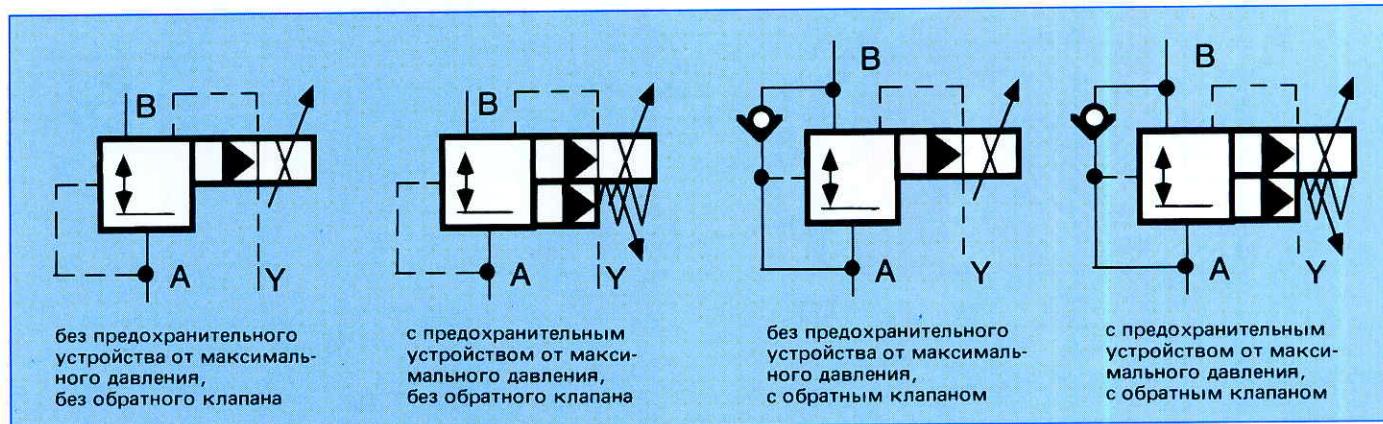


Рис. 47: Графическое условное обозначение

### Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 30

Установка давления в канале А производится в зависимости от тока помошью 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 сверленое отверстие (6), регулятор постоянного потока (9), сверленое 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) буд-

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).

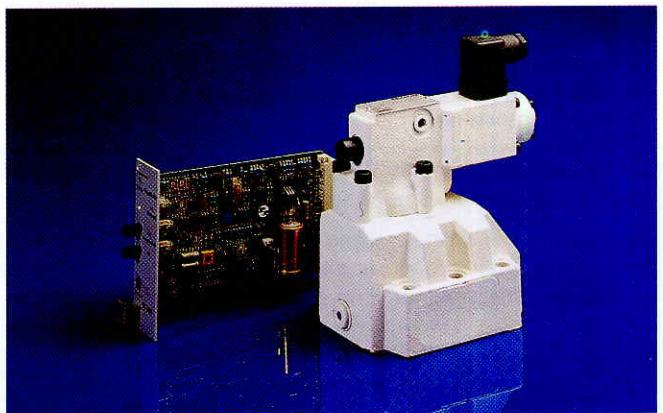


Рис. 48: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 30, электроника управления

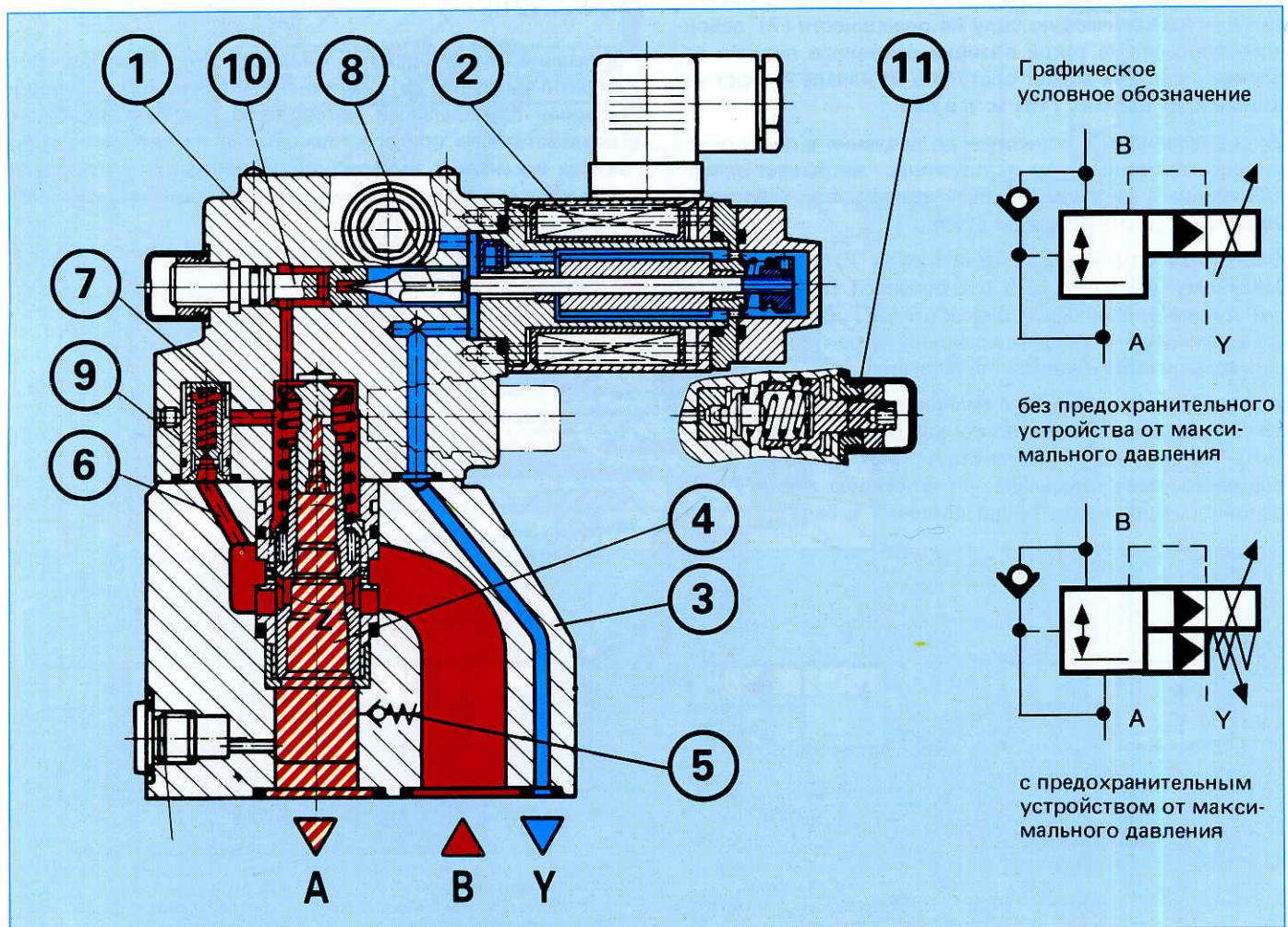


Рис.49: Пропорциональный редукционный клапан непрямого действия типа DRE 30 / DREM 30

## 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

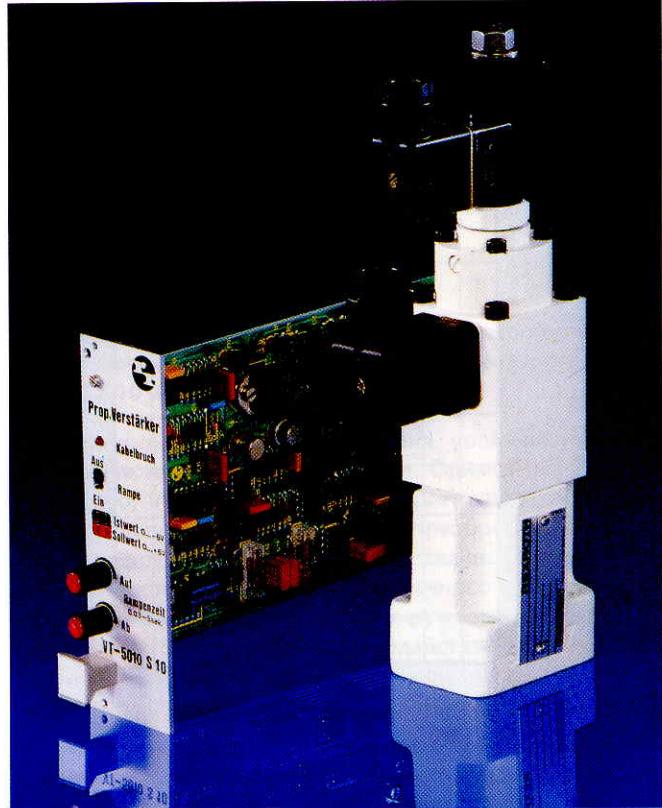


Рис. 50: Двухлинейный пропорциональный регулятор потока типа 2FRE6, электроника управления

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.

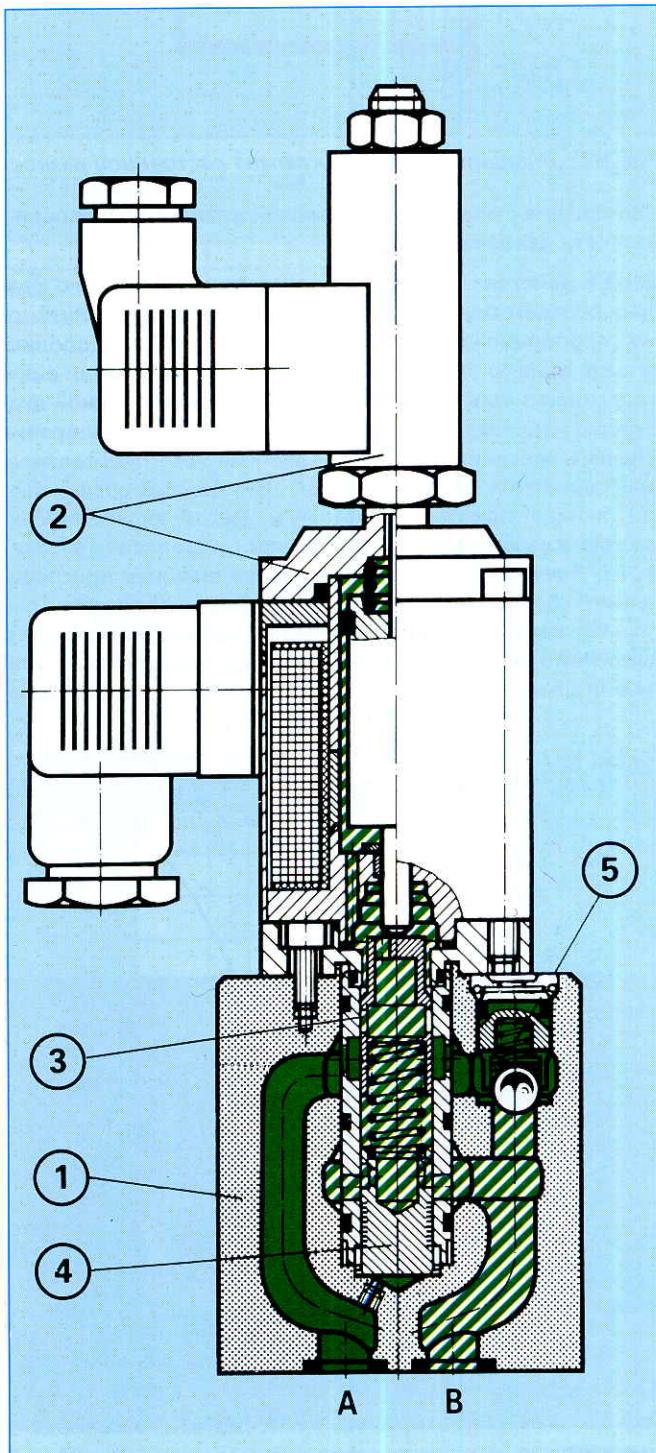


Рис. 51: Пропорциональный регулятор потока типа 2FRE6

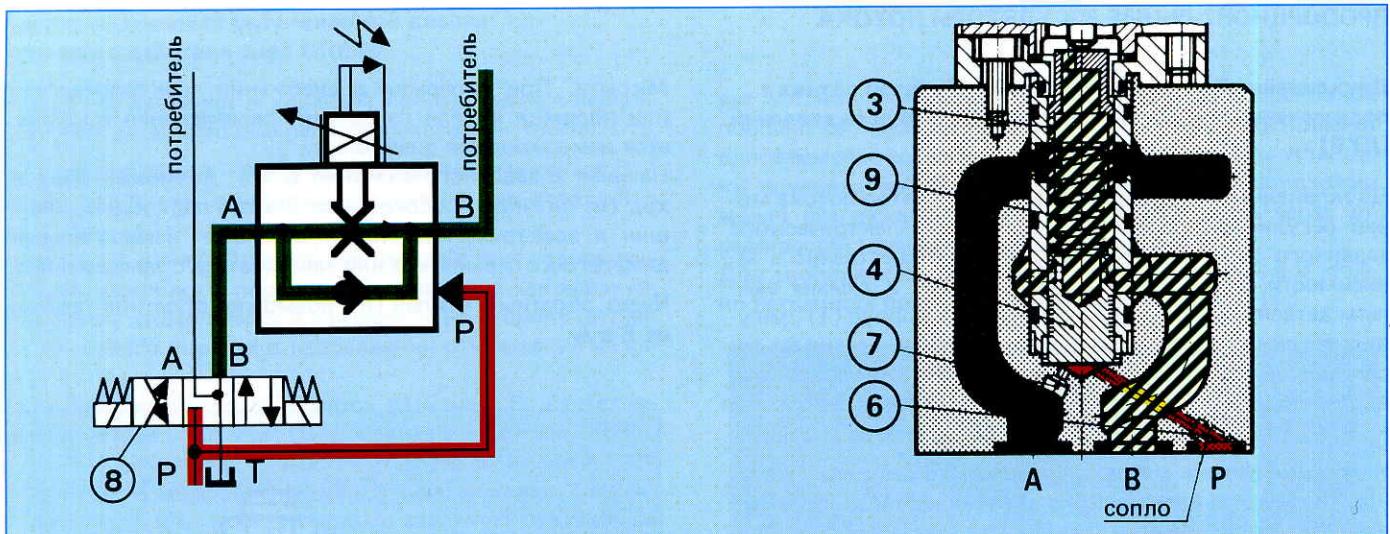


Рис. 52: Внешнее запирание клапана постоянной разности давлений

#### Исполнение с внешним запиранием 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") запирание клапана постоянной разности давлений (4) посредством присоединения P (6) (рис. 52). Внутреннее соединение (7) между присоединением A и действующей поверхностью клапана постоянной разности давления (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 распреде-

литель (8) будет включаться на левую позицию переключения (соединение  $P \rightarrow B$ ), 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).

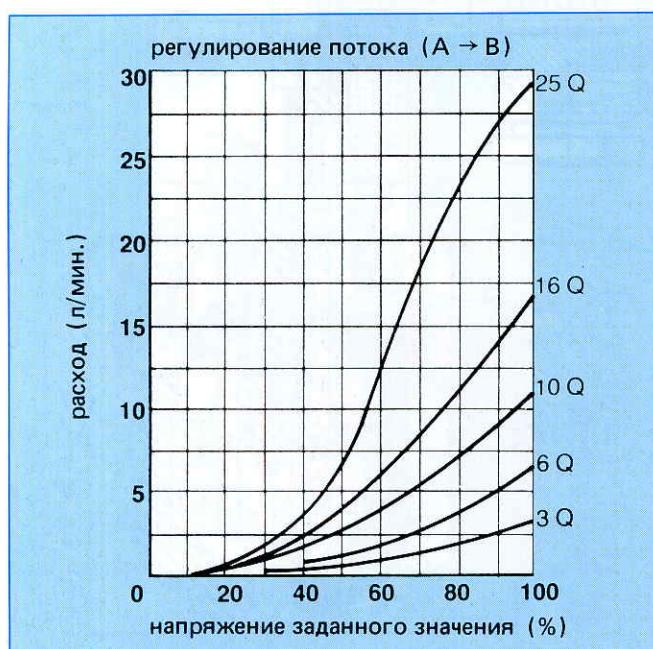


Рис. 53: Зависимость расхода от напряжения заданного значения

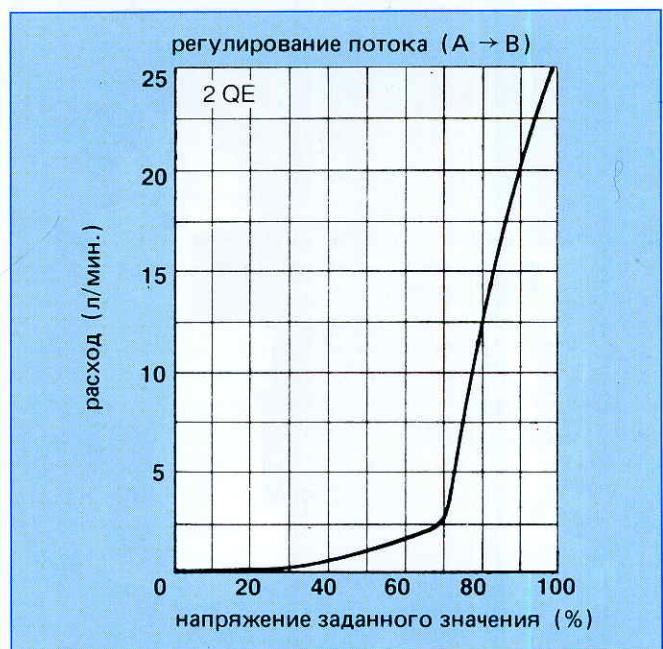


Рис. 54: Зависимость расхода от напряжения заданного значения при клапанах с прогрессивной характеристикой и скачком ускоренного хода

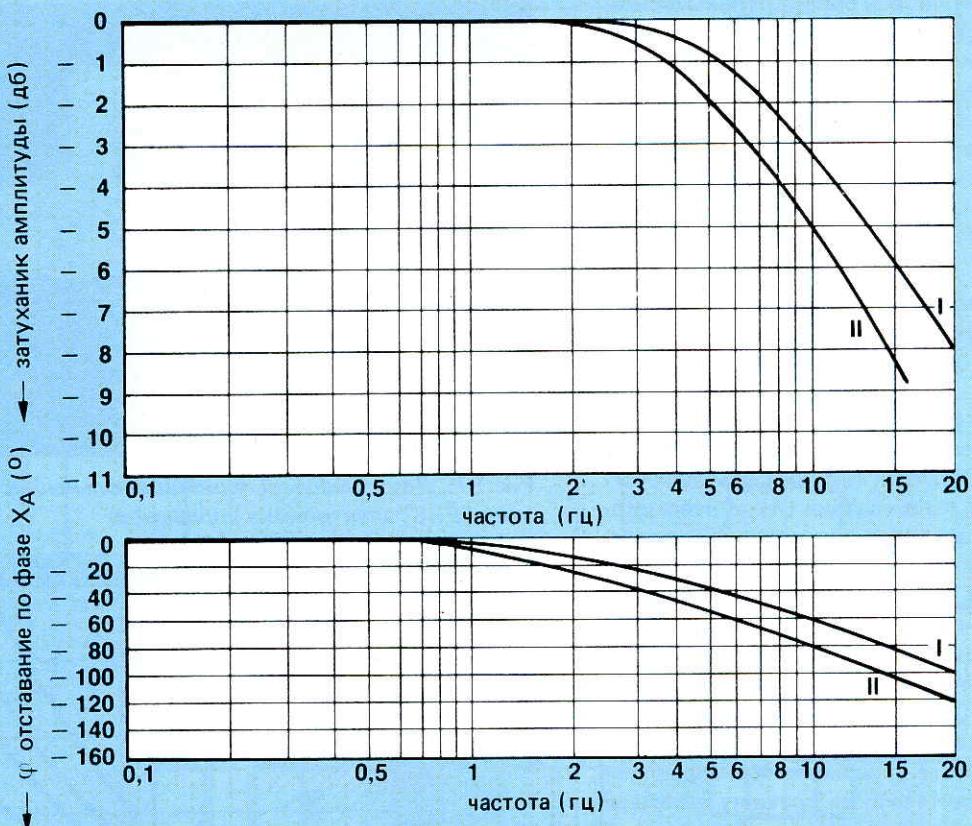


Таблица  
динамического диапазона

Реакция на скачок (%)	$Q_{\min.}$ до $Q_{\max.}$	$Q_{\max.}$ до $Q_{\min.}$
	$T_u + T_g$ (мсек.)	$T_u + T_g$ (мсек.)
0 – 100	50	60
10 – 90	45	50
25 – 75	40	45

$T_u$  = время задержки       $T_g$  = время выравнивания

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.

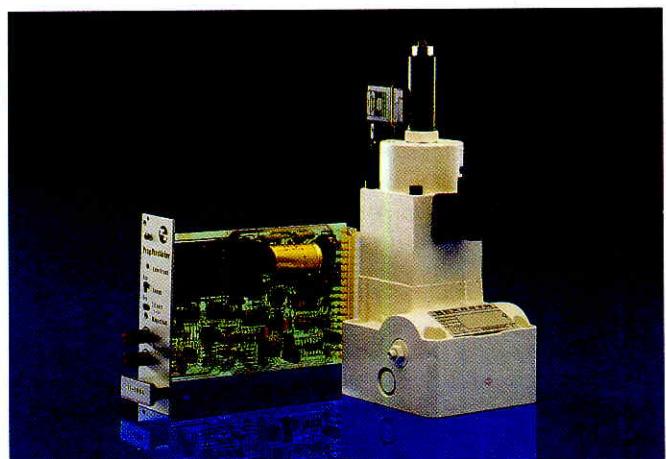


Рис. 56: Двухлинейный пропорциональный регулятор потока типа 2FRE 10, электроника управления

### 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, управление 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.

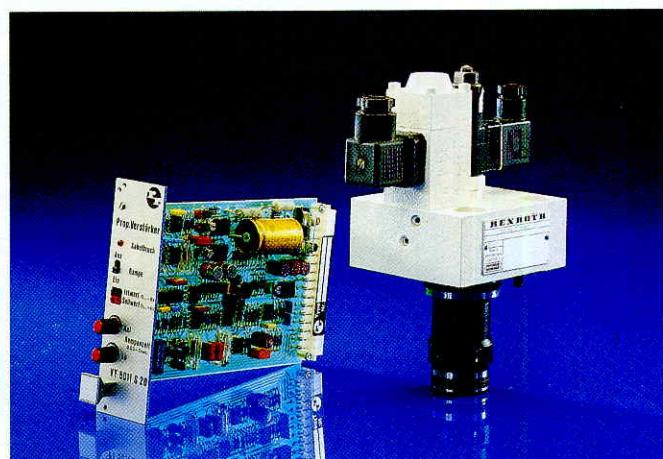


Рис. 57: Двухлинейный пропорциональный дроссель типа FE..C, электроника управления

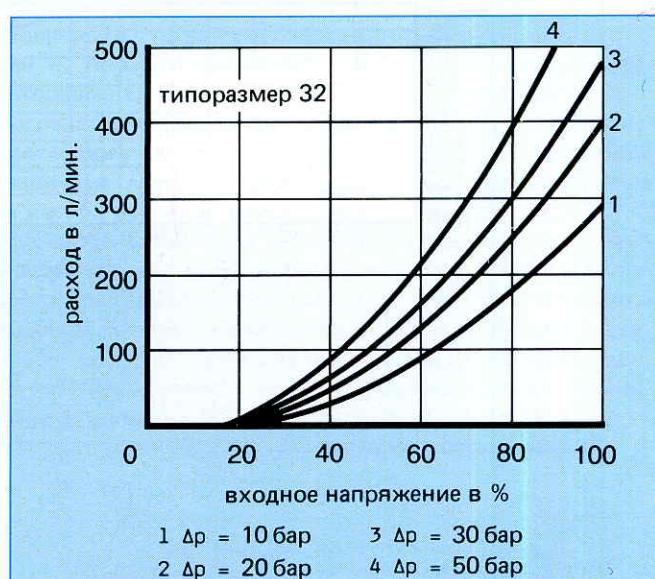


Рис. 58: Расходная характеристика, прогрессивная

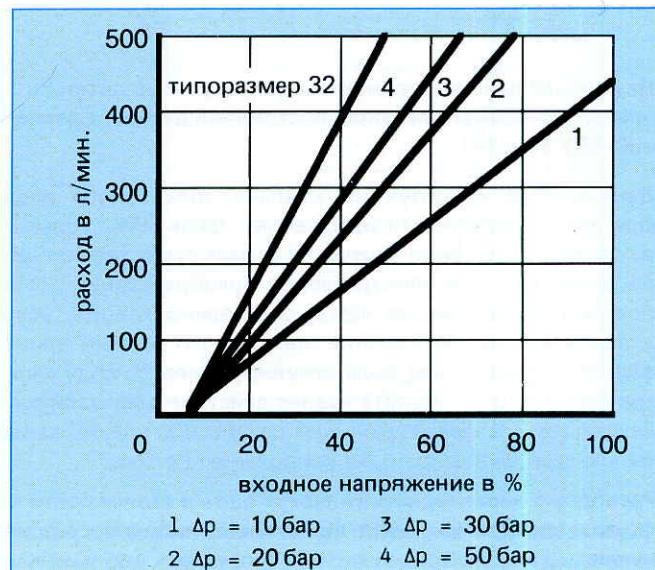


Рис. 59: Расходная характеристика, линейная

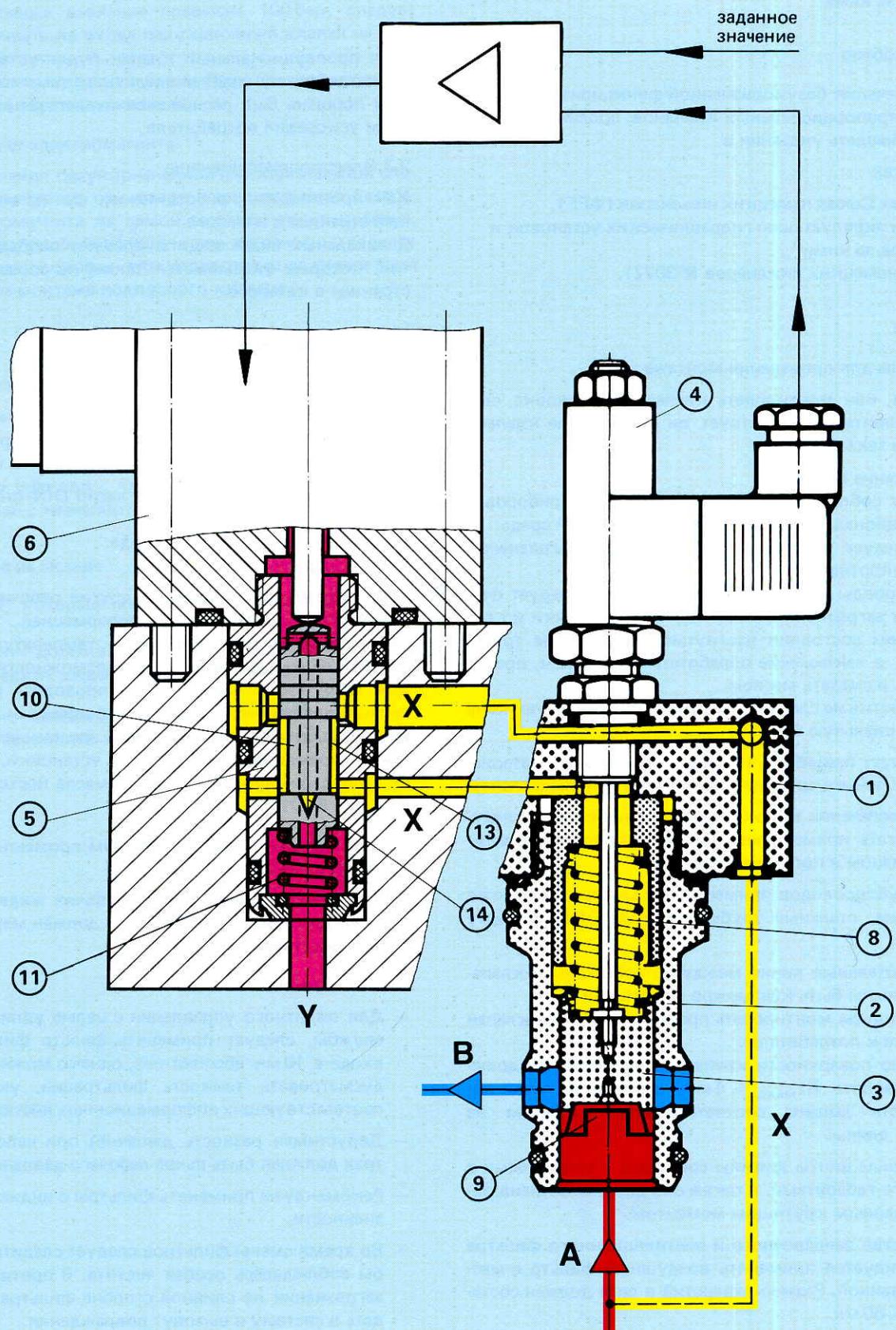


Рис. 60: Двухлинейный пропорциональный дроссель (встроенный клапан) типа FE..C

## 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.
  - Трубопровды 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, прополоскать 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 должна составлять  $R_{t_{\max}} \leq 4 \text{ мк}$ , 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, преимущества отдаются горизонтальному монтажу; однако,

если пропорциональный клапан будет устанавливаться на потребителе, следует следить за тем, чтобы клапаный 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 потребуется 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 марковаться тип посредством "V".

#### 3.3 Фильтрация

- Для пилотного 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. Техход

### 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 запечь.

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 потребителе, 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

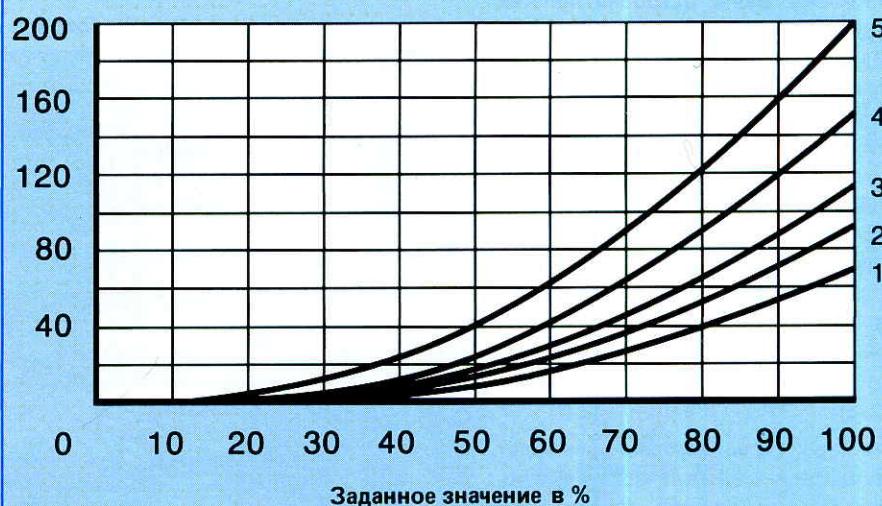
$p_S$  = системное давление = постоянн. величина

$\Delta p_T$  = давление бака = постоянн. величина

$\Delta p_L$  = давление нагрузки = переменн. величина

Посредством соответствующих приборов и устройств должны компенсироваться вышеописанные влияния нагрузки.

Объемный расход  $Q$  в л/мин.



64 л/мин. номинального потока при 10 барах снижения давления клапана

1  $\Delta p_V$  = 10 бар постоянн.

2  $\Delta p_V$  = 20 бар постоянн.

3  $\Delta p_V$  = 30 бар постоянн.

4  $\Delta p_V$  = 50 бар постоянн.

5  $\Delta p_V$  = 100 бар постоянн.

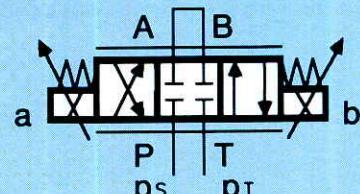


Рис. 1:  
Графическая характеристика дросселя  
пропорционального распределителя

$$\Delta p_V = p_S - p_T$$

### 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 вбираться 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  $p_F - p_2$  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.

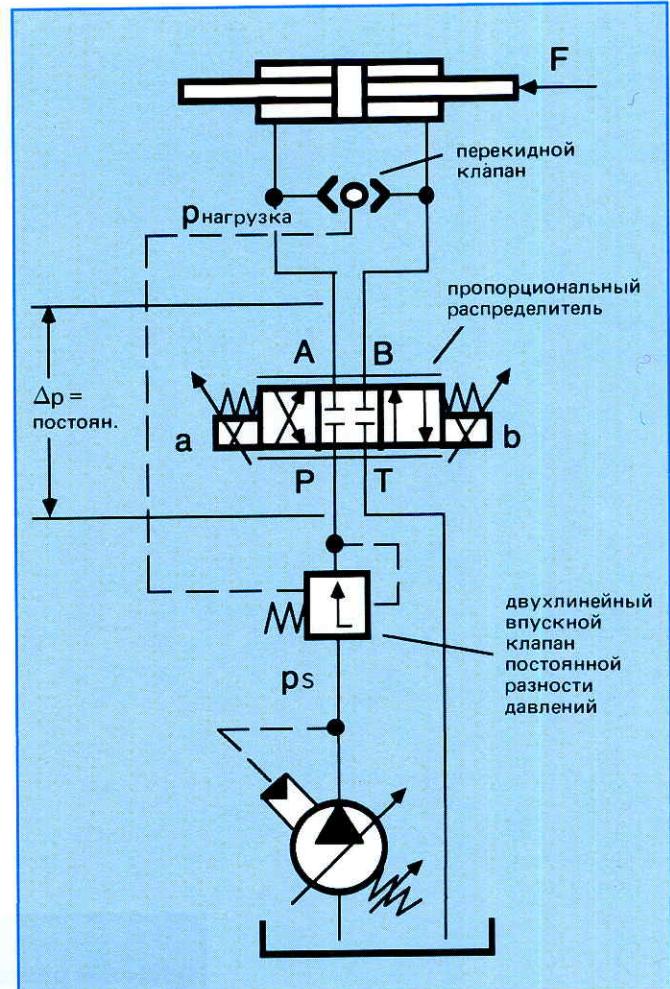


Рис. 2: Пример переключения

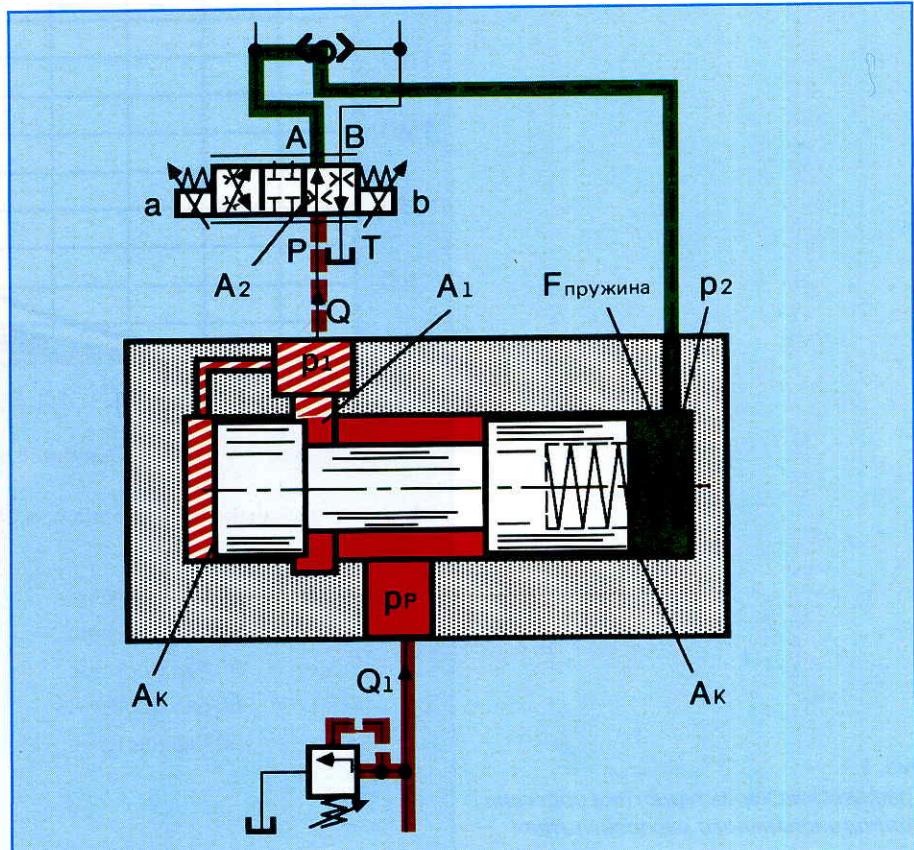


Рис. 3:  
Принципиальная схема  
Двухлинейный впускной клапан  
постоянной разности давлений

**Двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений в канале Р 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 вспускные клапаны постоянной разности давлений в канале Р.

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 Р к Р1, когда разность давлений Р1 → А или Р1 → В 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 Р1. Требуемое управляющее масло (канал X) для пропорциональных клапанов непрямого действия (4 WRZ) может отбираться внутри из канала Р.

Трехлинейный клапан постоянной разности давлений отличается только по исполнению поршня.

Двухлинейные и трехлинейные клапаны постоянной разности давлений предлагаются в исполнениях ДУ 10, 16 и 25.

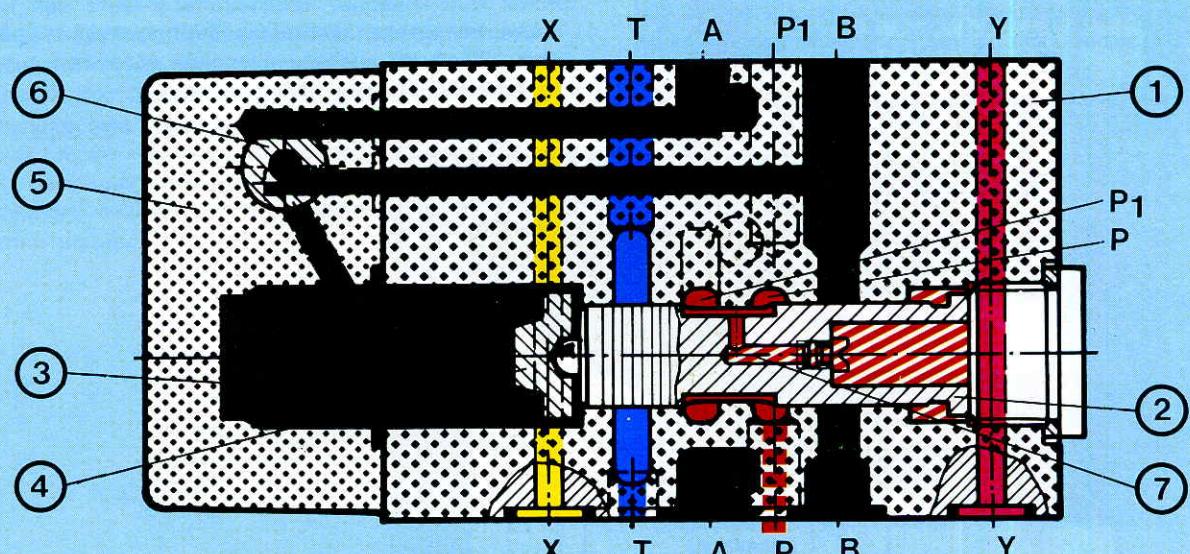


Рис. 4: Двухлинейный впускной клапан постоянной разности давлений в канале Р типа ZDC

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.

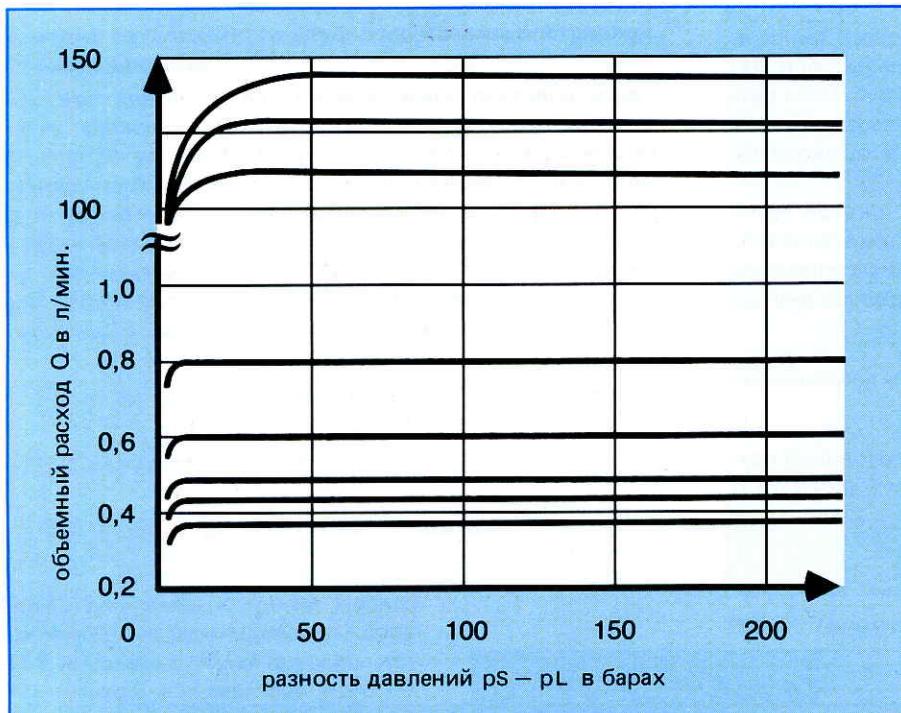


Рис. 5:  
Разрешающая способность одного пропорционального распределителя с впускным клапаном постоянной разности давлений

С возрастающим расходом должна увеличиваться также наружная постоянная разность давлений ( $pS - pL$ ) 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

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

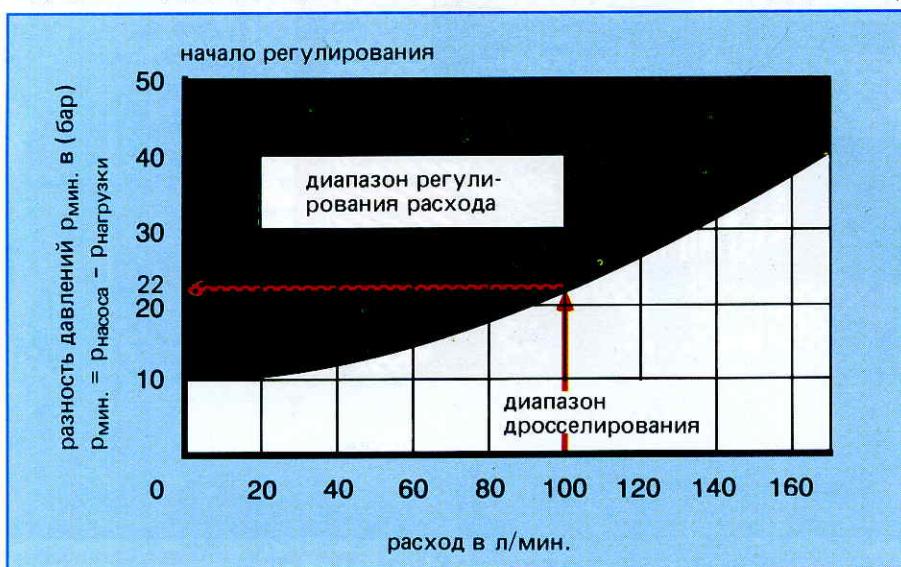


Рис. 6:  
Графическая характеристика  $p_{\text{мин.}} - Q$

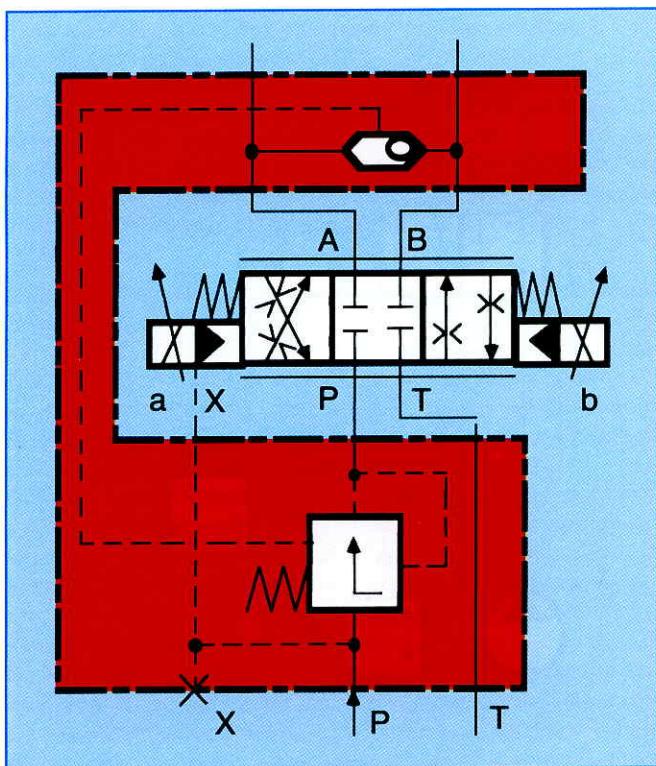


Рис. 7:  
Пропорциональный распределитель непрямого действия 4WRZ с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – выпуск управляющего масла внутри – исполнение в промежуточной плите

При исполнении клапана постоянной разности давлений, встроенным 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.

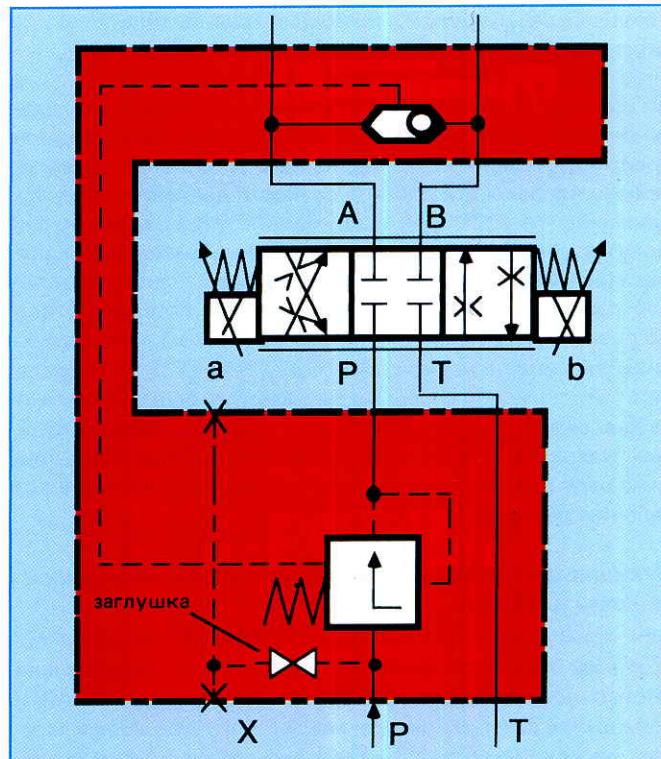


Рис. 8а:  
Пропорциональный распределитель прямого действия 4WRE с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – выпуск управляющего масла снаружи – исполнение в промежуточной плите

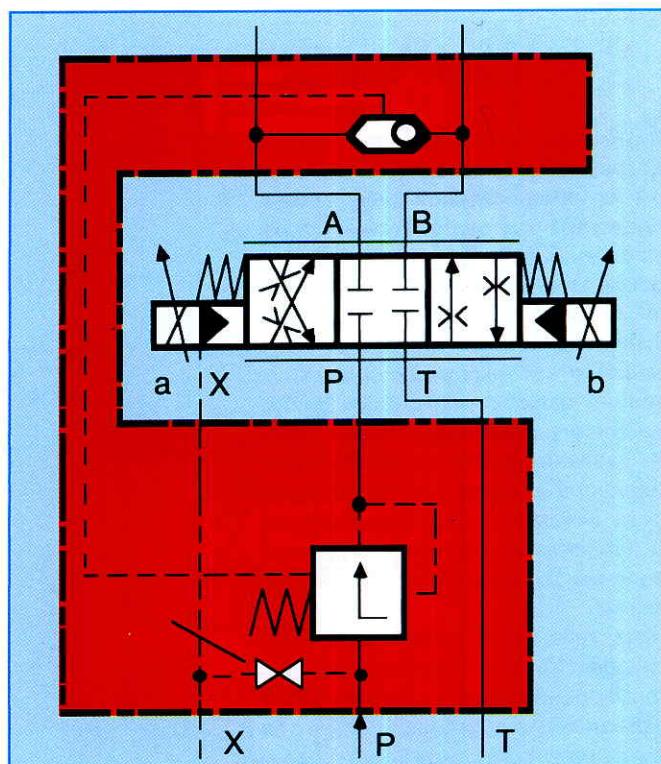


Рис. 8б:  
Пропорциональный распределитель непрямого действия 4WRZ с впускным клапаном постоянной разности давлений ZDC – выпуск управляющего масла снаружи – исполнение в промежуточной плите

### 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 переналаживаться 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 давления. Регулировочная 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 величины 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  $\Delta p$  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 —  $\Delta p$ .

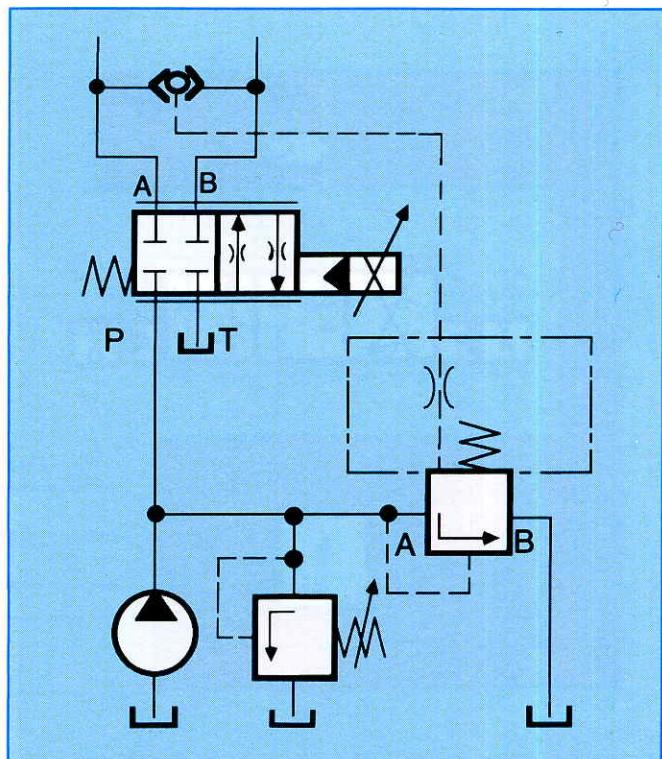


Рис. 9: Пример схемы

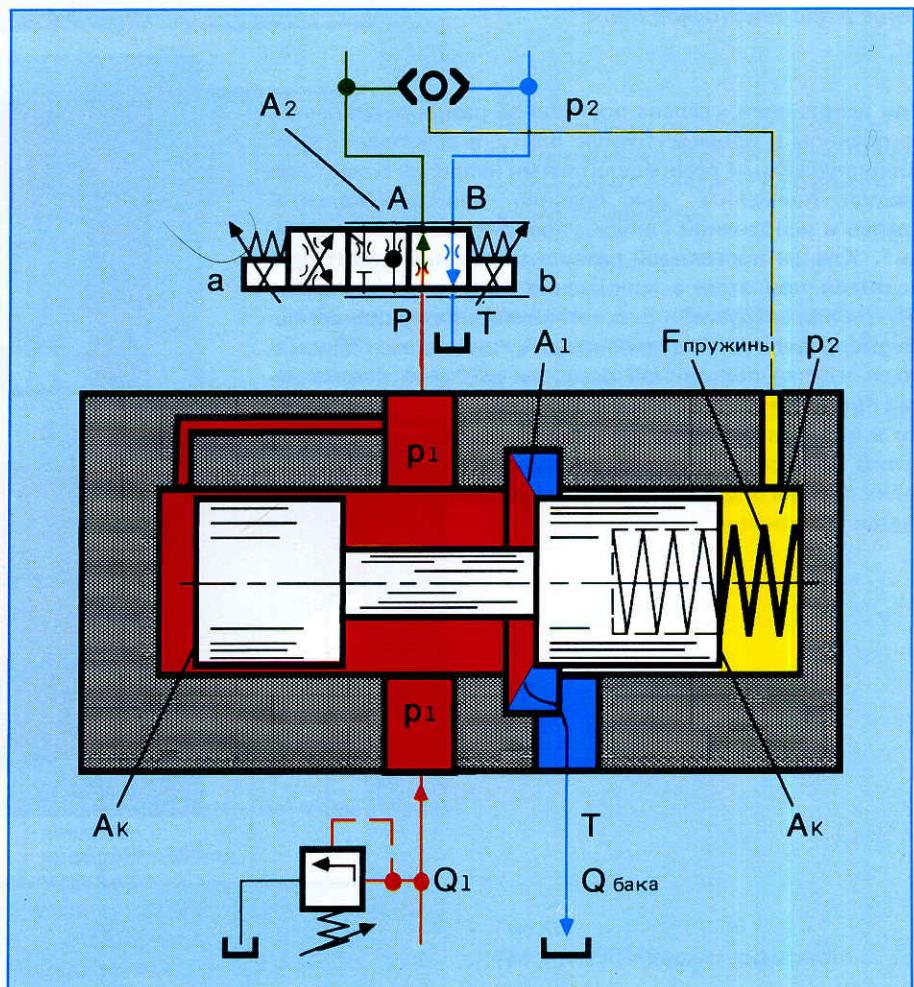


Рис. 10: Принципиальная схема

### 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 пружиной 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 открытие клапана с постоянной разностью давления. Вследствие этого повышается объемный расход под воздействием пропорционального клапана.

Привод хочет производить ускорение. Этому противодействует движение в направление 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 поддерживания 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.

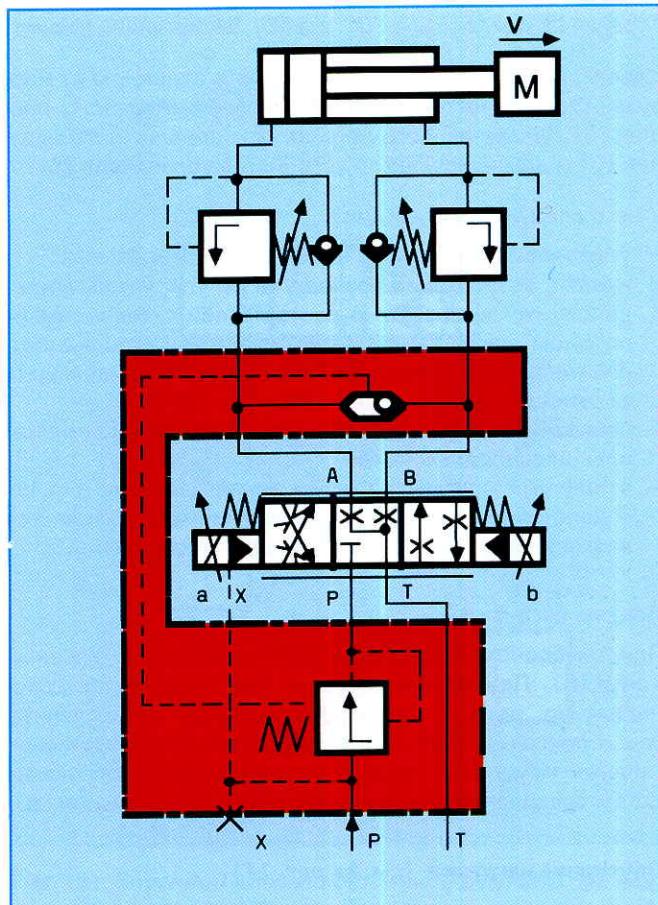


Рис. 12: Напорный клапан как подпора

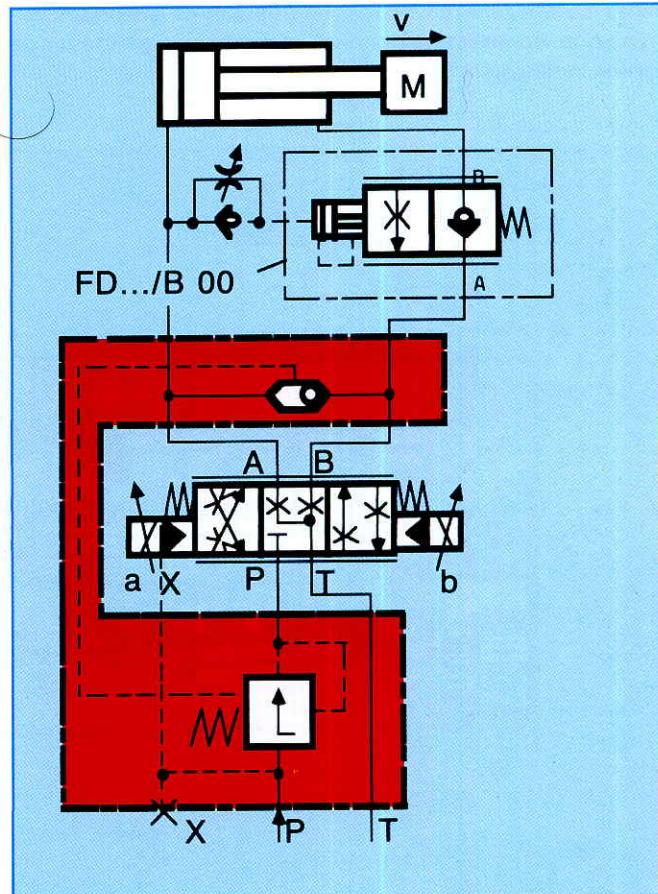


Рис. 13: Тормозной клапан как подпора

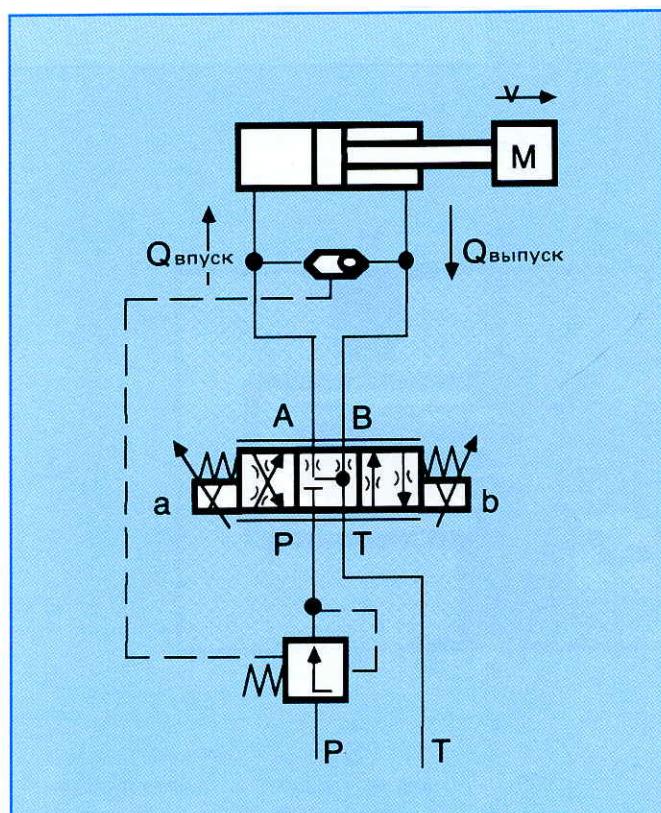


Рис. 11: Размещенный на впуске клапан постоянной разности давлений

### 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  $Q_2$  в соответствии с подводимым потоком масла  $Q_1$  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 давление 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 X к давлению нагрузки на присоединении В = 1 : 20.

При достижении давления управления на присоединении X (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 сверленые 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) гидравлически 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 X 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 X — в сливном дросселировании.

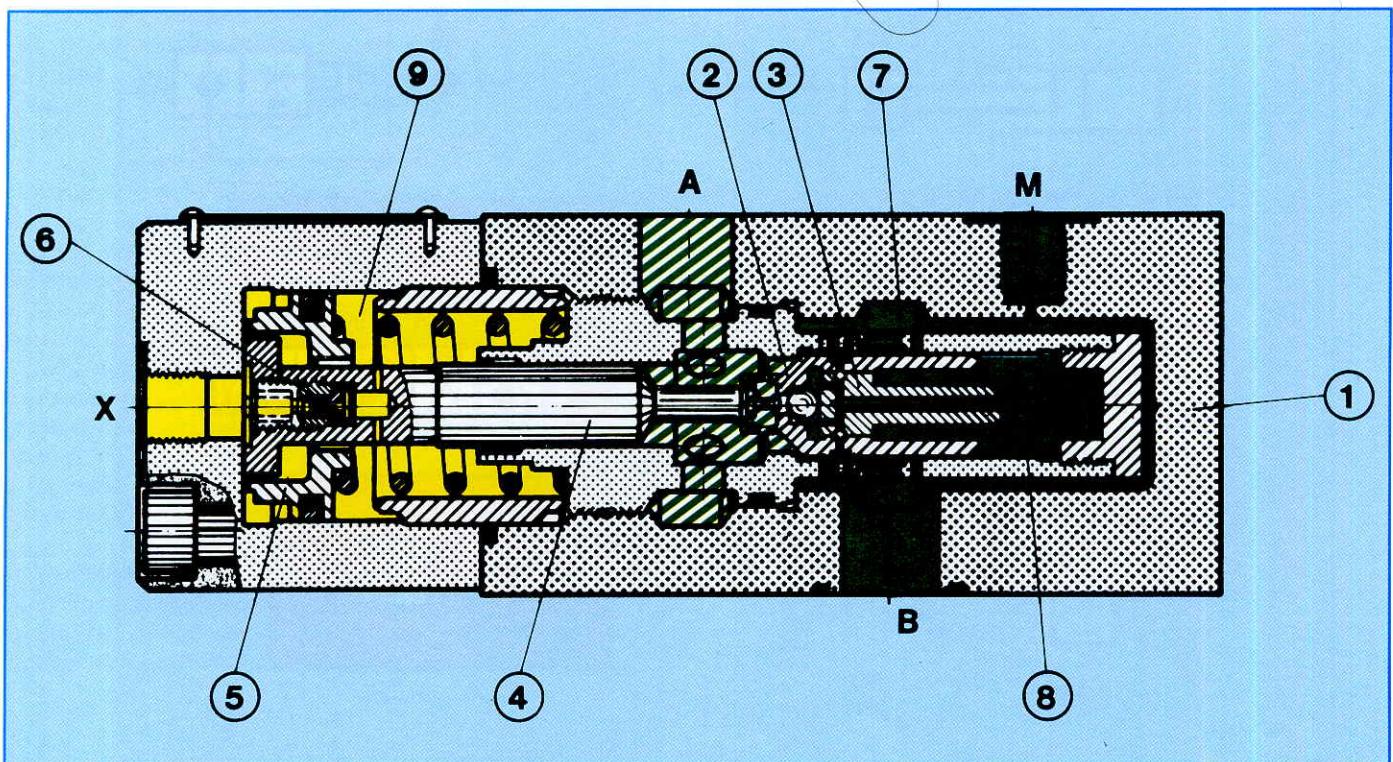


Рис. 14: Клапан, запирающий расход

## 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.

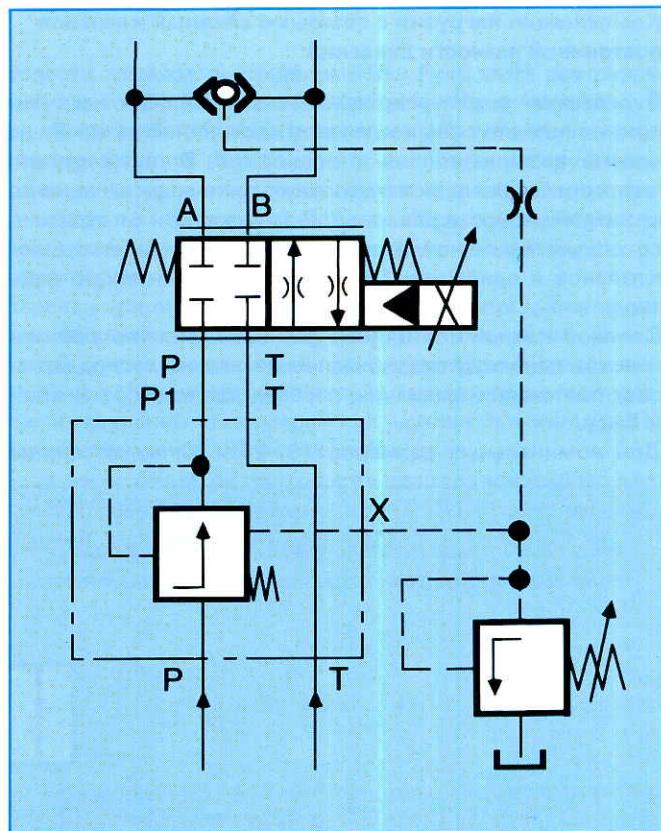


Рис. 15: Впускной клапан постоянной разности давлений с ограничением предельного давления

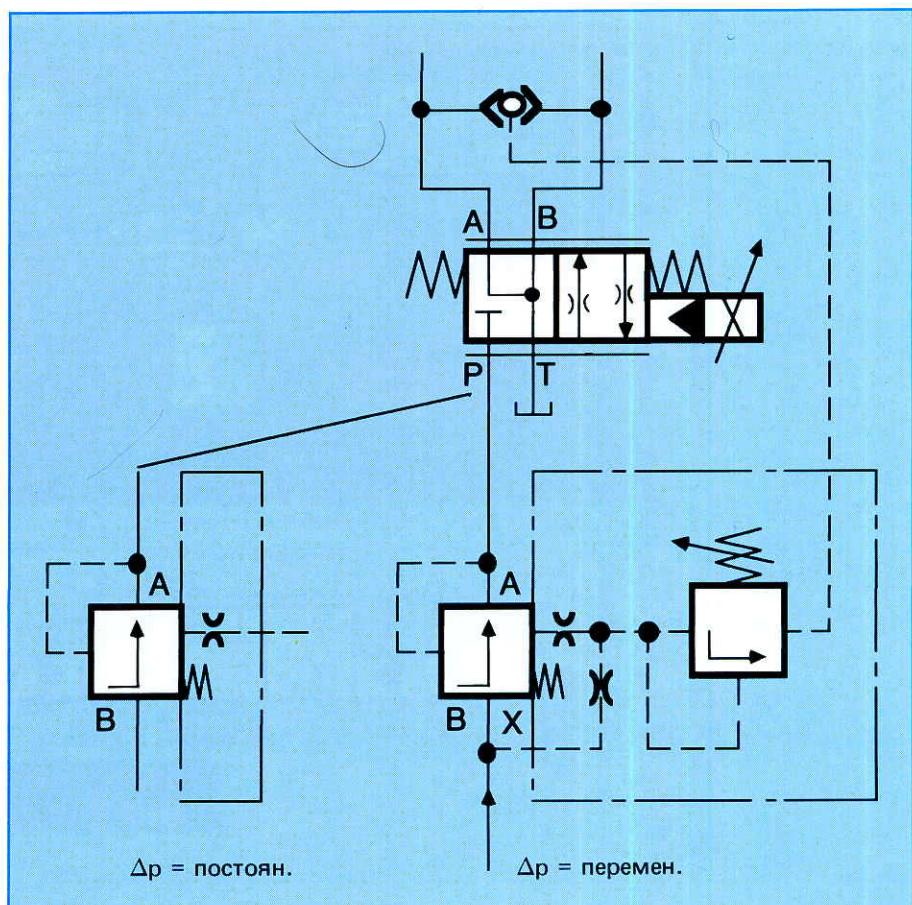


Рис. 16:

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

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

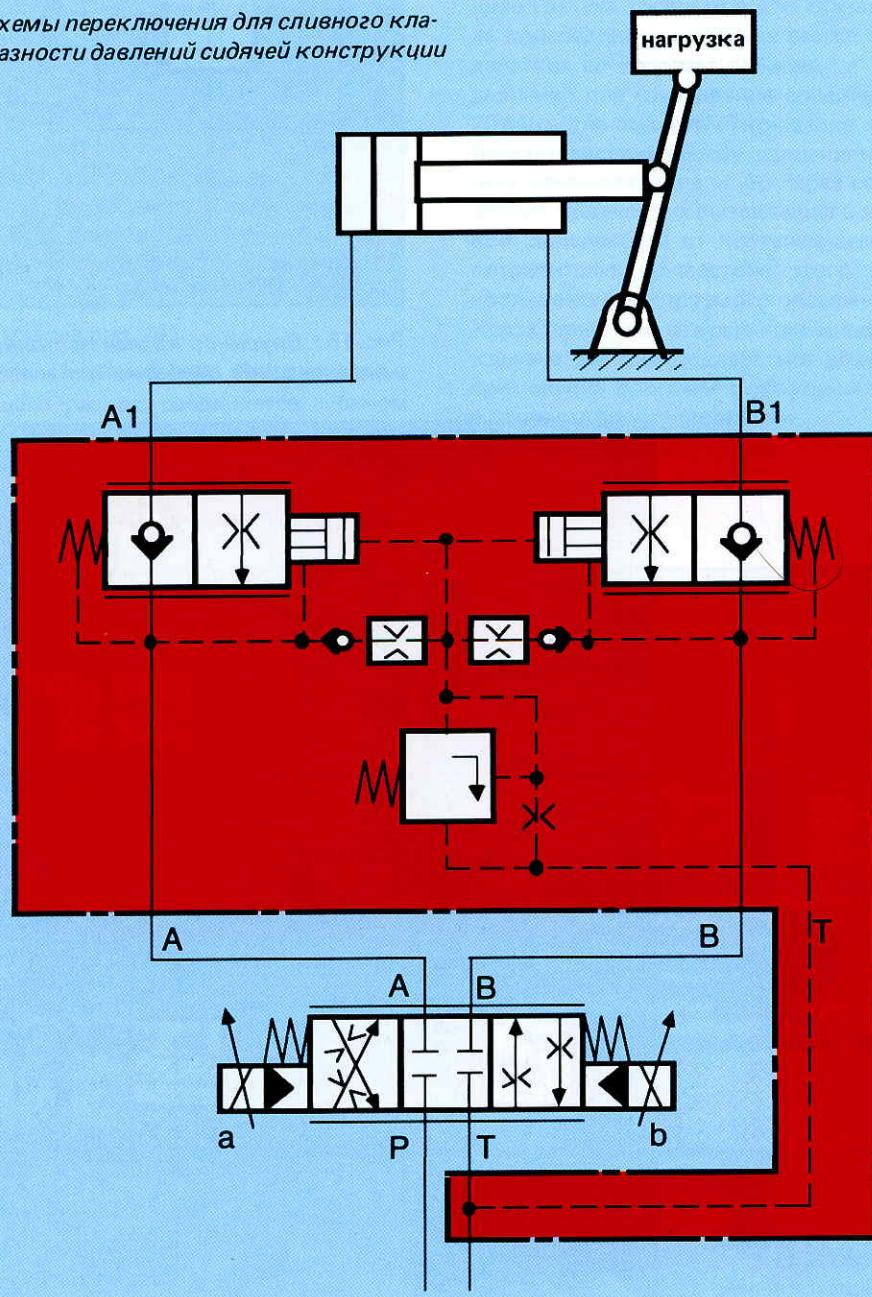
В системах с реверсированием направления нагрузки применение впускных клапанов постоянной разности давлений возможно лишь с оговоркой. В таких случаях часто прибегают к использованию сливных клапанов постоянной разности давлений. В зависимости от отдельного случая применения можно производить размещение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

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 нагружку 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 управляемой 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.

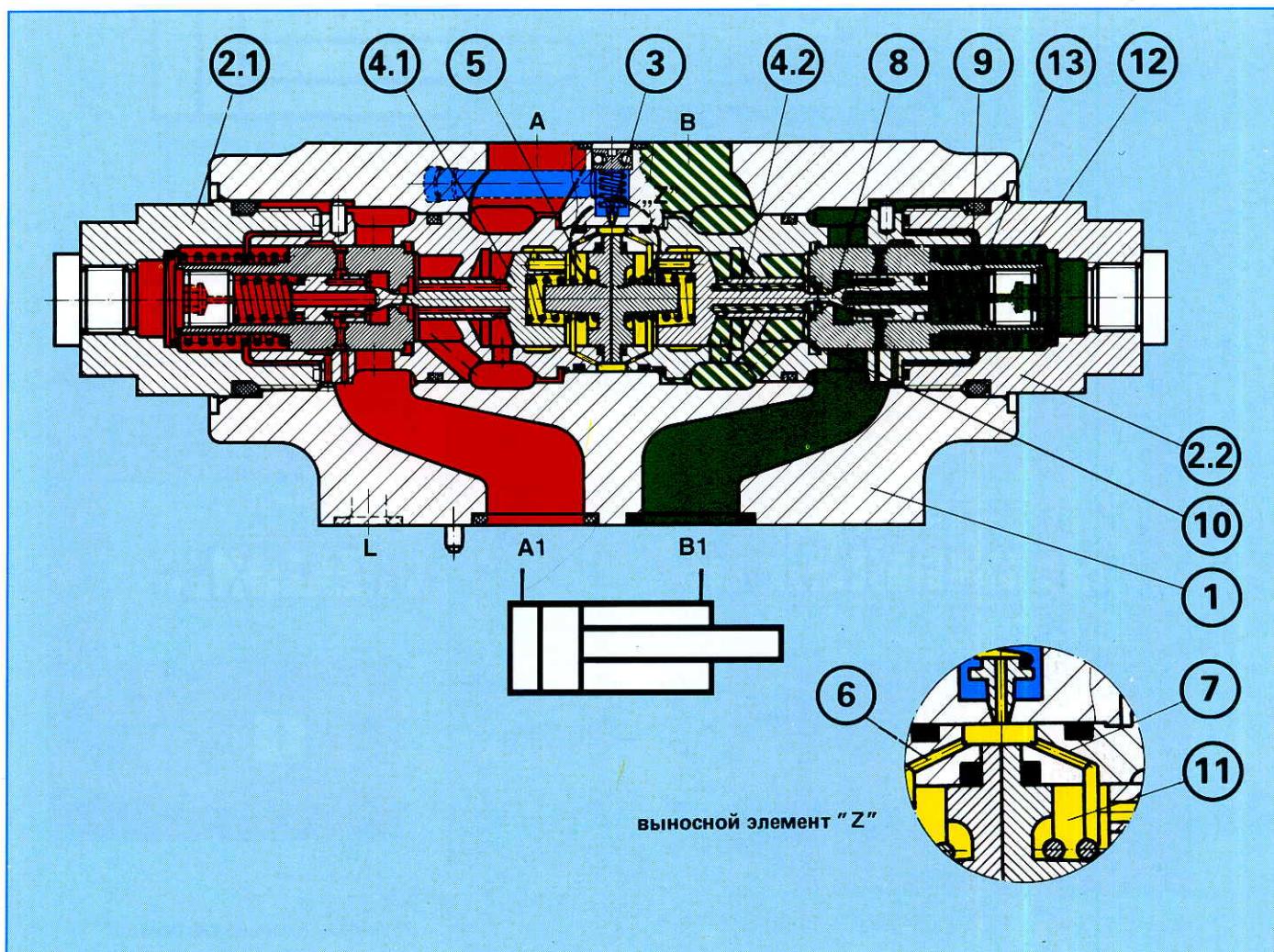


Рис. 18: Изображение сливного запорного клапана постоянной разности давлений в разрезе

**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.

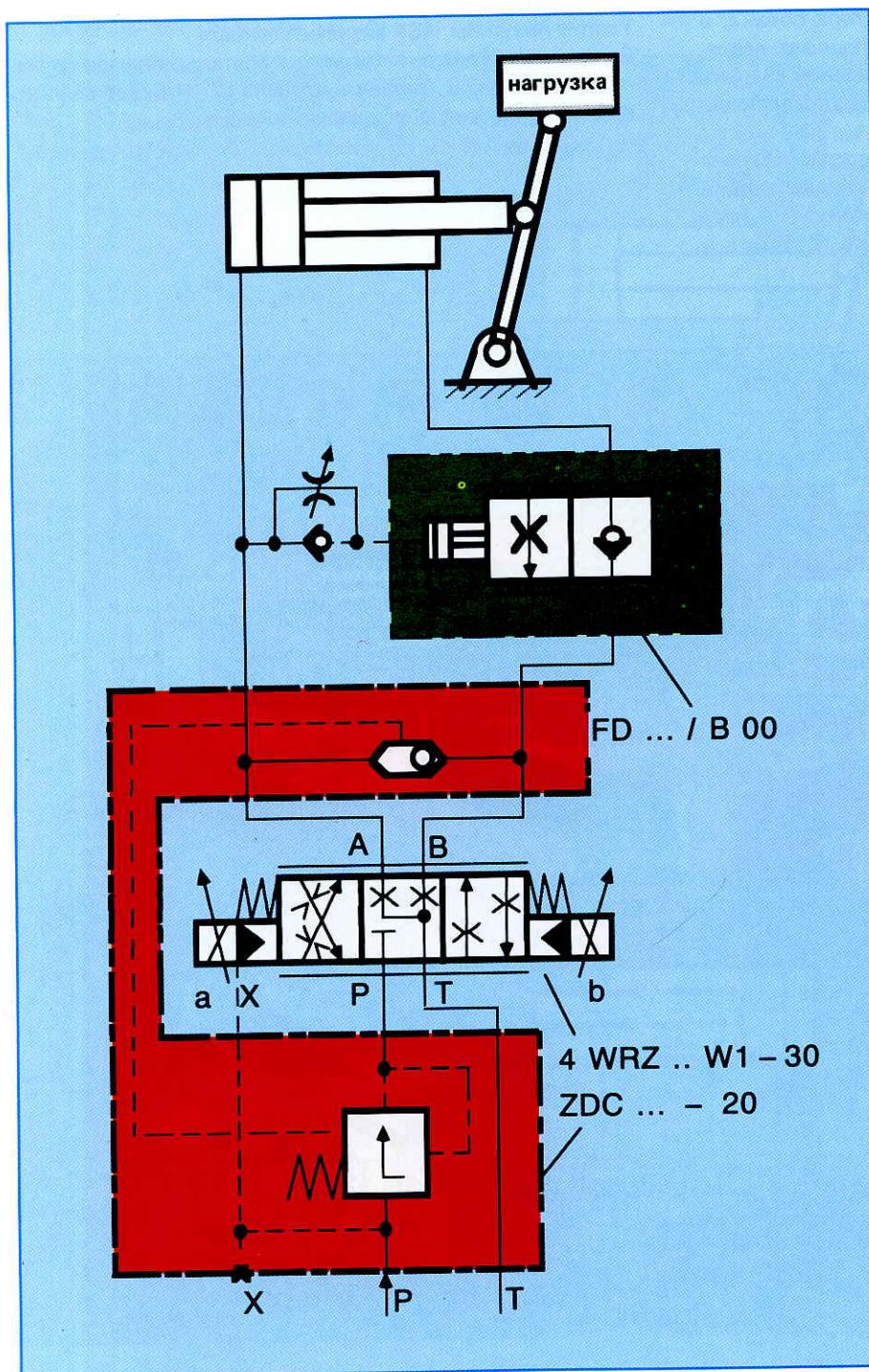


Рис. 19:  
Впускной клапан постоянной  
разности давлений вместе с  
тормозным клапаном

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

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

Все управление 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. невозможнo 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-

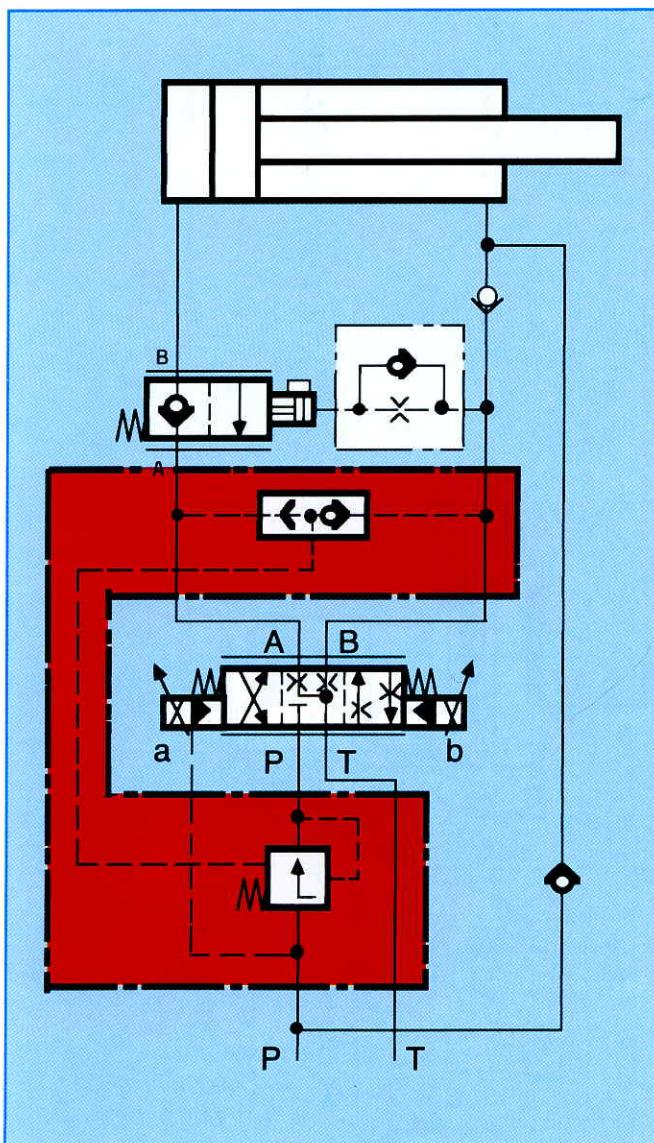


Рис. 20

ется применять впускной клапан постоянной разности давлений.

При выдвижении 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).

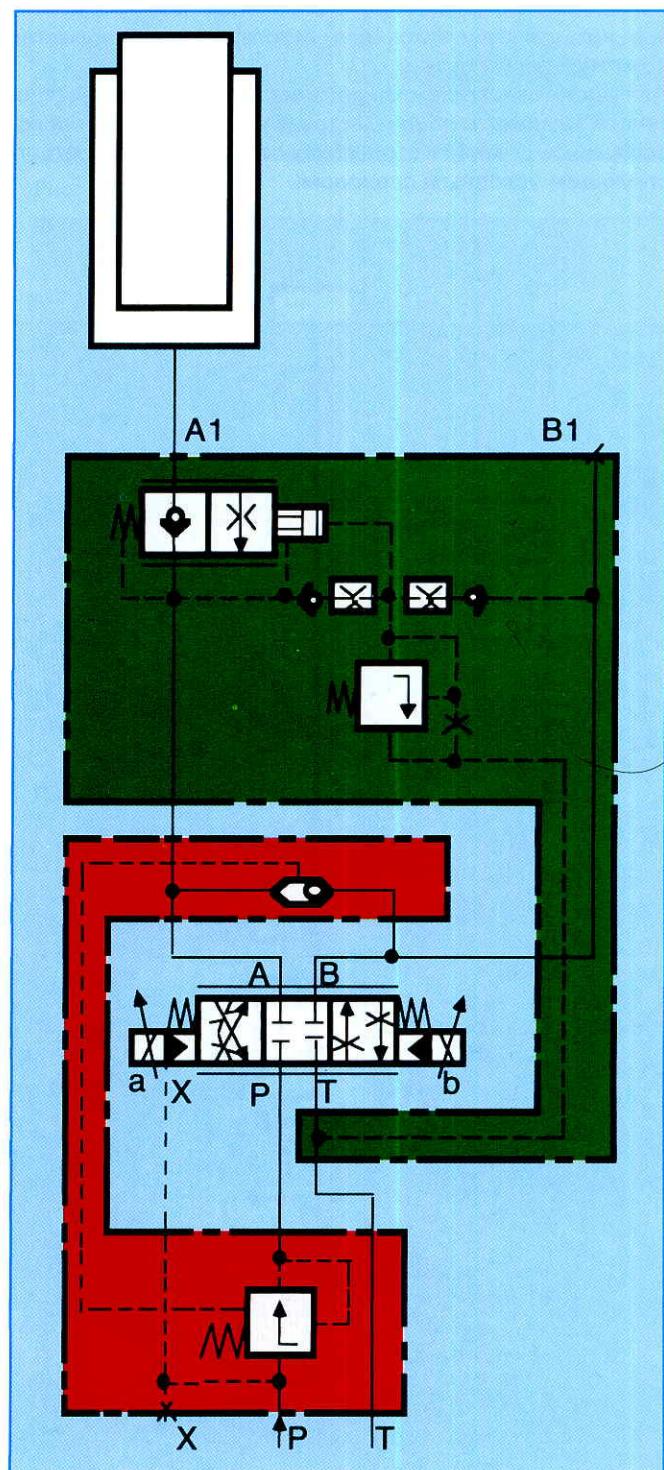


Рис. 21

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).

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

#### 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.

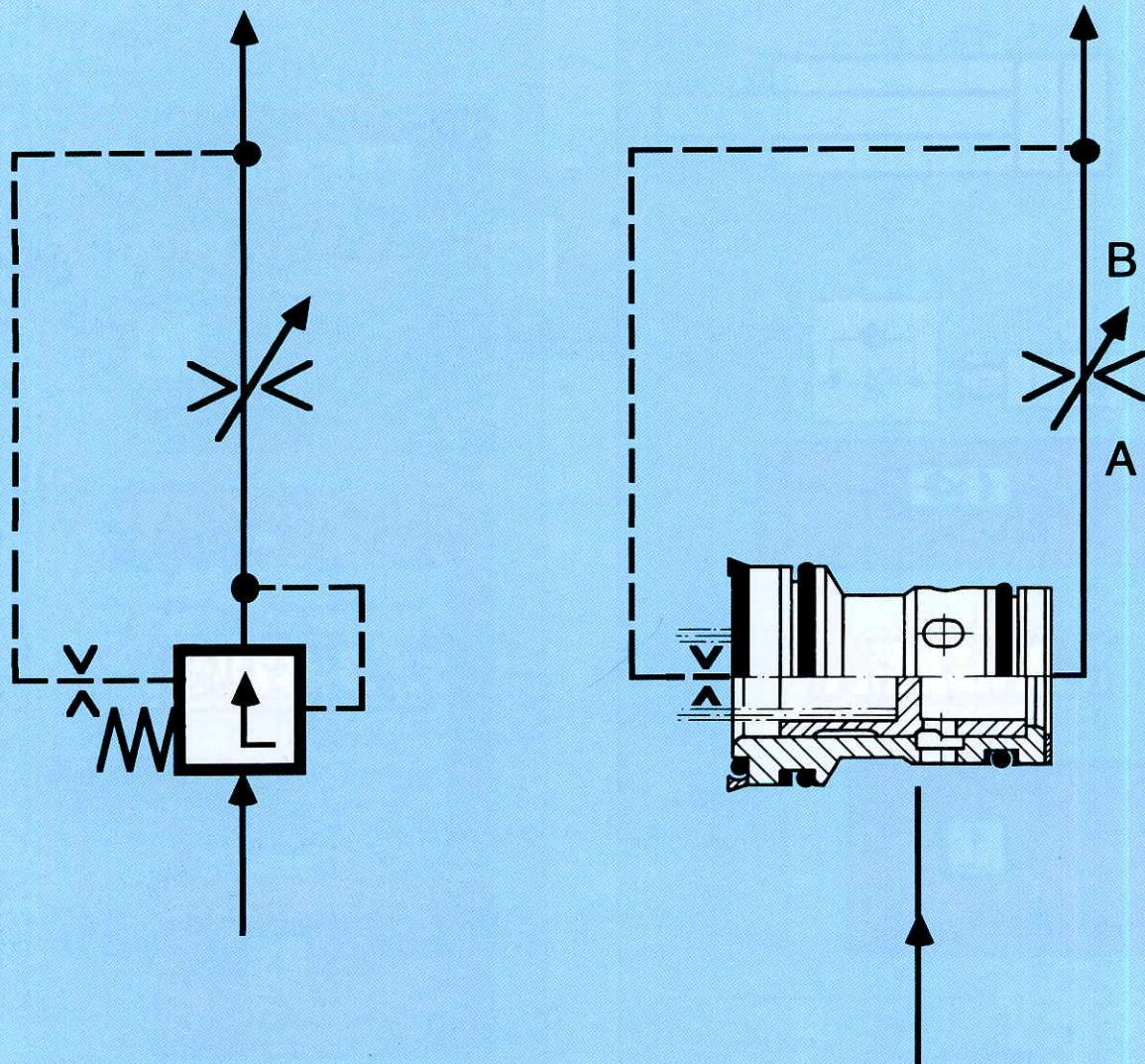


Рис. 22: Двухлинейный встроенный клапан для компенсации нагрузки

**Директивы для проектирования**

**Примеры схем**

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

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

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

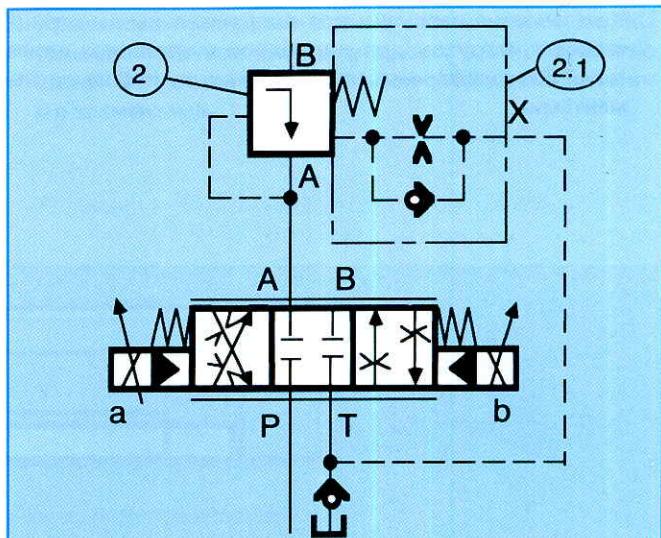


Рис. 24

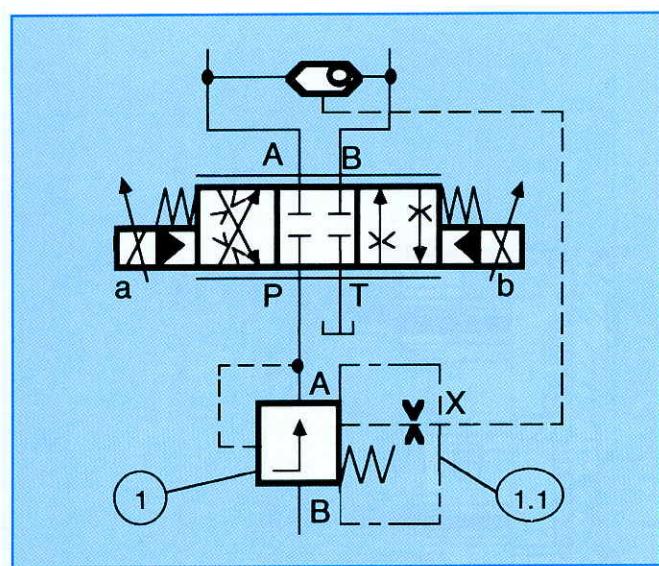


Рис. 23

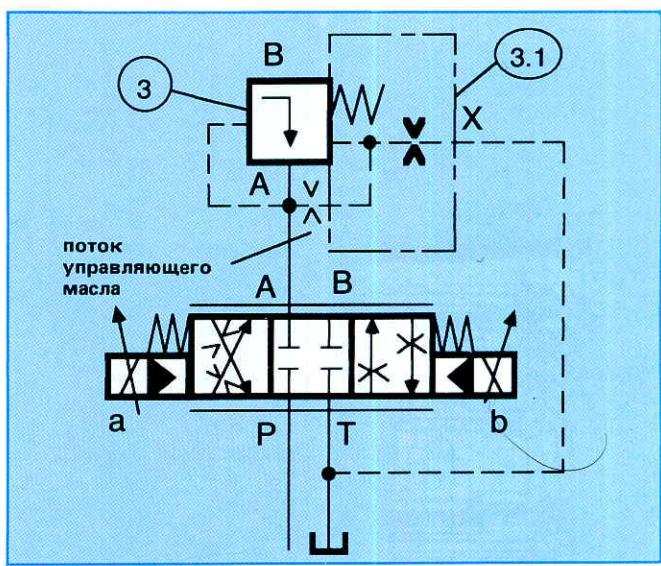


Рис. 25

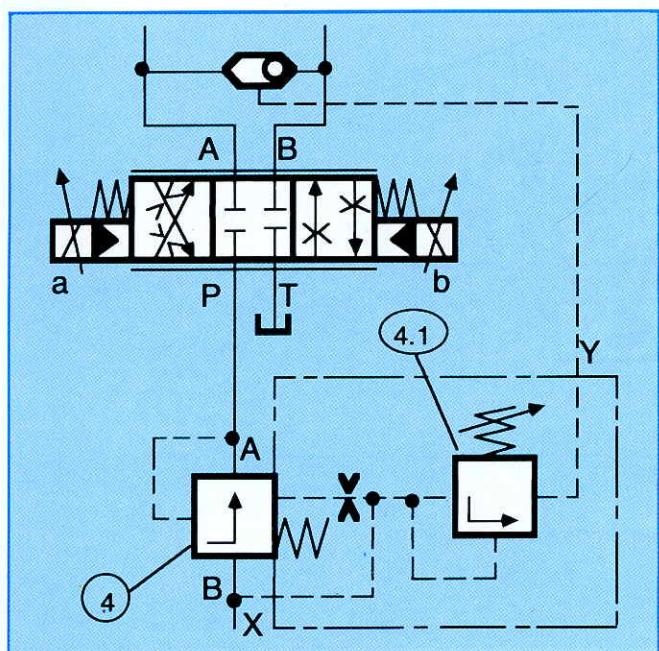


Рис. 26

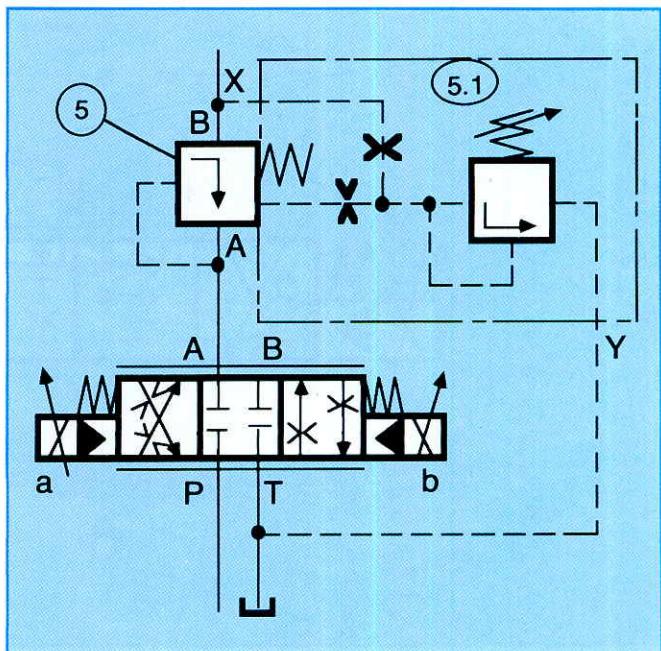


Рис. 27

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.

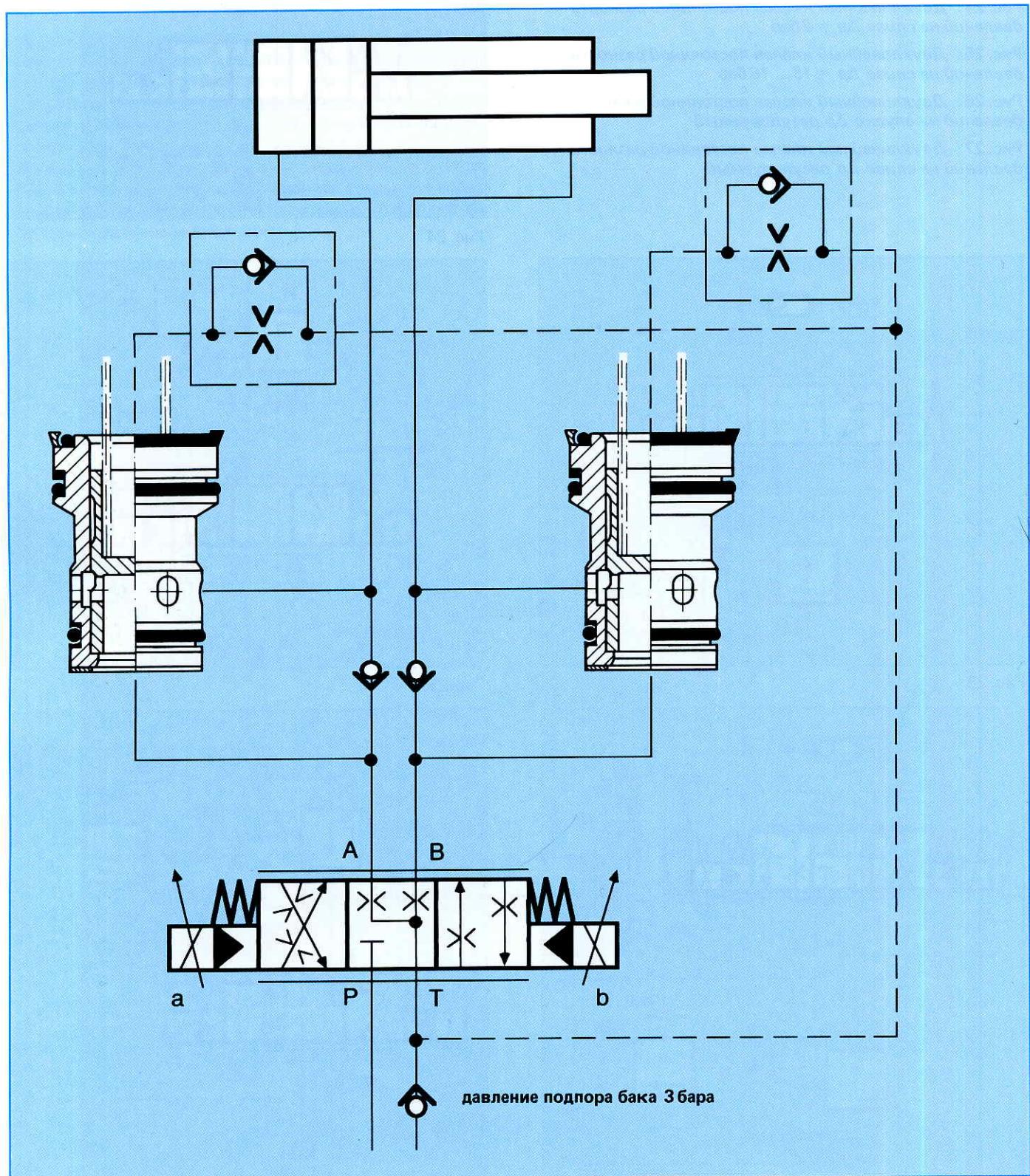


Рис. 28

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

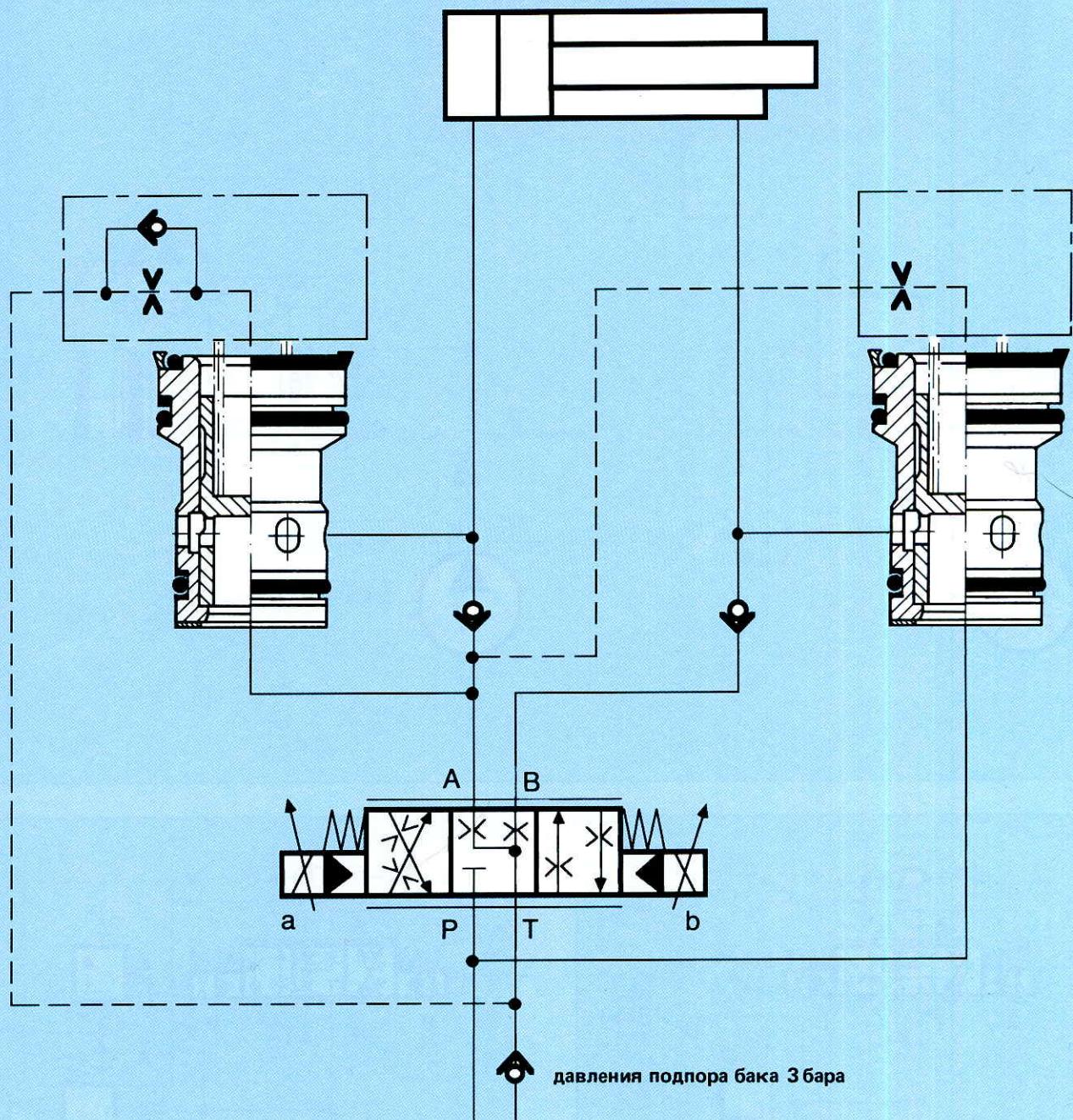


Рис. 29

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

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

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

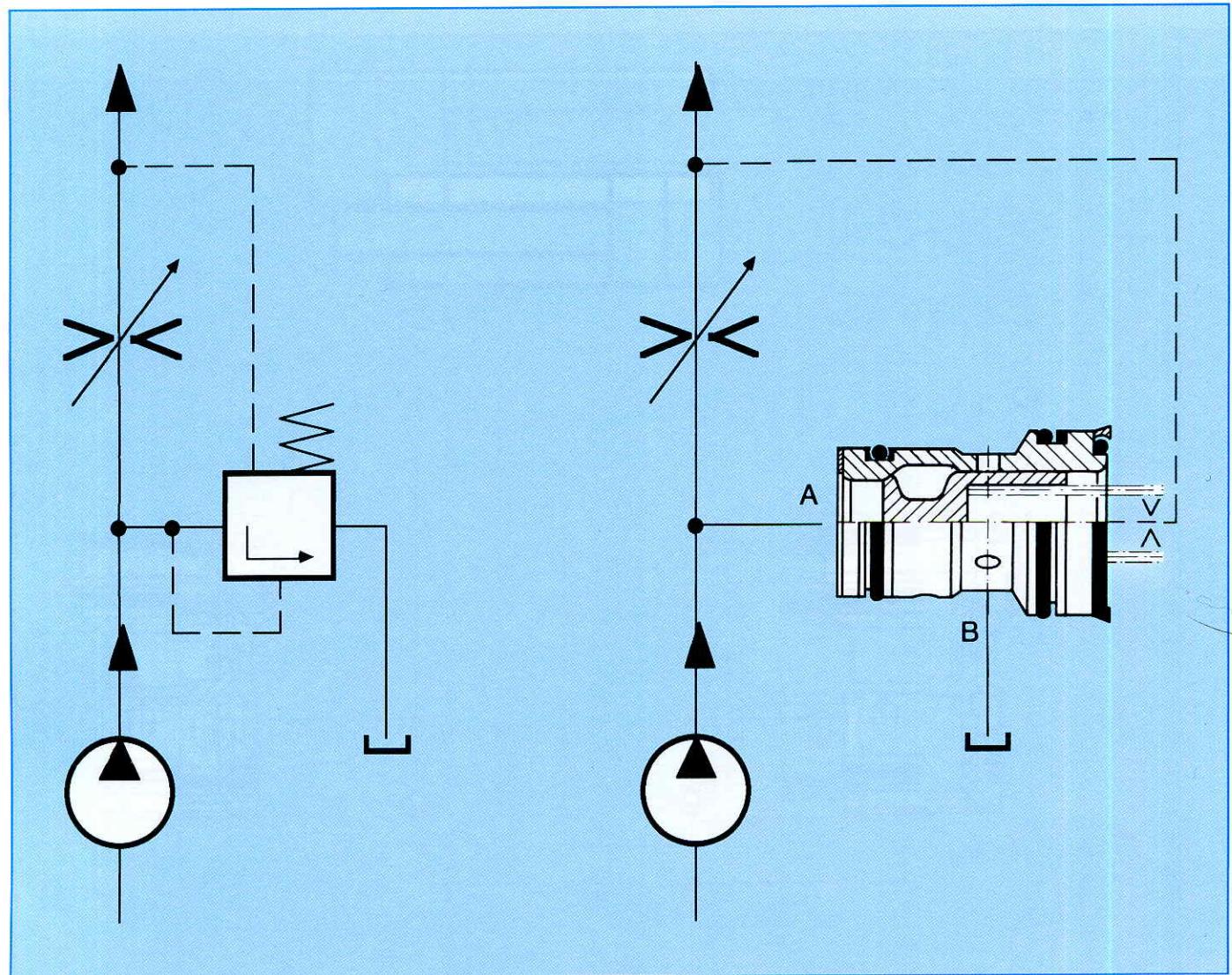


Рис. 30

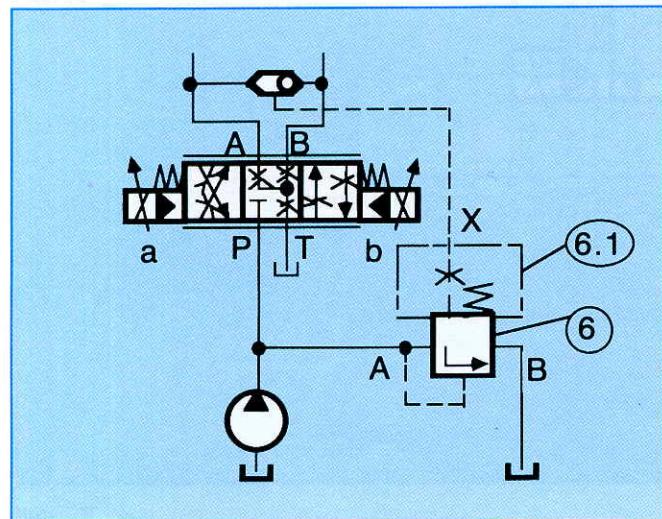


Рис. 31: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p = 8$  бар

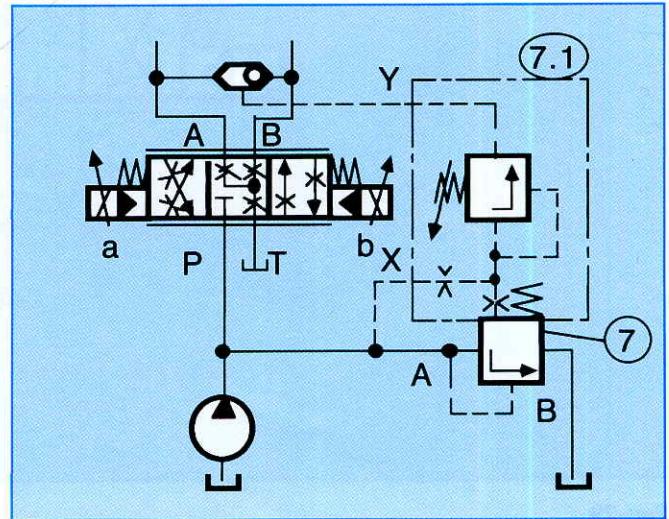


Рис. 32: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p$  регулируемый

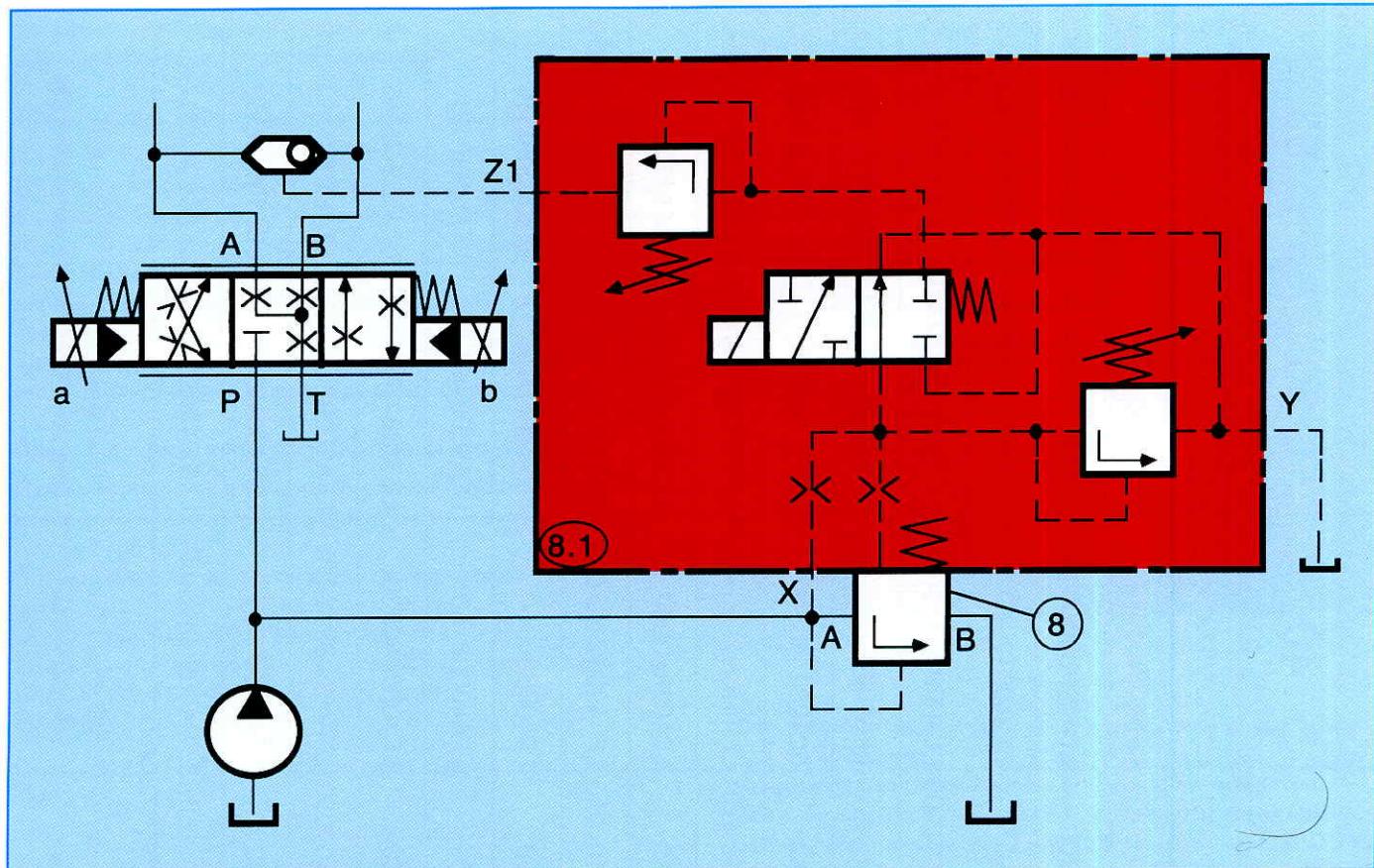


Рис. 33: Трехлинейный клапан с постоянной разностью давлений  $\Delta p$ , с ограничением предельного давления и электрической разгрузкой

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

Рис. 34: Список приборов

### 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

$$F_{акс.} = Q \cdot Q (\omega_E \cdot \cos \alpha + \omega_A)$$

где

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

$Q$  = плотность текущей среды

$Q$  = объемный расход

$\omega_E, \omega_A$  = скорость на входе или на выходе

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

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

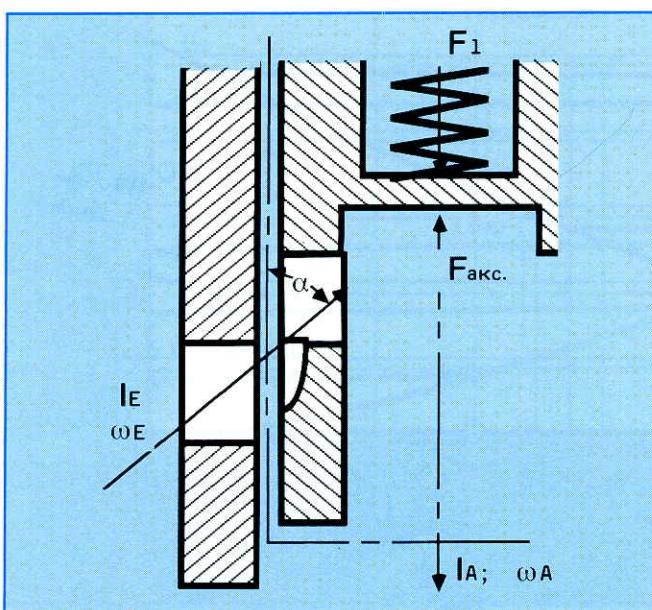


Рис. 35

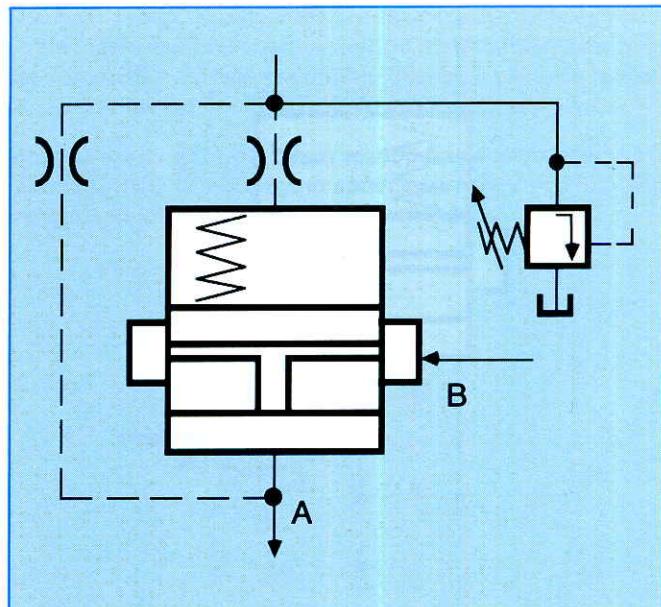


Рис. 36

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 поддается 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  $F_{акс.}$ ,  $\Delta p_{V1}$  диафрагмы и возможной  $\Delta p_L$  соединительной линии компенсирует усилие пружины  $F_1$ .

$$F_1 = F_{акс.} + \Delta p_{V1} \cdot A_K + \Delta p_L \cdot A_K$$

$A_K$  = 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.

$$F_{акс.} / A_K = f(Q)$$

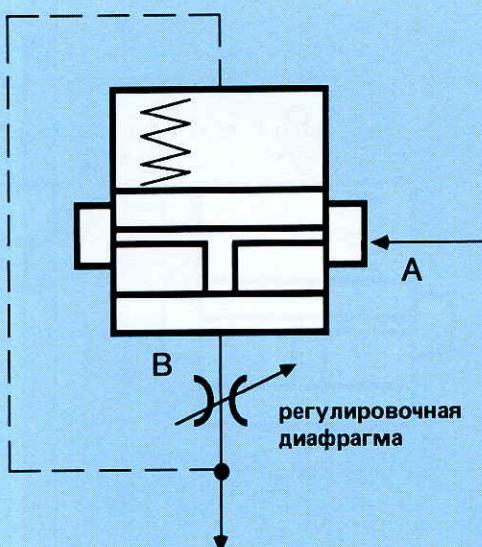


Рис. 37

Для каждой пружины можно считывать имеющуюся в распоряжении на диафрагме и линиях разность давлений

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

для определенного расхода как расстояние обеих криевых

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

#### 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.

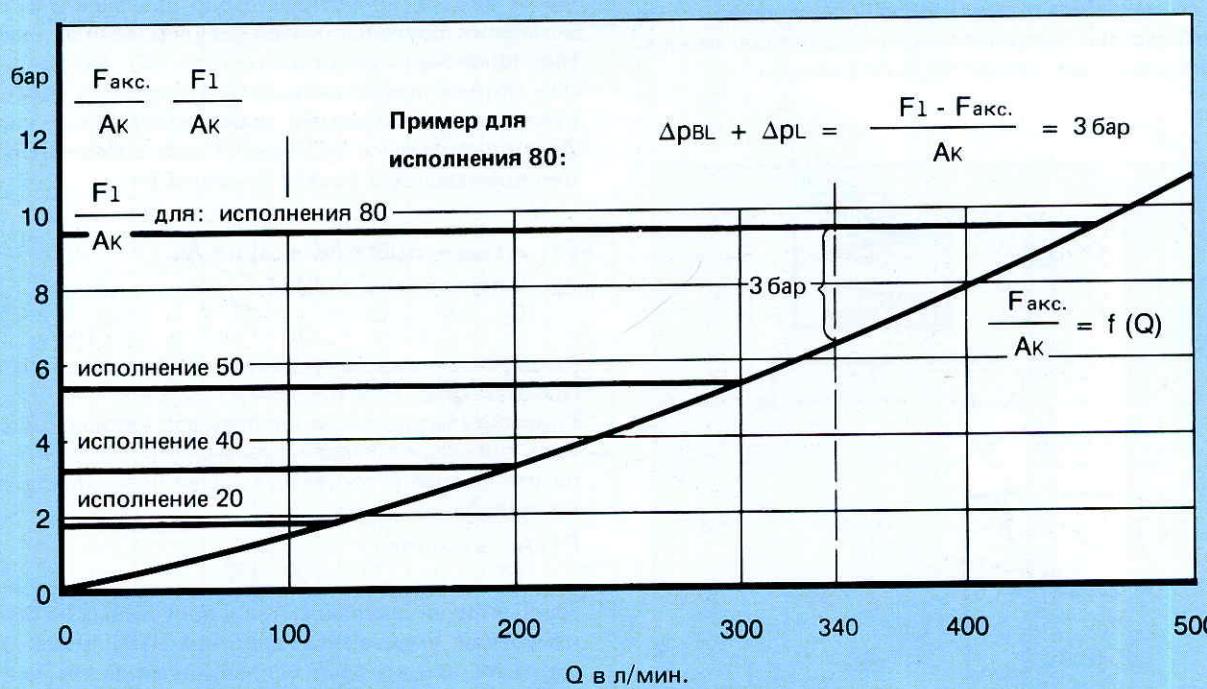


Рис. 38: Предел мощности при применении двухлинейного встроенного клапана ДУ 32

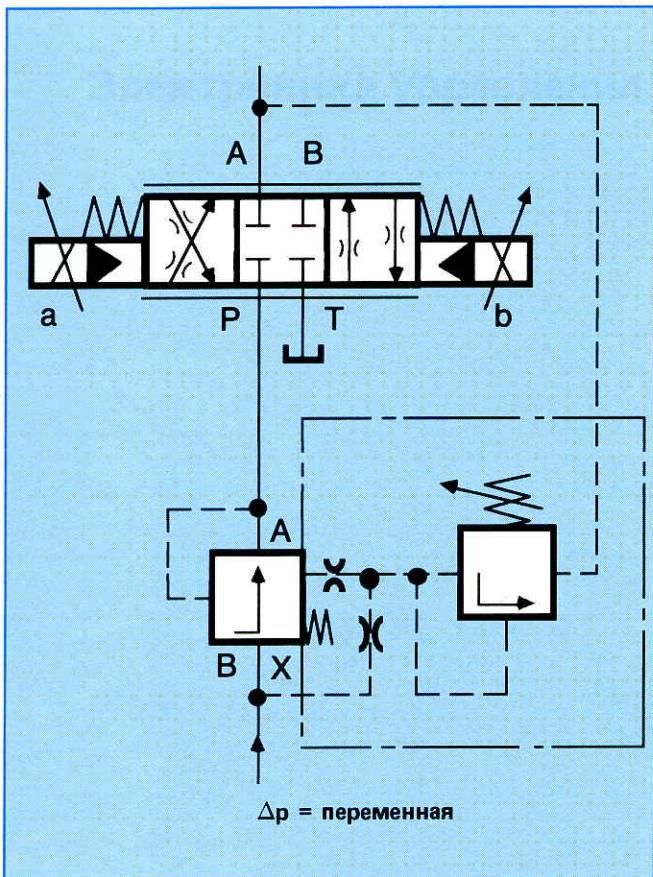


Рис.39: Клапан постоянной разности давлений с регулируемой разностью давлений  $\Delta p$

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 LC40DR80. Это будет допускать при  $Q = 340 \text{ л/мин.}$  на дросселирующей кромке клапана  $\Delta p$  в 7 бар.

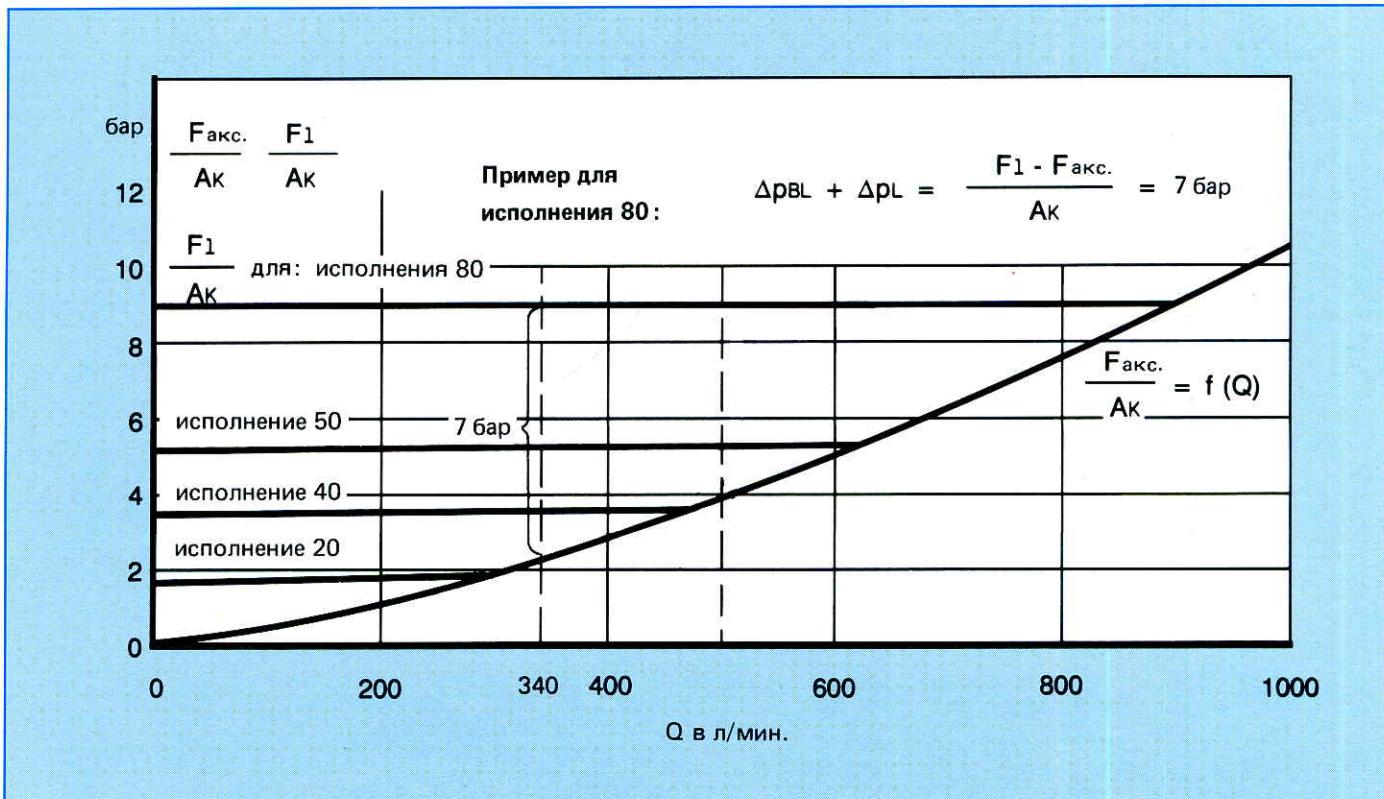


Рис.40: Предел мощности при применении двухлинейного встроенного клапана ДУ 40

Для заметок

**Глава D**

**Электроника управления для пропорциональных клапанов**

**Херберт 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 С с выдержанной 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-скаккообразный 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.

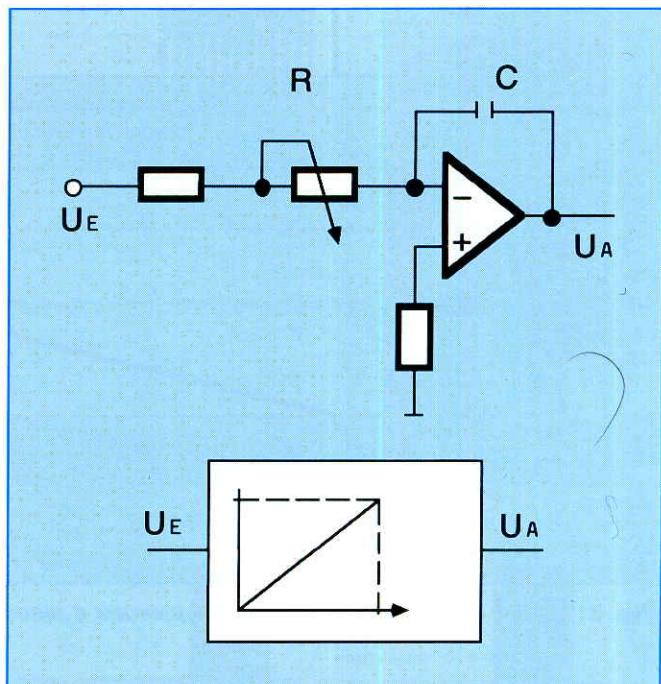


Рис. 1: Образователь линейных функций с насыщением

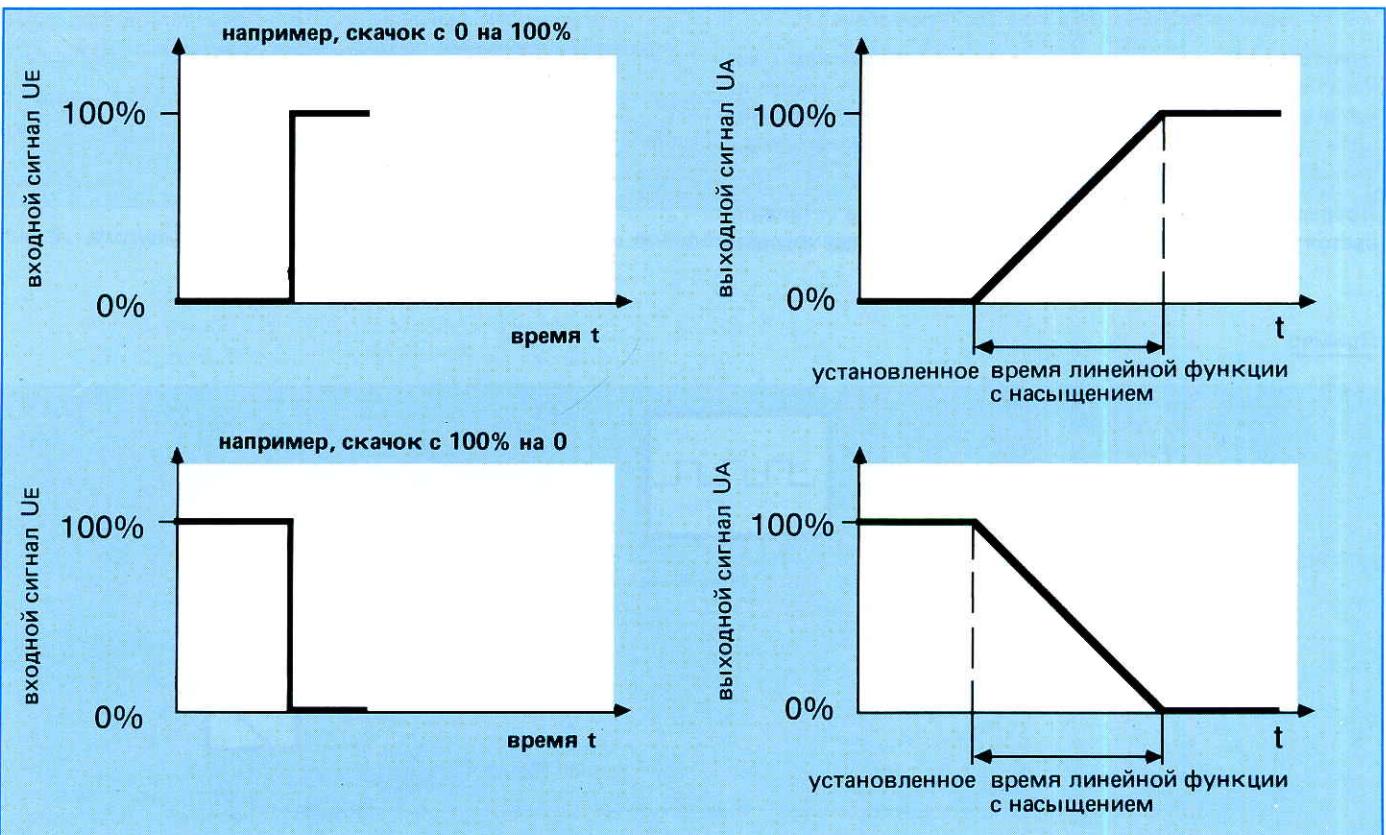


Рис. 2: Скачкообразный сигнал, время линейной функции с насыщением

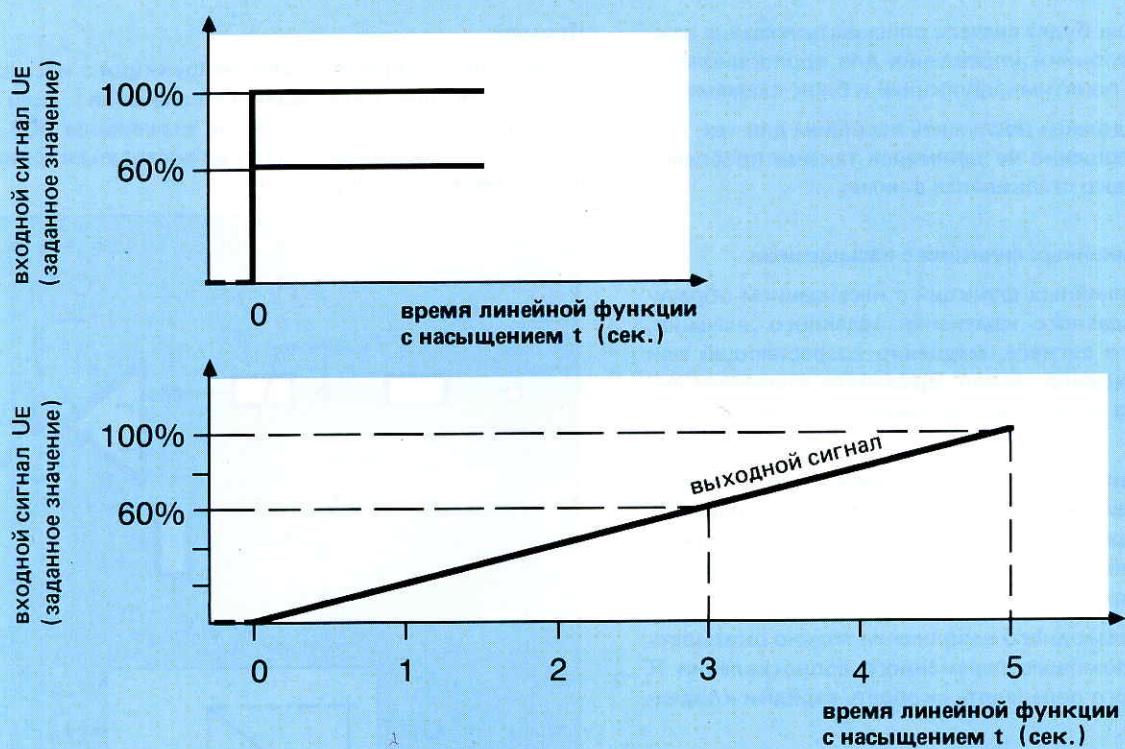


Рис. 3: Время линейной функции с насыщением в зависимости от входного сигнала

**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.

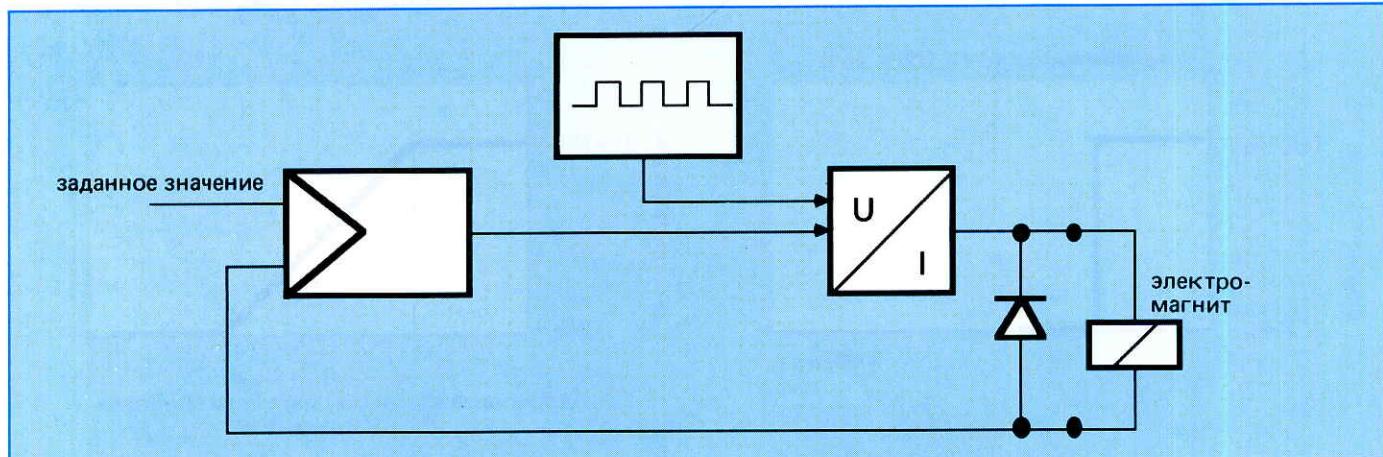
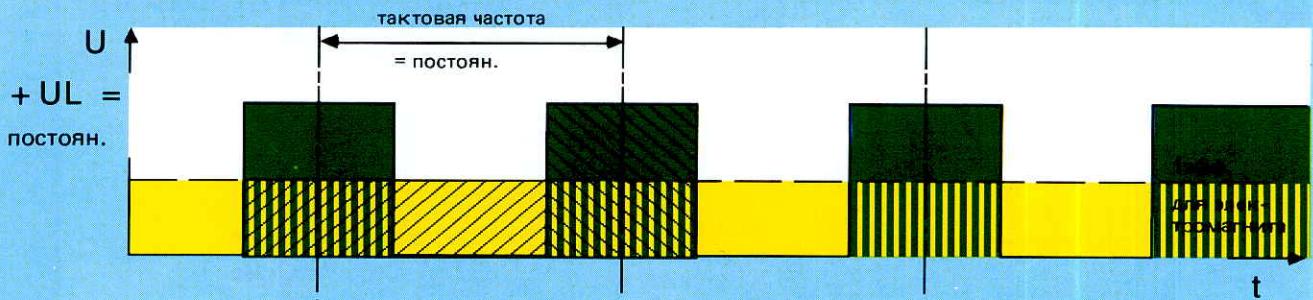
Пример

Рис. 4: Импульсно-модулированная конечная ступень

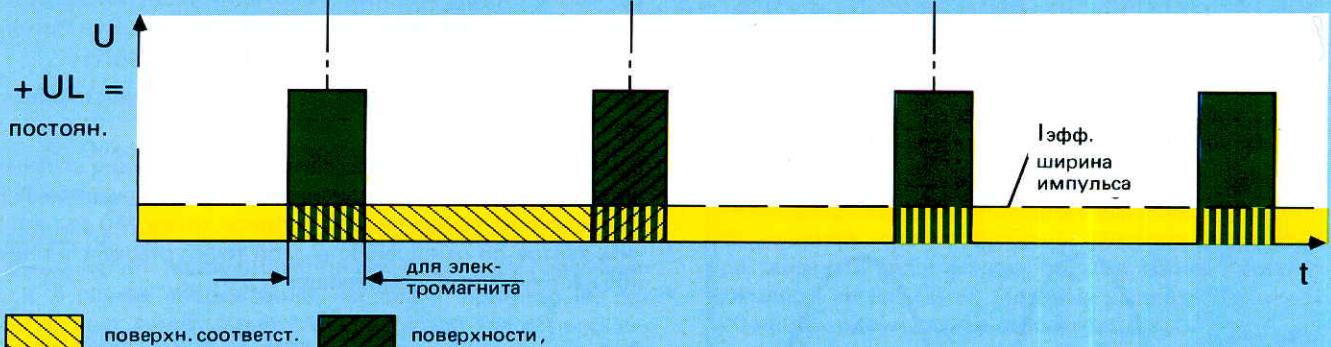
## а) Конечная ступень полностью модулирована



покрытие соответствует  
отсюда вытекает  $I_{\text{эфф.}}$  для клапана с электромагнитным управлением.

Импульсно-модулированное напряжение дает в итоге через сопротивление электромагнита определенный ток  $I_{\text{эфф.}}$ .

## б) Конечная ступень отчасти модулирована



отсюда вытекает  $I_{\text{эфф.}}$  для электромагнита.

Ширина импульса (длительность включения) подает как поверхность величину эффективного выходного значения.

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

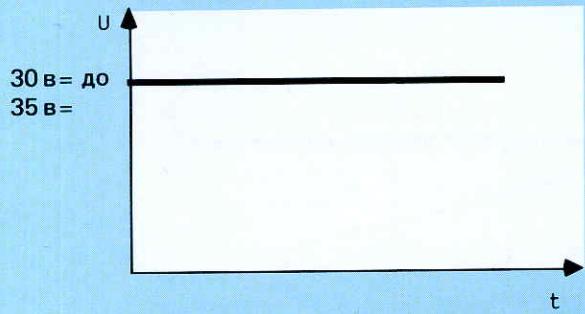
### Питание напряжением

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).

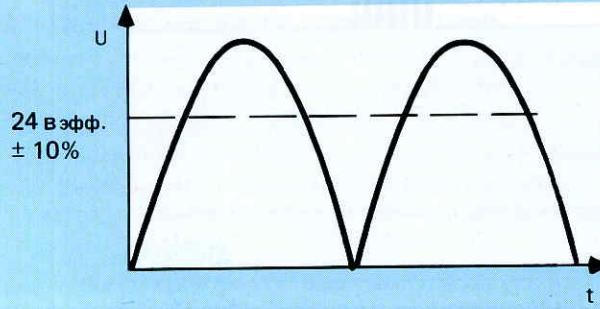
#### a) Сглаженное постоянное напряжение

$$U = 30 \text{ в} \dots 35 \text{ в}$$



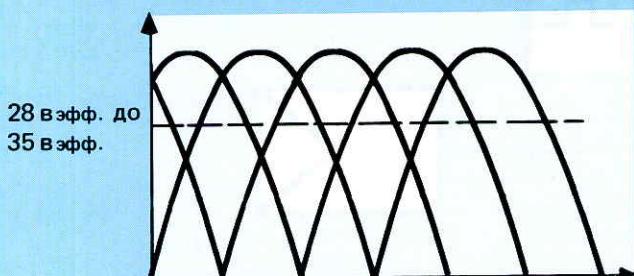
**б) Полностью мостиковое выпрямление**  
соответствует однофазному  
двохполупериодному выпрямлению

$$U_{\text{эфф.}} = 28 \text{ в} \pm 10\% = 21,6 \text{ в} \dots 26,4 \text{ в}$$



**в) Трехфазный мостик**  
соответствует трехфазному  
двохполупериодному выпрямлению

$$U_{\text{эфф.}} = 28 \text{ в} \text{эфф.} \dots 35 \text{ в} \text{эфф.}$$



Например:

VT 3000-S-30



Рис. 7

#### Пример

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

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

В втором участке происходит сглаживание входного напряжения.

В третьем участке происходит преобразование сглаженного напряжения в стабилизированное напряжение в 18 в. Посредством выбора новой опорной точки М0 мы получим взятое по отношению к этой точке стабилизированное напряжение, составляющее ± 9 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 (М0) повышен на + 9 в по сравнению с напряжением питания в 0 в.
- Не соединять М0 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. 6: Питание напряжением

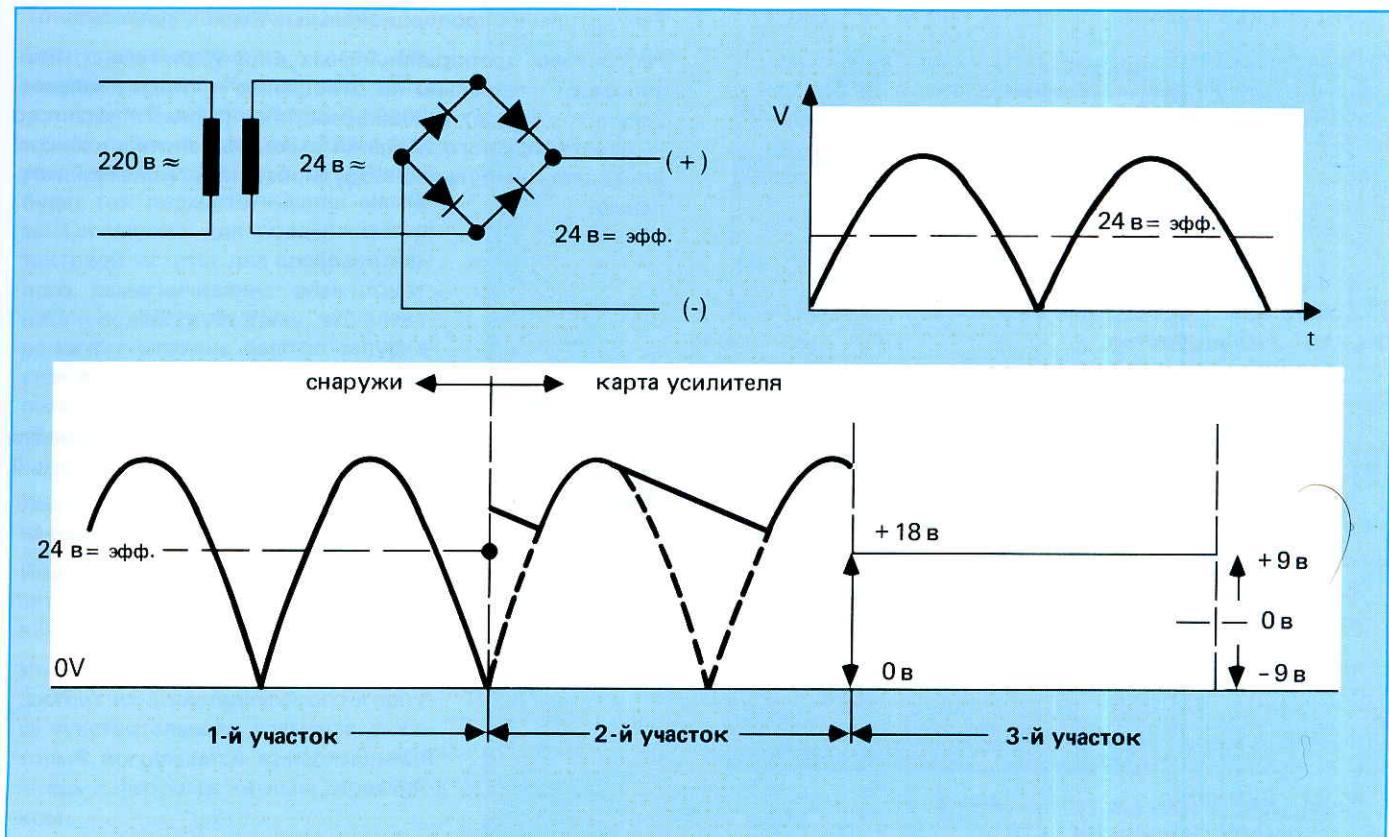


Рис. 8: Однофазное двухполупериодное выпрямление

**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.

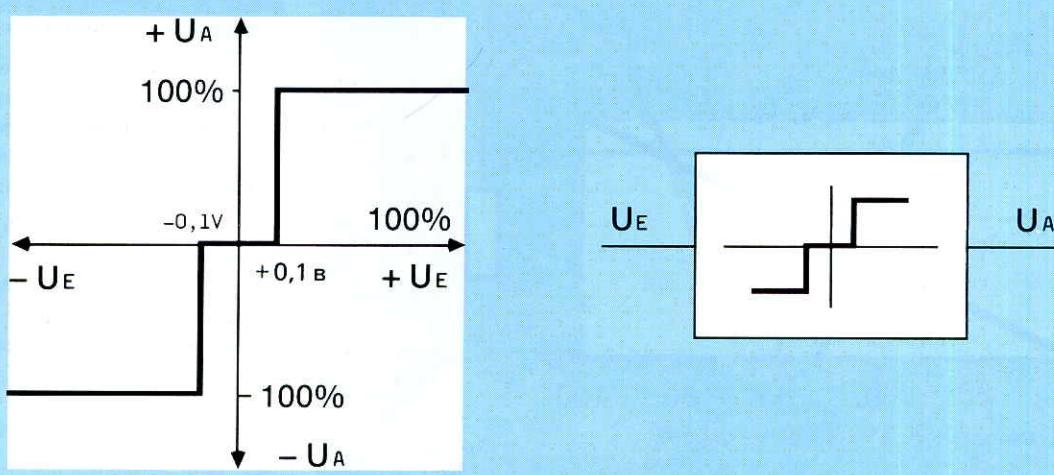


Рис. 9: Образователь скачкообразной функции

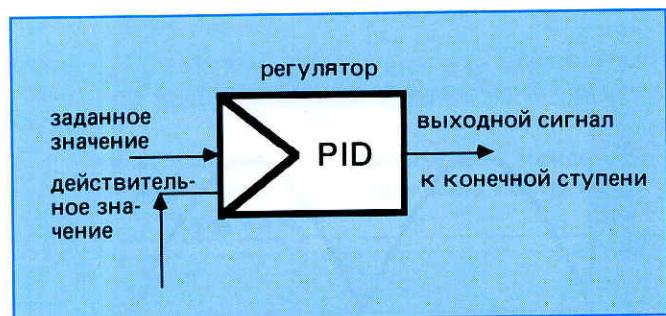


Рис. 10: P/D-регулятор

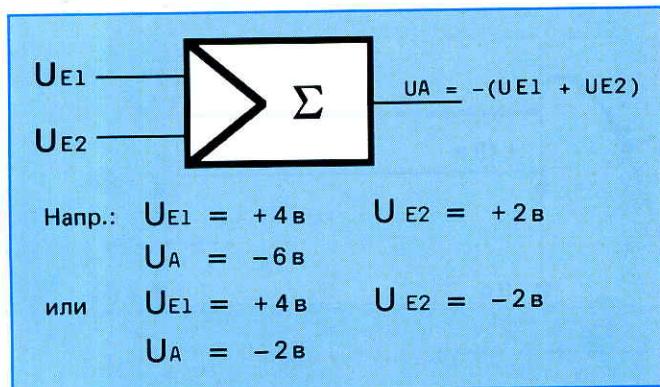


Рис. 11: Сумматор

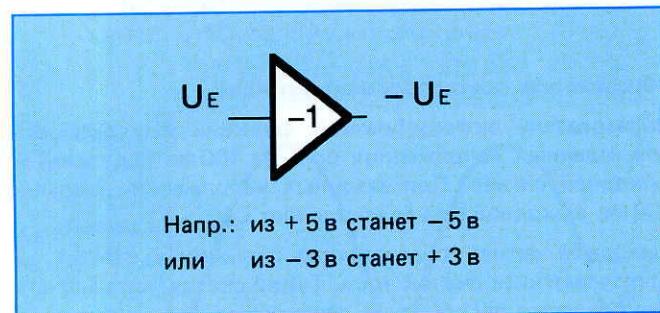
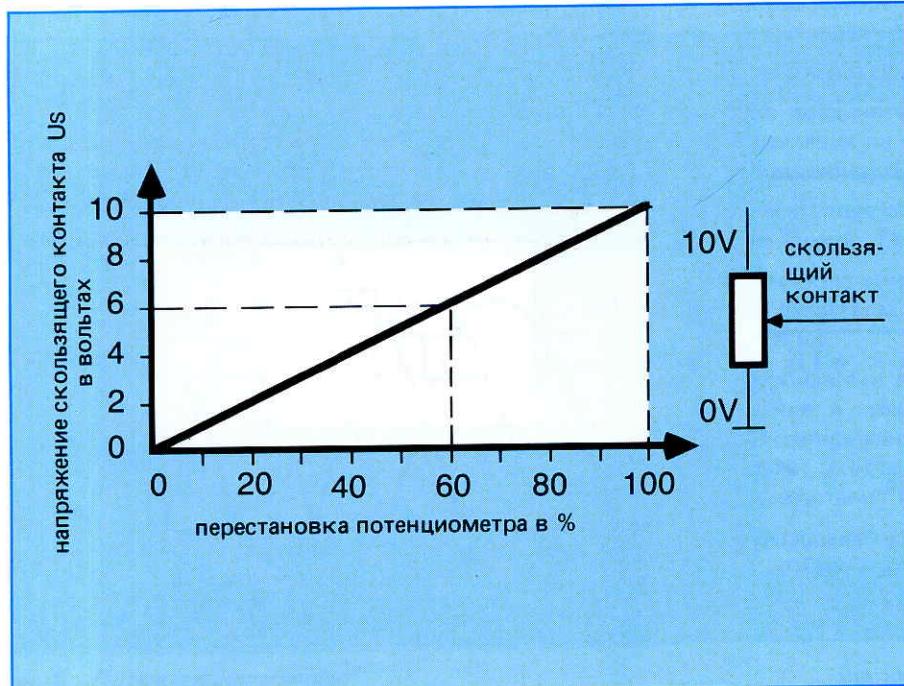


Рис. 12: Инвертор



### 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 предназначаются для суммирования двух напряжений, при этом инвертируется сигнал сложения.

### Инверторы

Инверторы на пропорциональных картах усилителя предназначаются для переворота полярности введенного напряжения.

### 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

### Ток подмагничивания

Ток подмагничивания — это ток электромагнита. Как только карта усилителя будет прилегать к напряжению питания и клапан будет присоединен к усилителю, в наличии будет ток подмагничивания магнита. Он служит для поддерживания 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.

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

( $j\omega L$  = реактивное сопротивление)

Вместе с индуктивностью изменяется также сопротивление переменного тока  $Z_w$  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.

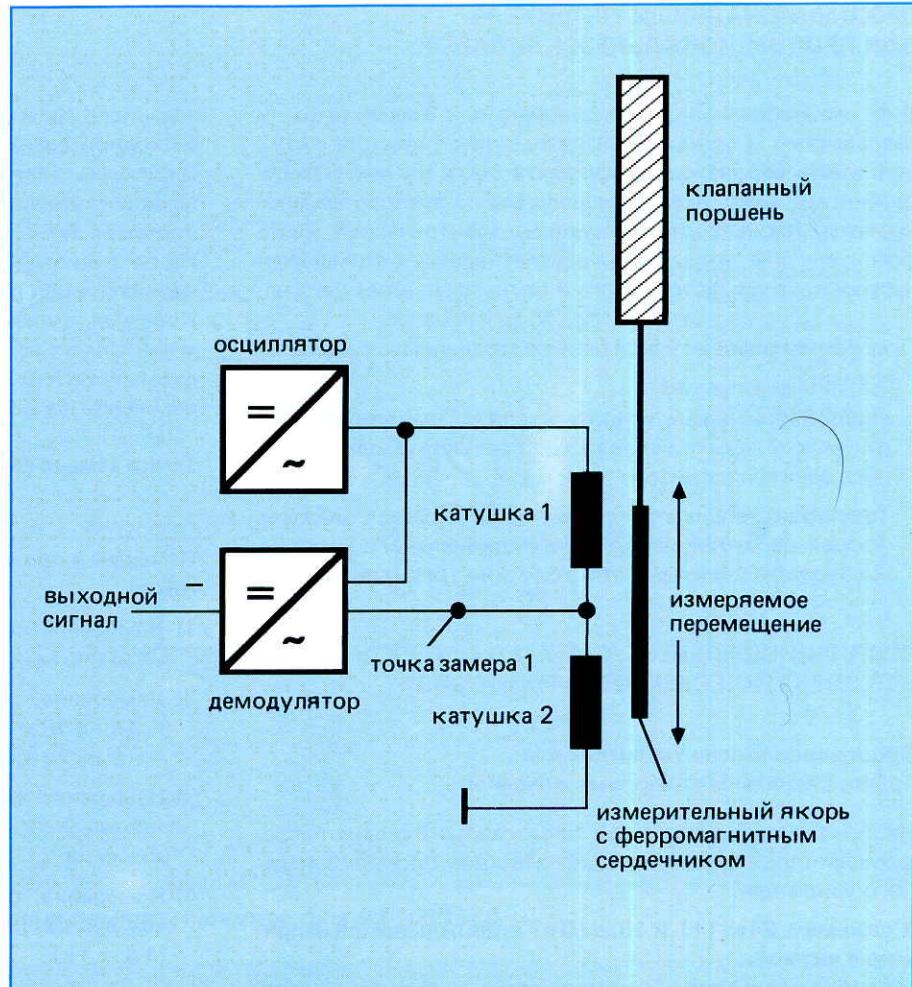


Рис. 14: Схема индуктивного датчика перемещения

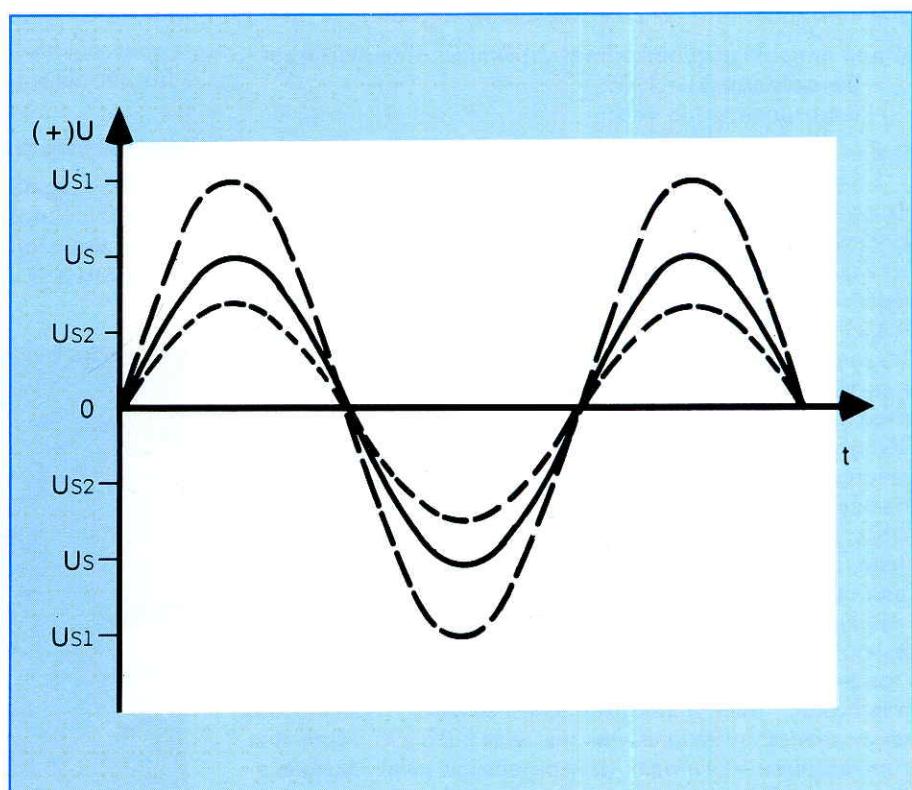


Рис. 15: Выходная амплитуда, измеренная на точке замера 1, согласно рис. 14

## ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ УСИЛИТЕЛЬ ДЛЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

Для разнообразных пропорциональных клапанов были разработаны и стандартизованы электрические карты усилителя европейского формата 100 x 160 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 24ac (+) и 18ac (0в) 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 10ac  
- 9 в отводятся на 16ac
- 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 12ac 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 24ac против 18ac
- 2) Измерение стабилизированного напряжения  $\pm 9$  в  
+ 9 в на 10ac против 14ac  
- 9 в на 16ac против 14ac
- 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 22ac и 20ac
- напряжение питания в 24 в к 24ac (+) и 18ac (-)

#### Принцип действия

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

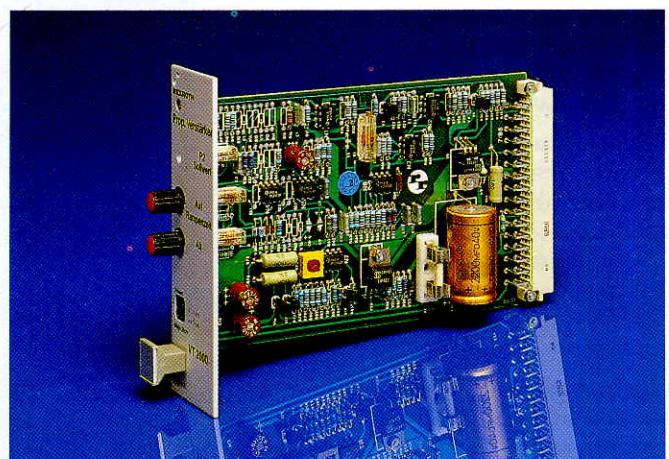


Рис. 16: Пропорциональный усилитель типа VT2000S40

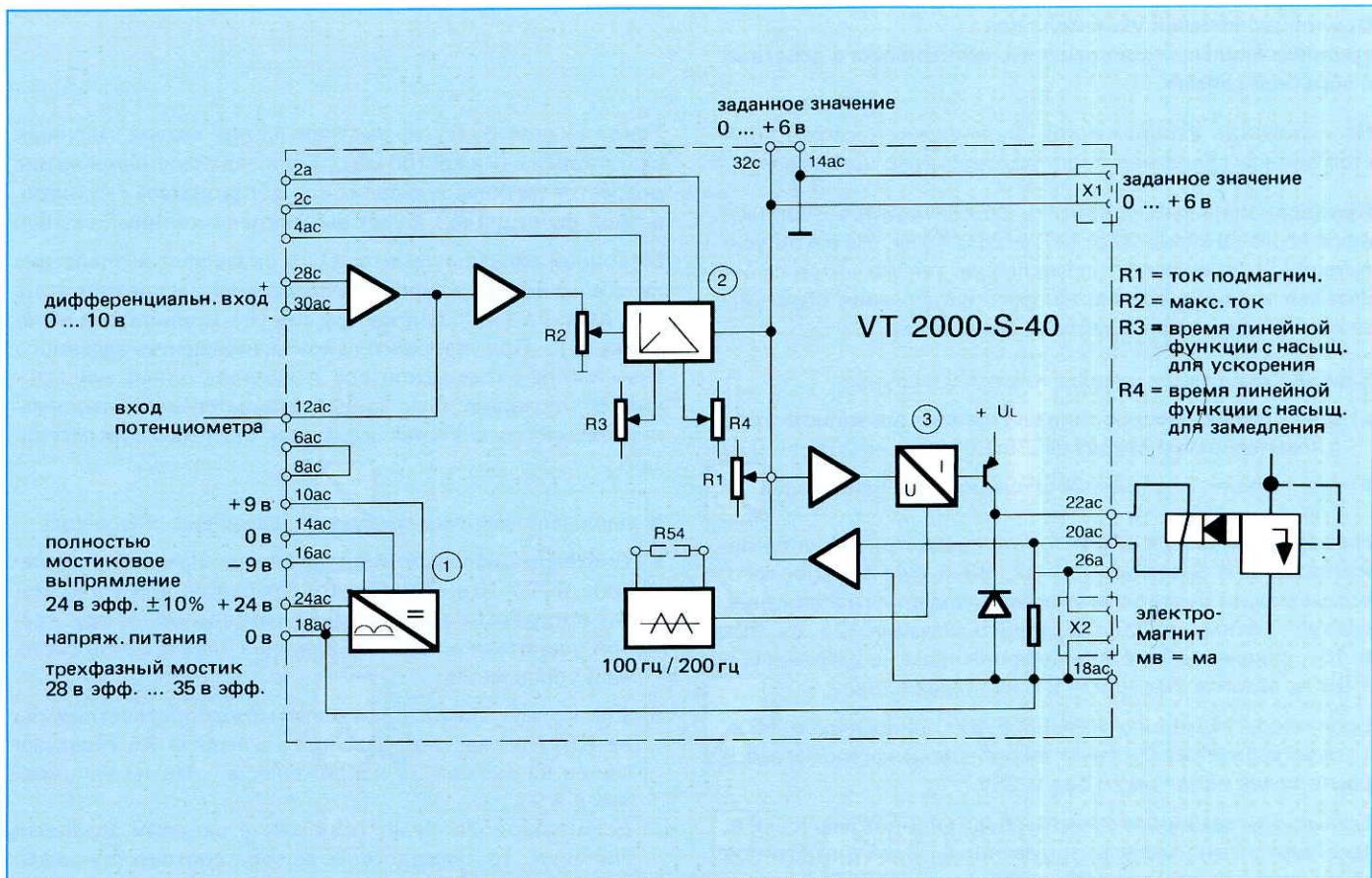


Рис. 17: Занятость присоединений пропорционального усилителя типа VT 2000S40

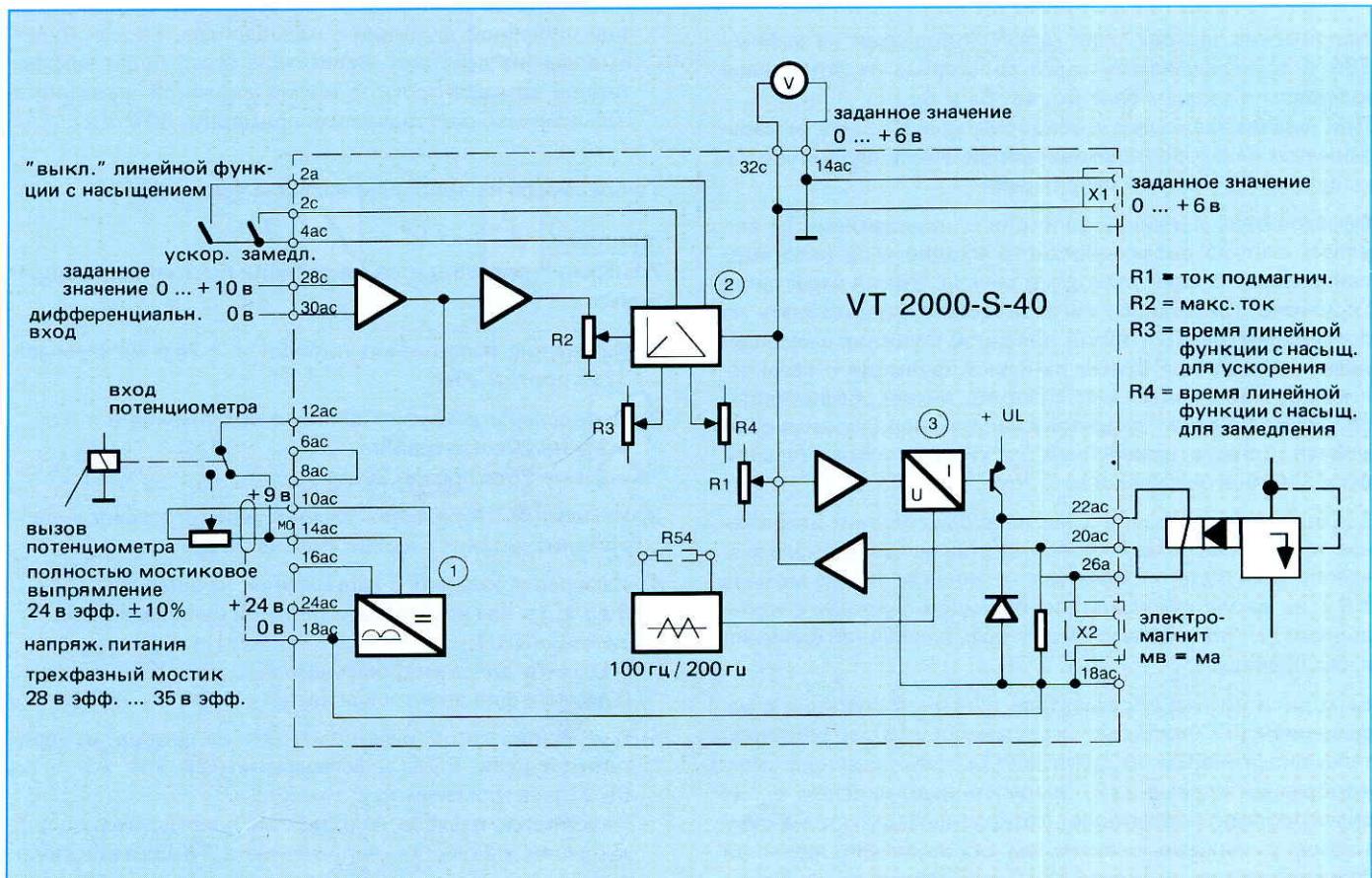


Рис. 18: Пример управления с помощью пропорционального усилителя типа VT 2000S40

### 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

- для питания внешних или внутренних потенциометров с возможностью отвода на 20с (+ 9 в) и на 26ас (− 9 в).
- 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:

- Дифференциальный вход заданных значений в диапазоне 0 –  $\pm 10$  в. Такой вход требуется для того, чтобы произвести высокомное разделение между картой усилителя клапана и внешней электронной системой управления.
- 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.
- 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.

- Измерение напряжения питания в + 24 в на зажимах 32ас против 26ас
  - Измерение стабилизированного напряжения в  $\pm 9$  в + 9 в на 20с против 20а  
− 9 в на 26ас против 20а
  - Измерение напряжения вызова реле (сглаженное напряжение питания) на 28с против 26ас
  - 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
  - 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.

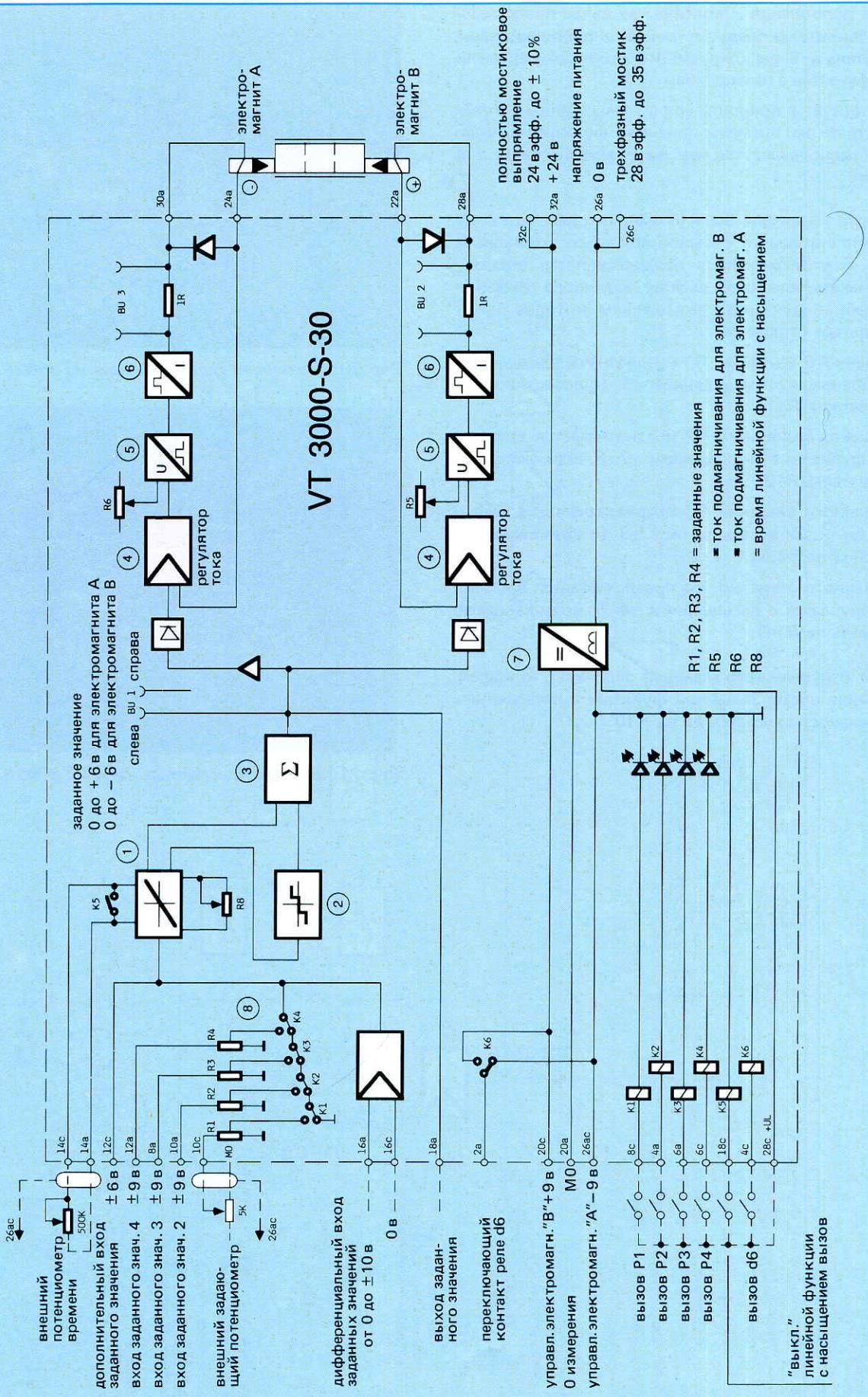


Рис. 19: Занятость присоединений пропорционального усилителя типа VT3000S30

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.

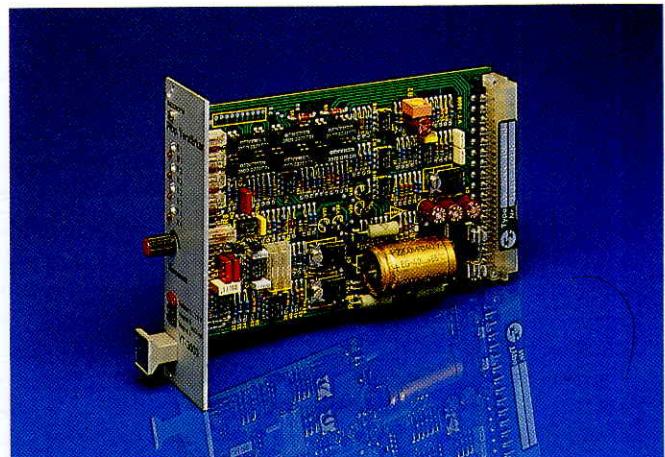


Рис. 20: Линейный усилитель типа VT3000 S30

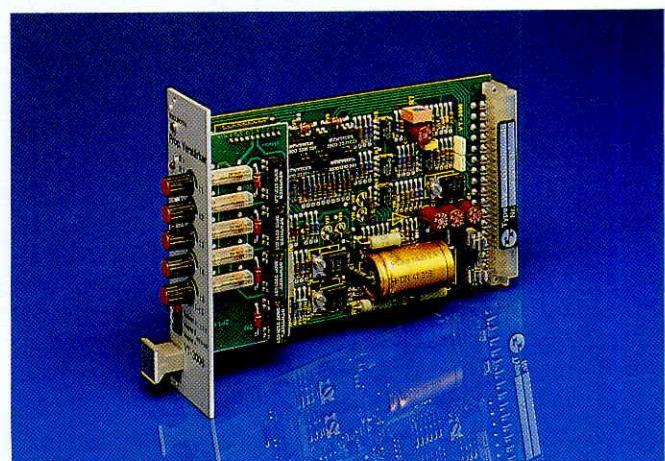


Рис. 21: Линейный усилитель типа VT3006 S30

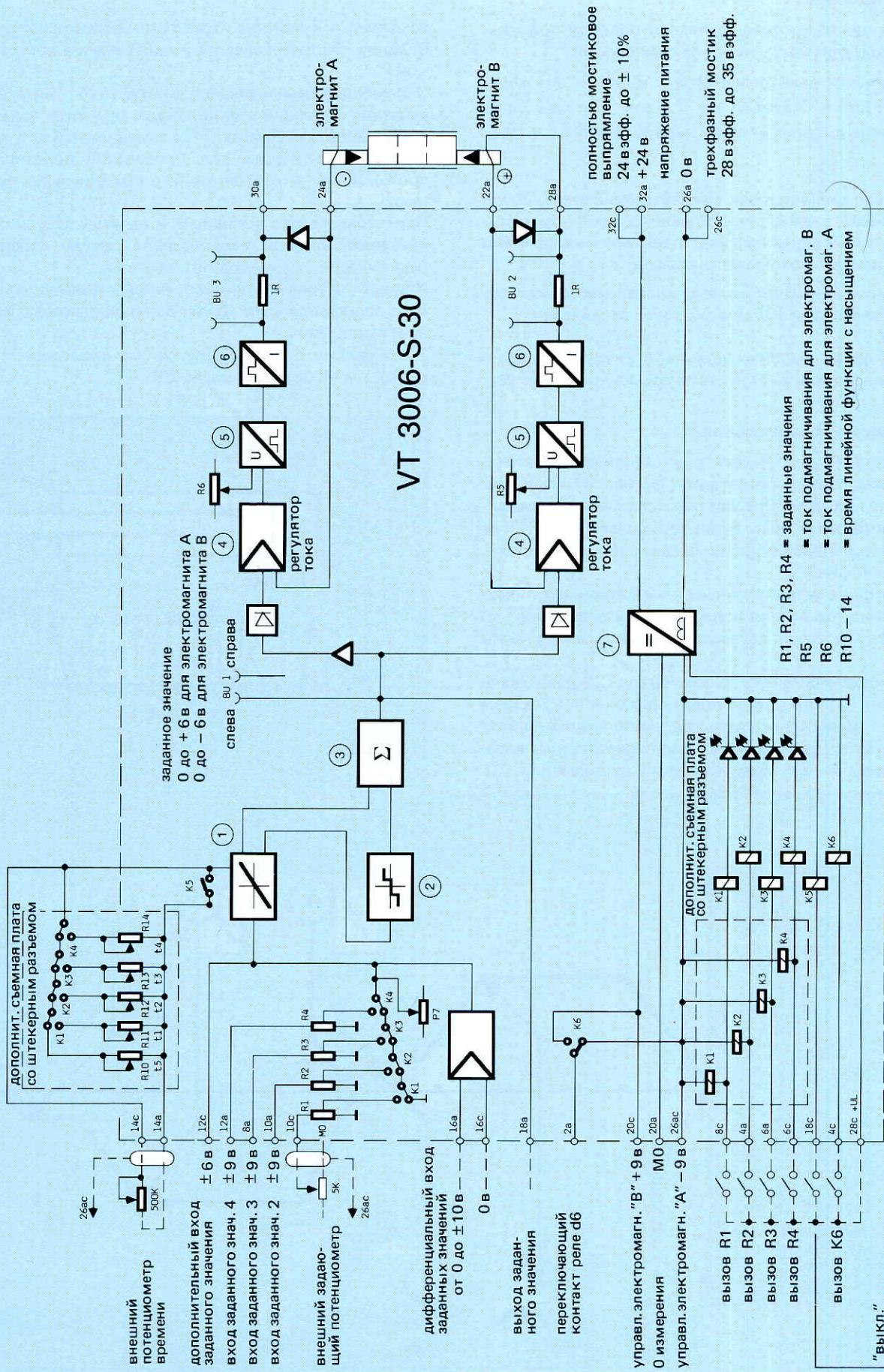


Рис. 22: Занятость присоединения пропорционального усилителя типа VT 3006 S30

### 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).

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

### Описание процесса переключения

Команда запуска для выдвижения цилиндра подается с помощью замыкающего контакта (1). Реле K1 и K2 притягиваются, при этом посредством соединения контактов в серии эффективным будет только сигнал от R2 через K2 на потенциометре R2 следуя поэтому установить ускоренный ход.

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

С достижением конечного выключателя (2) размыкающий контакт (2) прерывает подачу питания к K2 и реле отпускается. Вследствие этого эффективным становится R1 (K1 остается включенным) и цилиндр оттормаживается на замедленный ход. Конечный выключатель (3)

вызывает в конечном итоге также отпускание реле K1 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 выдвижению.

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.

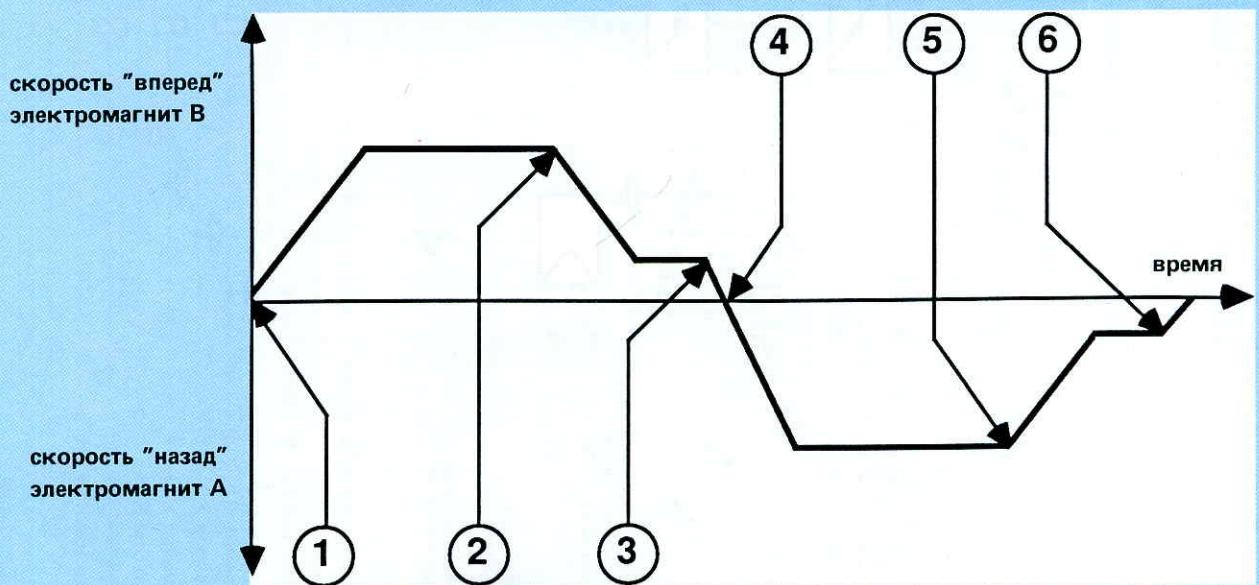
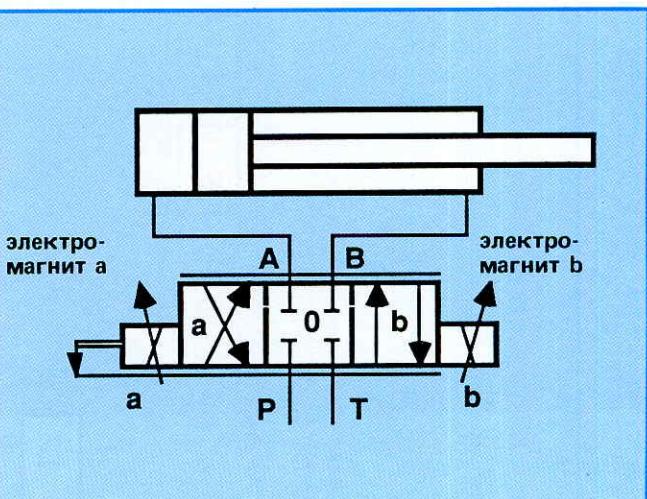


Рис. 23: Диаграмма зависимости скорости от времени

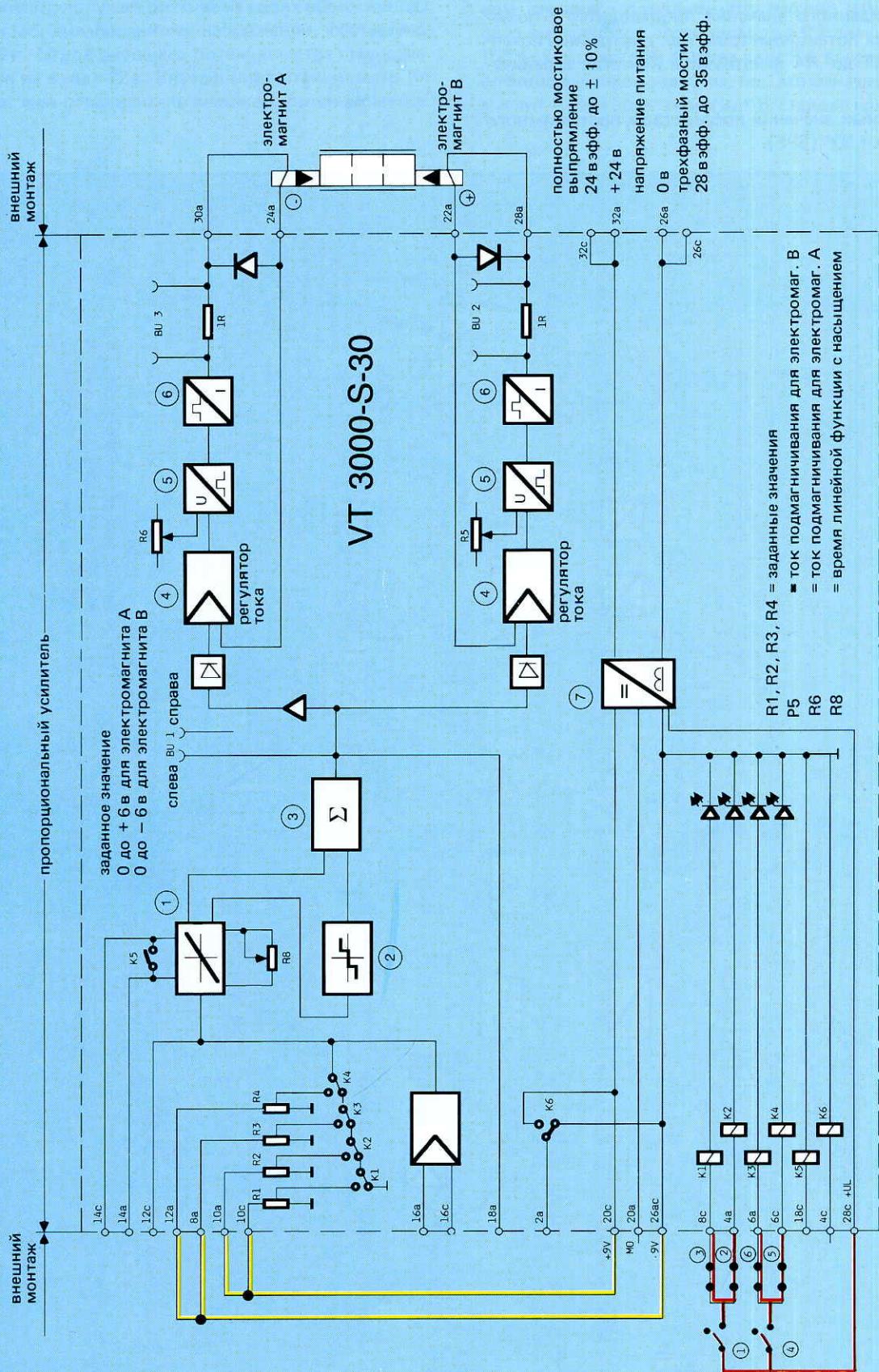


Рис. 24: Монтажная схема соединений

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 3Y (SPS)

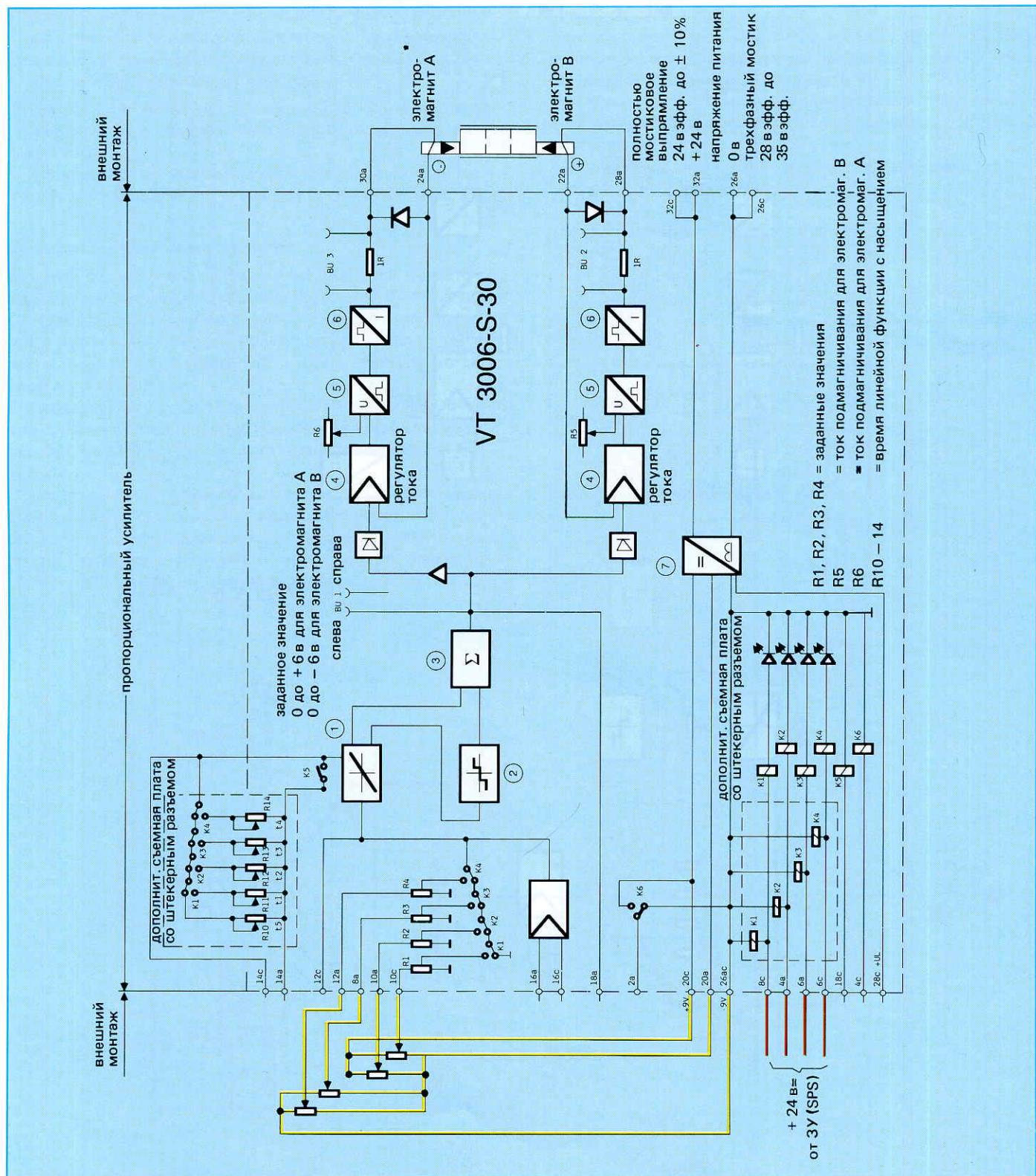


Рис. 25: Монтажная схема соединений

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.

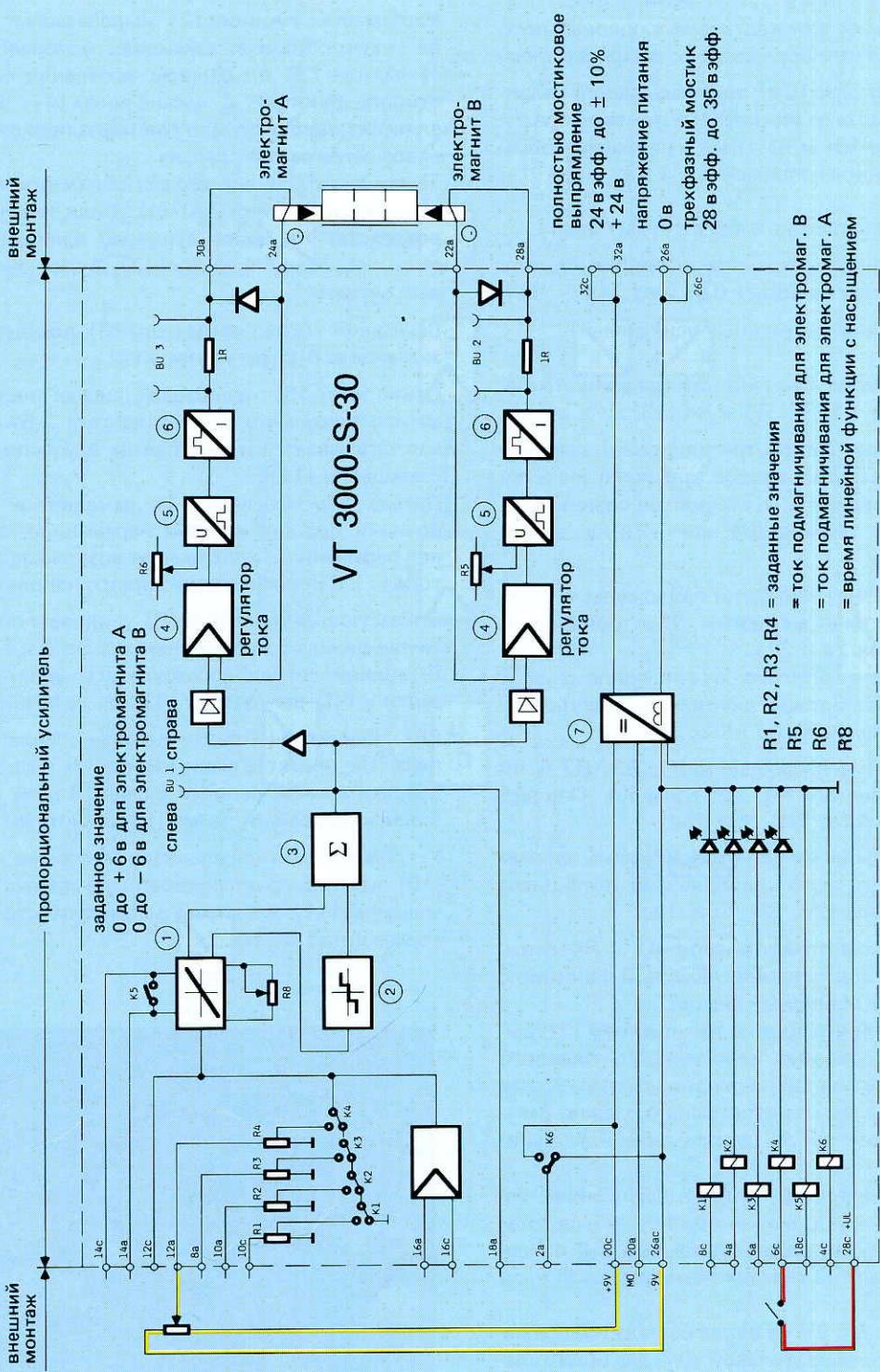


Рис. 26: Монтажная схема соединений

## 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 22ac (+) и 28ac (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

a) питания внешних или внутренних потенциометров с возможностью отвода на 26a ( $+9$  в) и на 24a ( $-9$  в).

b) 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 20c, 20a, 14a, 14c соединить со стабилизированным напряжением в  $+9$  в на зажиме 26a или  $-9$  в на зажиме 24a.

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

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

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

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

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) оптимирован 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 (A и B).

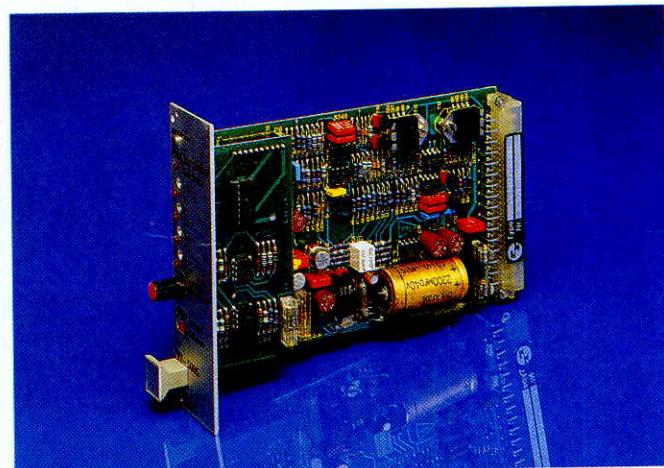


Рис. 27: Пропорциональный усилитель типа VT5005 S10

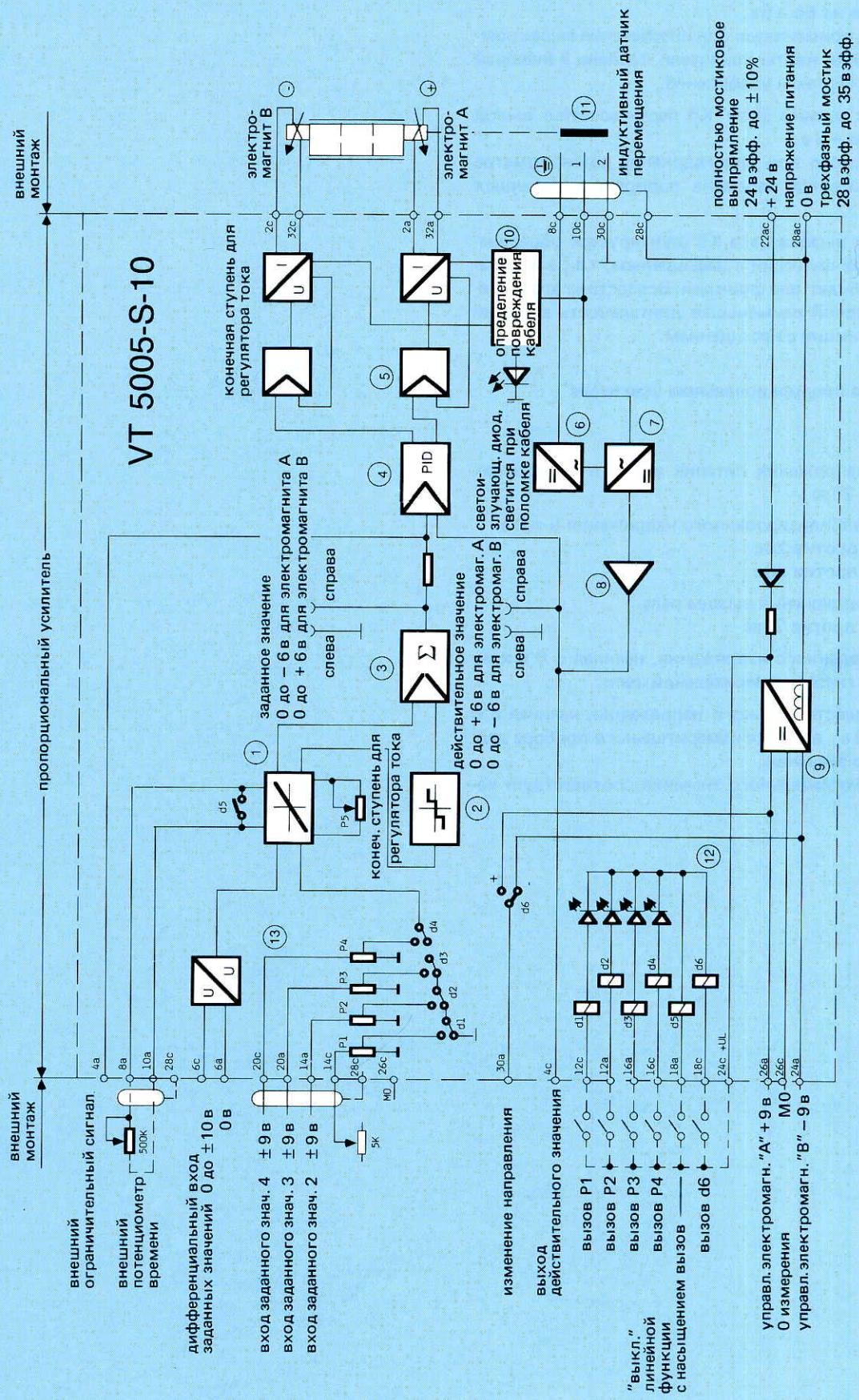


Рис. 28: Монтажная схема соединений

К вышеизложенному следует еще добавить следующее:

- a) Дифференциальный вход заданного значения в пределах 0 – ± 10 в на 6с и 6а.  
Данный вход применяется для обеспечения высокоомного разделения карты усилителя клапана и внешней электронной системы управления.
- b) 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.
- c) 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 ± 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 ± 6 в, на гнезде измерительной цепи
- 5) Измерение действительного напряжения, начиная с 0 и кончая ± 6 в, в гнезде измерительного прибора действительного значения.  
Величина действительного значения соответствует ходу поршня.

Для заметок

Для заметок

Глава Е

**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

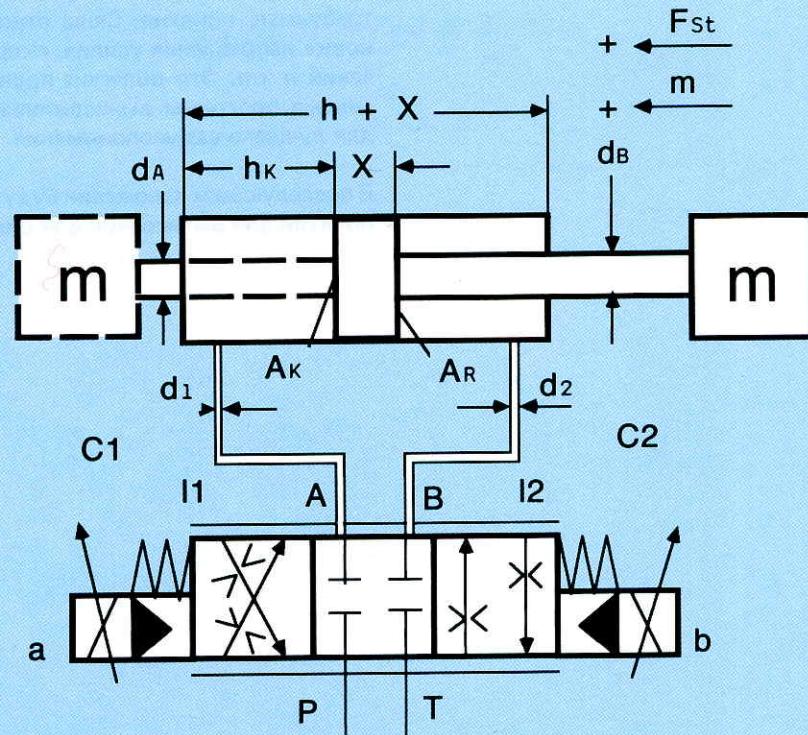


Рис. 1

Применяемые буквенные обозначения и размеры

$D_K$	= диаметр поршня	[мм]	$V_{L1}$	= объем трубопровода, сторона А	[см <sup>3</sup> ]
$d_A$	= диаметр штока 1 со стороны А	[мм]	$V_{L2}$	= объем трубопровода, сторона В	[см <sup>3</sup> ]
$d_B$	= диаметр штока 2 со стороны В	[мм]	$V_3$	= полный объем, сторона А	[см <sup>3</sup> ]
$d_1$	= диаметр трубы со стороны А	[мм]	$V_4$	= полный объем, сторона В	[см <sup>3</sup> ]
$d_2$	= диаметр трубы со стороны В	[мм]	$v$	= скорость цилиндра	[м/сек.]
$h$	= ход цилиндра	[мм]	$v_A$	= скорость масляного потока в трубопроводе, сторона А	[м/сек.]
$s$	= путь передвижения	[мм]	$v_B$	= скорость масляного потока в трубопроводе, сторона В	[м/сек.]
$h_k$	= позиция поршня с самой низкой собственной частотой	[мм]	$m$	= движущаяся масса на цилиндре	[кг]
$A_K$	= площадь или поверхность поршня со стороны А или В	[см <sup>2</sup> ]	$a$	= ускорение	[м/сек. <sup>2</sup> ]
$A_R$	= кольцевая поверхн. со стороны А или В	[см <sup>2</sup> ]	$F_{St}$	= статическая нагрузка (из доли массы)	[Н]
$A_A$	= кольцевая поверхность со стороны А	[см <sup>2</sup> ]	$F_k$	= статическая сила (усилие обработки или усилие прессования)	[Н]
$A_B$	= кольцевая поверхность со стороны В	[см <sup>2</sup> ]	$F_r$	= сила трения	[Н]
$K_A$	= отношение площадей $A_K/A_A$		$F_a$	= ускоряющая сила	[Н]
$K_B$	= отношение площадей $A_K/A_B$		$FG$	= суммарная сила	[Н]
$A_w$	= действующая (эффект.) поверхность	[см <sup>2</sup> ]	$p_p$	= напор насоса	[дан/см <sup>2</sup> ]
$V_A$	= объем цилиндра при позиции поршня с минимальной собственной частотой для кольцевой поверхн. $A_A$ со стороны А	[см <sup>3</sup> ]	$\Delta p_v$	= потери напора в трубопроводе	[дан/см <sup>2</sup> ]
$V_B$	= объем цилиндра при позиции поршня с минимальной собственной частотой для кольцевой поверхн. $A_B$ со стороны В	[см <sup>3</sup> ]	$p_a$	= давление ускорения $F_a / (10 \cdot A_w)$	[дан/см <sup>2</sup> ]
$l_1$	= длина трубопровода, сторона А	[мм]	$p_D$	= скоростной напор $p_a + (F_S + F_R) / (10 \cdot A_w)$	[дан/см <sup>2</sup> ]
$l_2$	= длина трубопровода, сторона В	[мм]	$p_s$	= статический напор $FG / (10 \cdot A_w)$	[дан/см <sup>2</sup> ]

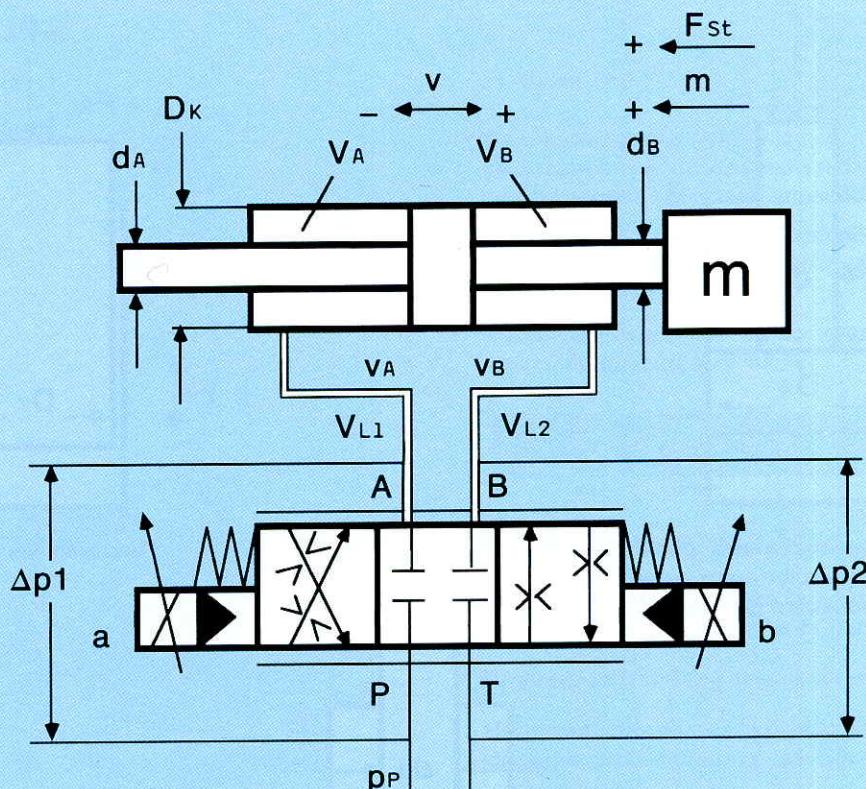


Рис. 2

$\Delta p_1$	= потеря давления на управляющей кромке Р – А или А – Т	[дан/см <sup>2</sup> ]	$V$	= общее усилие	[1/сек.]
$\Delta p_2$	= потеря давления на управляющей кромке Р – В или В – Т	[дан/см <sup>2</sup> ]	$\Delta S_v$	= ошибка синхронизации	[мм]
$pV$	= суммарная потеря давления клапана	[дан/см <sup>2</sup> ]	$\Delta S_P$	= ошибка позиционирования	[мм]
$Q_K$	= объемн. подача для площ. поршня АК	[дм <sup>3</sup> /мин.]	$s_B$	= путь ускорения	[мм]
$Q_R$	= объемная подача для кольцевой поверхности АR	[дм <sup>3</sup> /мин.]	$s_V$	= перемещение для постоянной скорости	[мм]
$Q_A$	= объемная подача для кольцевой поверхности AA	[дм <sup>3</sup> /мин.]	$s_s$	= перемещение с замедленным ходом	[мм]
$Q_B$	= объемная подача для кольцевой поверхности AB	[дм <sup>3</sup> /мин.]	$v_s$	= скорость замедленного хода	[мм/сек.]
$Q_P$	= объемная подача на присоединении насоса пропорционального клапана	[дм <sup>3</sup> /мин.]	$t_B$	= время на ускорение	[сек.]
$E_{\text{масло}}$	= модуль эластичности масла $1,4 \cdot 10^7$	[кг/см · сек. <sup>2</sup> ]	$t_v$	= время для перемещения с постоянной скоростью	[сек.]
$C_1$	= жесткость пружины со стороны А	[Н/м]	$t_s$	= время для замедленного хода	[сек.]
$C_2$	= жесткость пружины со стороны В	[Н/м]	$t_G$	= общее время перемещения	[сек.]
$\omega_0$	= собственная частота незатухающих колебаний системы	[1/сек.]			
$H_z$	= собственная частота незатухающих колебаний системы в герцах	[Гц]			
$f_{\text{клап.}}$	= 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.]			

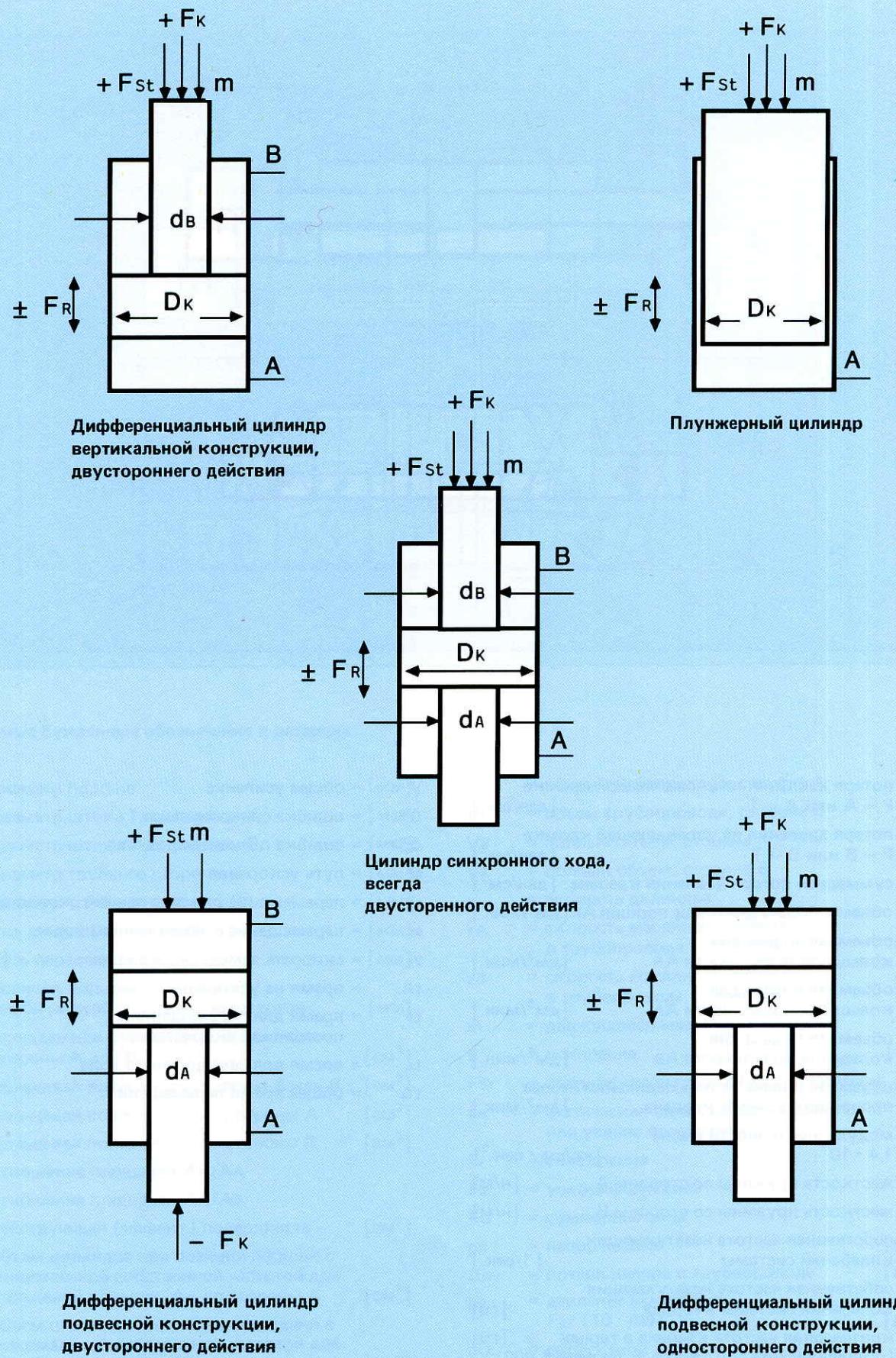


Рис. 3

**Объяснения к массам, нагрузкам, силам****a) 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:

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

**б) Статическая нагрузка F<sub>St</sub>**

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

При горизонтальном движении массы нагрузка F<sub>St</sub> = 0.

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

$$F_{St\text{полн}} = F_{St}/i \quad [\text{Н}]$$

**в) Статическая сила F<sub>K</sub>**

Для вырабатывания прижимного усилия, усилия деформации или силы резания привод должен предоставить в распоряжение статическую силу F<sub>K</sub>.

Приводы двигателем линейного и вращательного движения

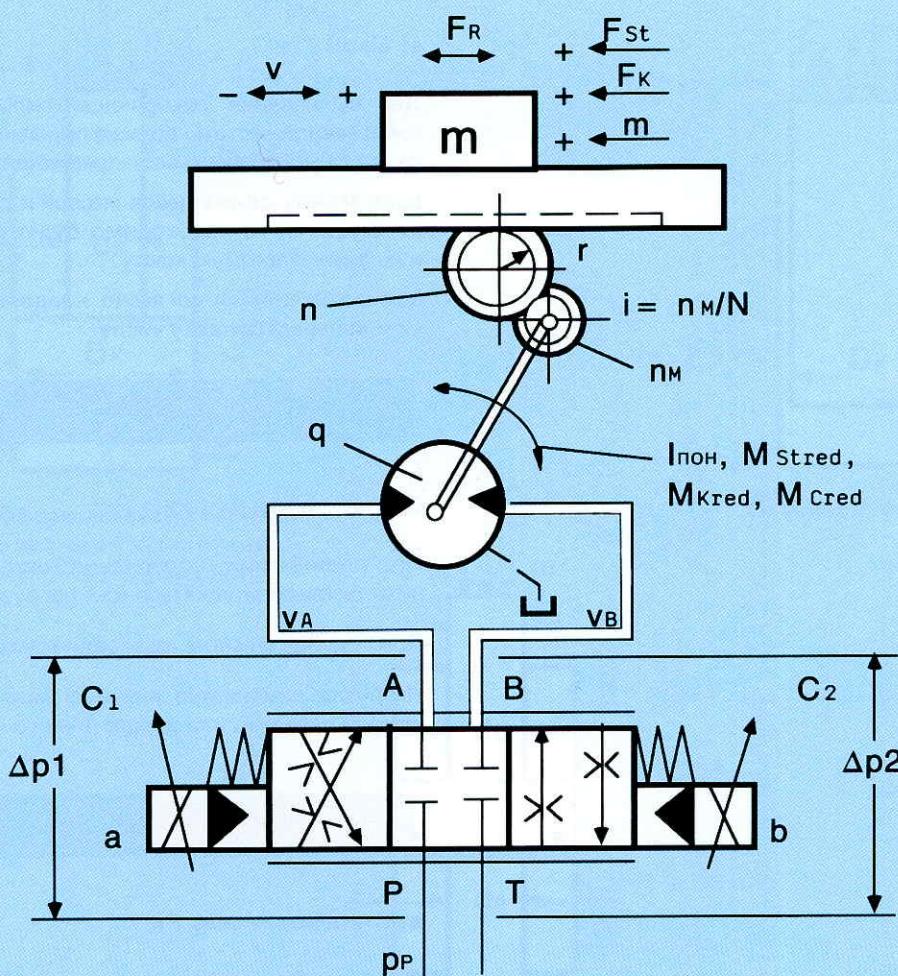


Рис. 4: Приводы двигателем линейно – вращательного движения

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> ]
$Vl_1$	= 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> ]
$Vl_2$	= 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 $P - A$ или $A - T$	[дан/см <sup>2</sup> ]
$n_M$	= число оборотов на ведущем валу	[1/мин.]	$\Delta p_2$	= потеря давления на управляющей кромке $P - B$ или $B - T$	[дан/см <sup>2</sup> ]
$m$	= движущаяся масса	[кг]			
$F_{St}$	= статическая нагрузка	[Н]			

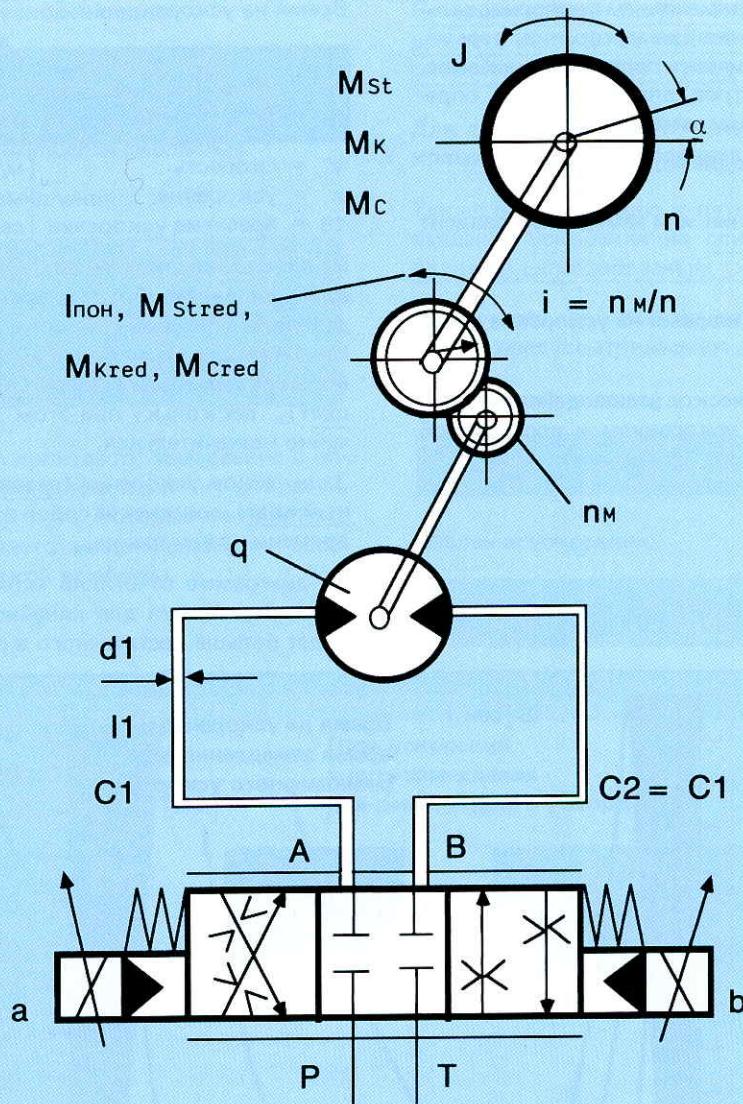


Рис. 5: Приводы двигателем вращательного движения

$\rho v_{\text{общ.}}$	= общая потеря давления клапана	[дан/см <sup>2</sup> ]
$Q_p$	= объемная подача на присоединении насоса пропорционального клапана	[л/мин.]
$E_{\text{масла}}$	= модуль эластичности масла $1,4 \cdot 10^7$	[кг/см · сек. <sup>2</sup> ]
$C_1$	= жесткость пружины со стороны А	[н/м]
$C_2$	= жесткость пружины со стороны В	[н/м]
$\omega_0$	= собственная частота незатухающих колебаний системы	[1/сек.]
$h_z$	= собственная частота незатухающих колебаний системы в герцах	[гц]
$f_{\text{клап.}}$	= критическая частота клапана в герцах (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°)	[гц]
$\omega_v$	= критическая частота клапана в рад/сек. (угловая частота при запаздыв. по фазе в 90°)	[1/сек.]
$V$	= общее усилие	[1/сек.]
$\Delta S_v$	= ошибка синхрон. (продольное перемещ.)	[мм]
$\Delta \beta_x$	= ошибка синхрон. на приводном двигателе	[мм]
$\Delta \alpha_x$	= ошибка синхронизации на ведомом валу	[мм]
$\Delta X_p$	= ошибка позиц. (продольное перемещ.)	[мм]

$\rho M$	= ошибка позиц. на приводном двигателе	[°]
$P_W$	= ошибка позициониров. на ведомом валу	[°]
$s$	= путь передвижения	[мм]
$s_B$	= путь ускорения	[мм]
$s_V$	= перемещение для постоянной скорости	[мм]
$s_S$	= перемещение с замедленным ходом	[мм]
$\alpha$	= угол перемещения на ведомом валу	[°]
$\alpha_B$	= угол ускорения на ведомом валу	[°]
$\alpha_V$	= угол перемещ. для $n = \text{постоян. на ведомом валу}$	[°]
$v_S$	= скорость замедленного хода (продольное перемещение)	[мм/сек.]
$n_S$	= число оборотов замедленного хода на ведомом валу	[1/мин.]
$t_B$	= время на ускорение	[сек.]
$t_V$	= время для перемещ. с постоян. скоростью	[сек.]
$t_S$	= 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 гидравлических 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

$$t_B = \frac{v}{a} \quad [\text{сек.}]$$

$$a = \frac{v}{t_B} \quad [\text{м/сек.}^2]$$

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

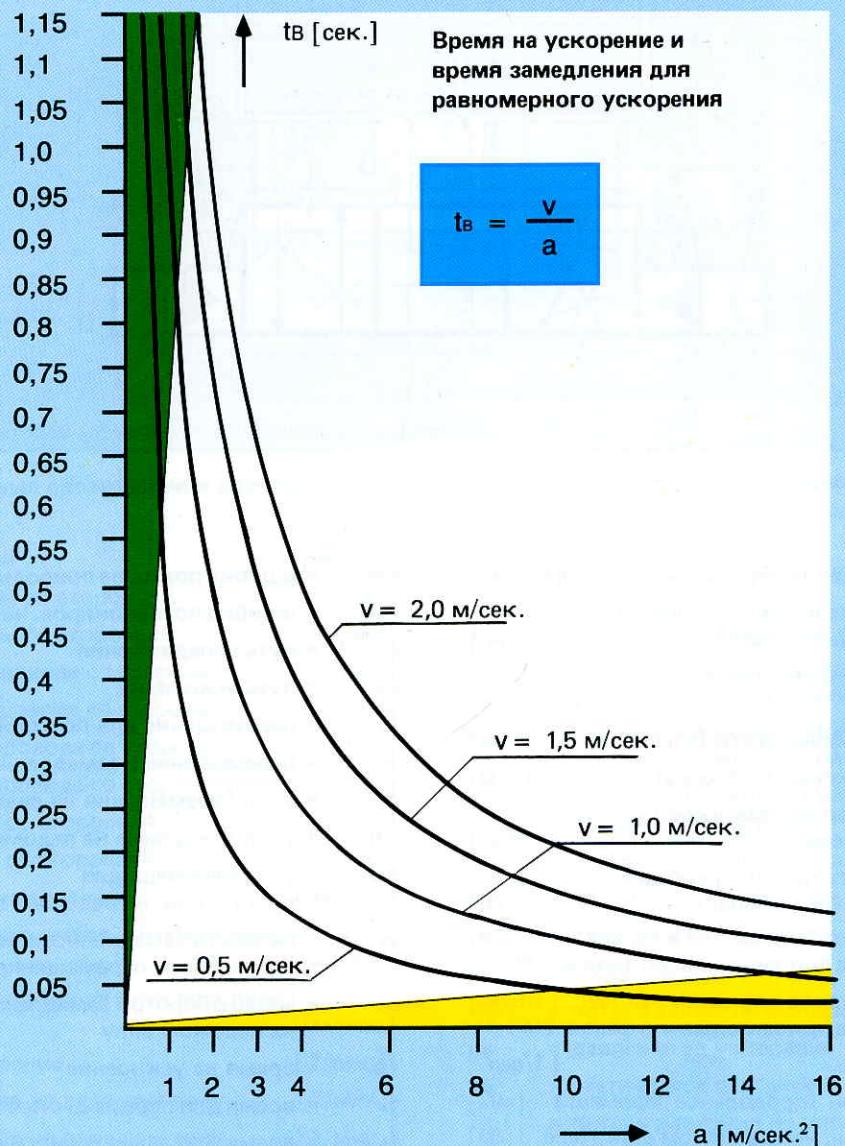


Рис. 6: Время на ускорение и время замедления для равномерного ускорения

## 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

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

или

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

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

$$Fa = m \cdot a \quad [\text{Н}]$$

давление ускорения

$$pa = Fa/10/Aw \quad [\text{дан}/\text{см}^2]$$

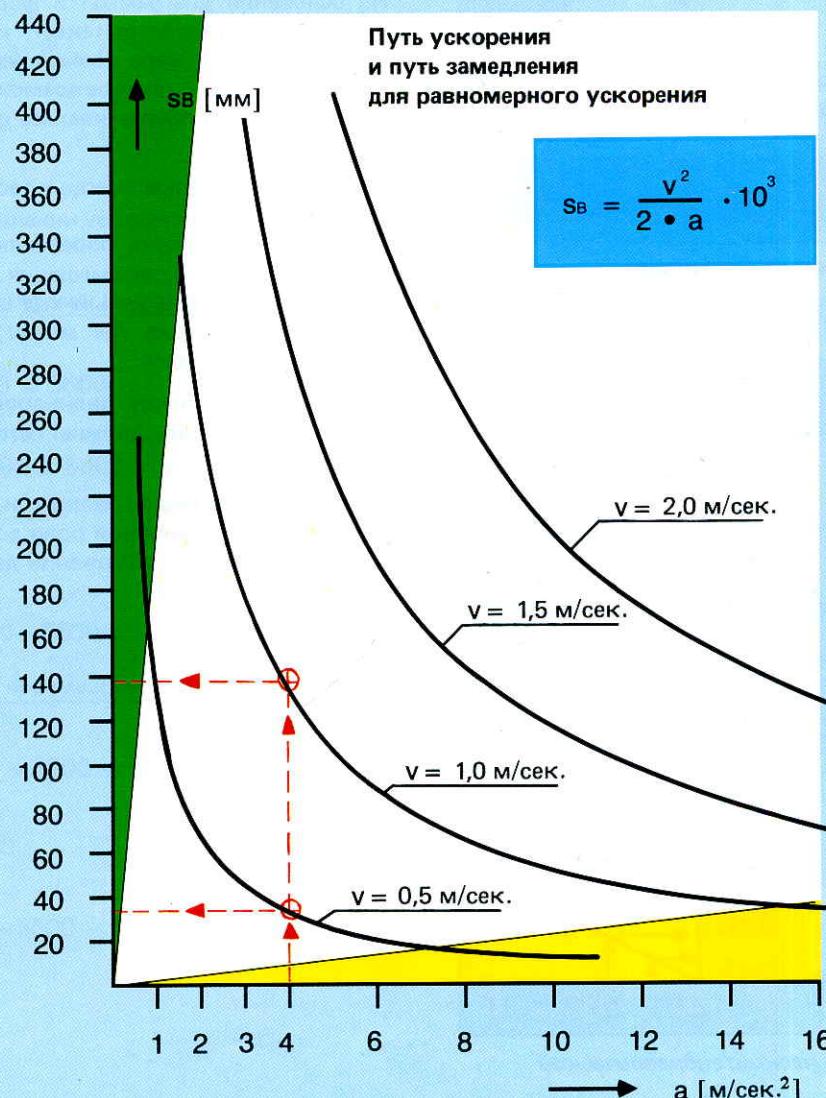


Рис. 7: Путь ускорения и путь замедления для равномерного ускорения

### 3) Собственная частота

Еще одним важным фактором при выборе ускорения является собственная частота. Она является мерилом 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]

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

$$C = [VG/(2 \cdot \pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}} / [(VG/2) \cdot 10^4]$$

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

$$\text{рад} = 1$$

$$= [\text{Нм/рад}]$$

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>]

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.

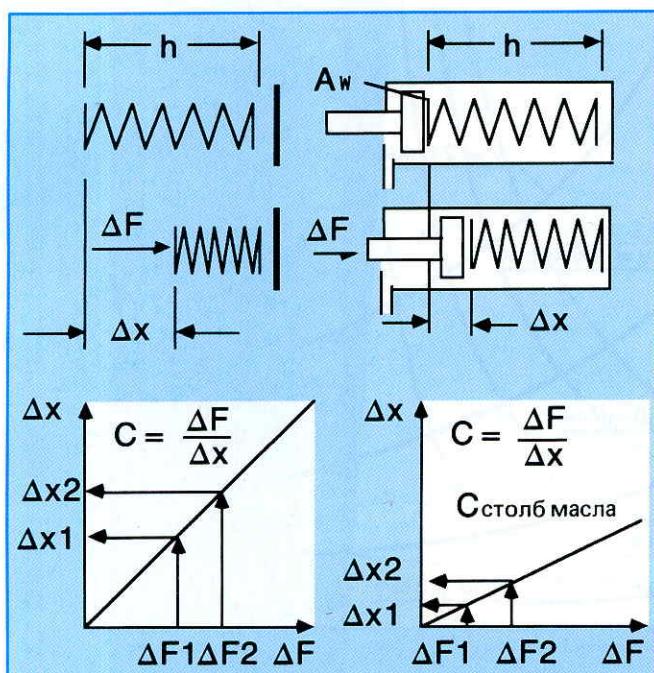


Рис. 8: Сравнение механической/гидравлической пружины

**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:**

$$m = 700 \text{ [кг]}$$

$$F \approx 7000 \text{ [Н]}$$

$$F_{St} = F \cdot \sin 30^\circ = 7000 \cdot 0,5$$

$$= 3500 \text{ [Н]}$$

$$v = 2,0 \text{ [м/сек.]}$$

$$s_b = 250 \text{ [мм]}$$

$$F_R = 0 \text{ [Н]}$$

(При данном вычислении не учитывается  $F_R$ .)

**Ускорение**

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

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

**Время на ускорение**

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

**Указание:**

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

**Требуемые усилия при перемещении вверх:**

$$F_{St} = 3500 \text{ [Н]}$$

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

**Ускорение**

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

**Постоянная скорость**

$$F_G = F_{St} = 3500 \text{ [Н]}$$

**Замедление**

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

**Требуемые усилия при перемещении вниз:**

**Ускорение**

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

**Постоянная скорость**

$$F_G = -F_{St} = -3500 \text{ [Н]}$$

**Замедление**

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

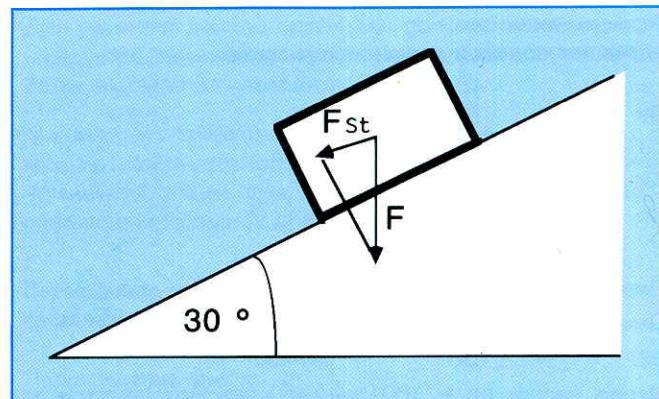


Рис. 9

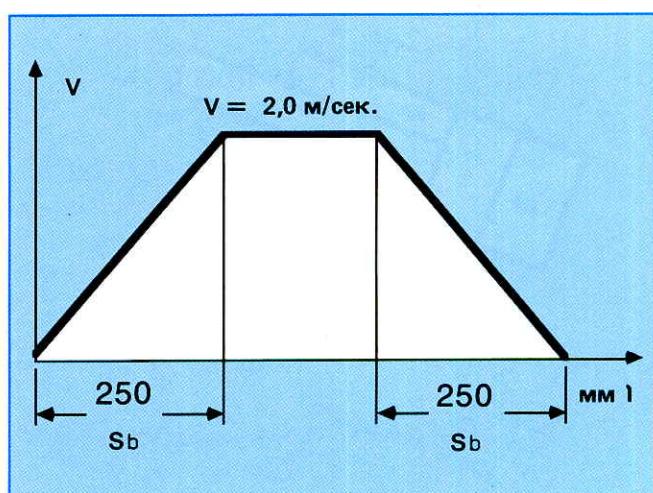


Рис. 10

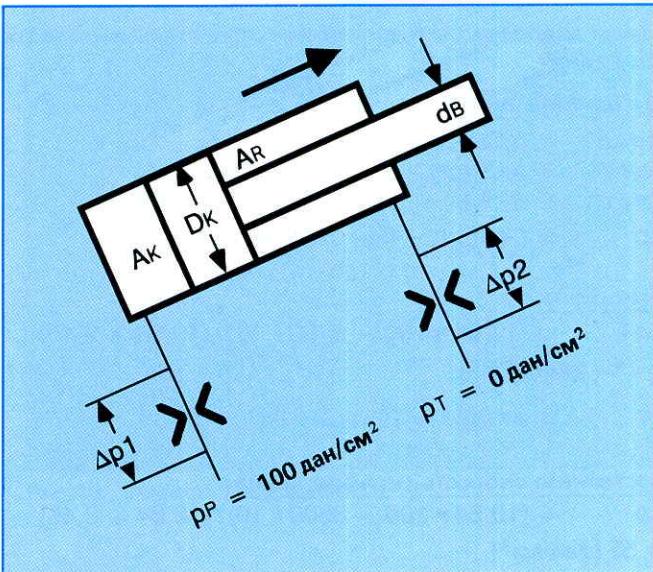


Рис. 11

**Размеры цилиндра,  
объемная подача и давление в системе**

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

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

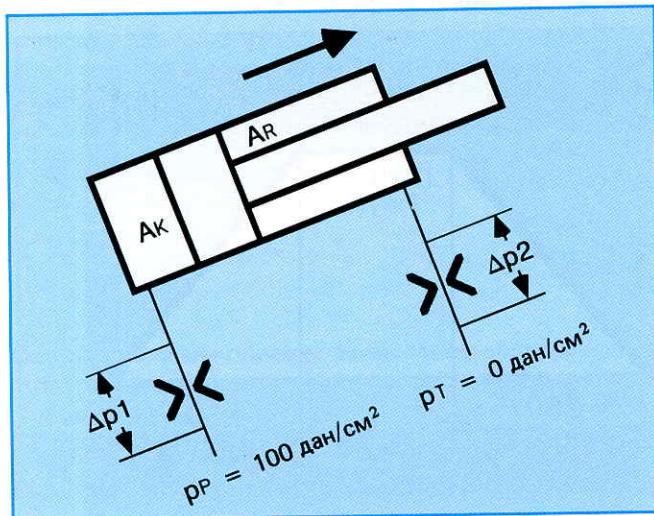


Рис. 12: Перемещение вверх

Какие давления устанавливаются при отдельных фазах движения?

**a) Перемещение вверх**

$$\text{для } \Delta p_1 = \Delta p_2 - >$$

$$F_G / 10 = A_K \cdot (p_P - \Delta p_1) - A_R \cdot \Delta p_2$$

$$F_G / 10 = A_K \cdot p_P - A_K \cdot \Delta p_1 - A_R \cdot \Delta p_2$$

$$\Delta p_1 = (A_K \cdot p_P - F_G / 10) / (A_K + A_R)$$

**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)**

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

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

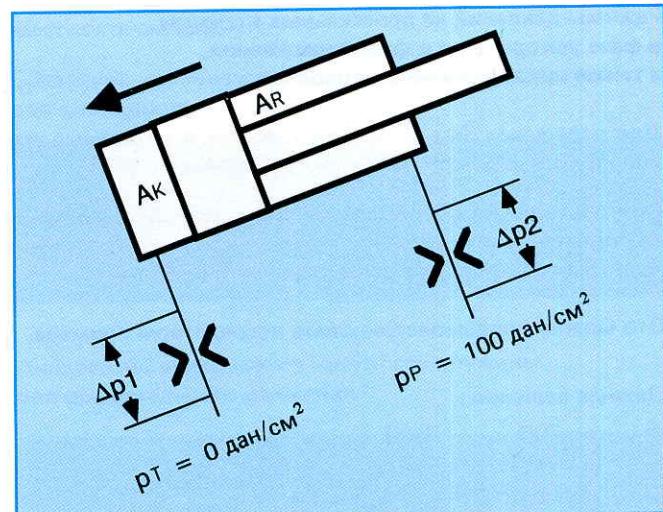


Рис. 13: Перемещение вниз

**b) Перемещение вниз**

$$\text{для } \Delta p_1 = \Delta p_2 - >$$

$$F_G / 10 = A_R \cdot (p_P - \Delta p_2) - A_K \cdot \Delta p_1$$

$$F_G / 10 = A_R \cdot p_P - A_R \cdot \Delta p_2 - A_K \cdot \Delta p_1$$

$$\Delta p_1 = (A_R \cdot p_P - F_G / 10) / (A_K + A_R)$$

**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 4 WRZ16 E1 – 100 ...

( $Q = 100 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при  $\Delta p = 10 \text{ дан/см}^2$   
с соотношением управляемых кромок 2 : 1).

Проверка подсчета потерь давления на управляемых 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.

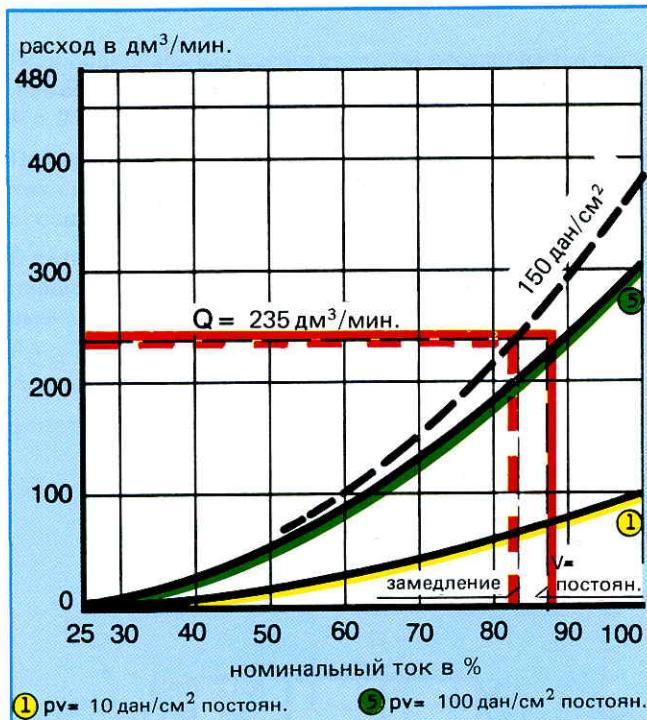
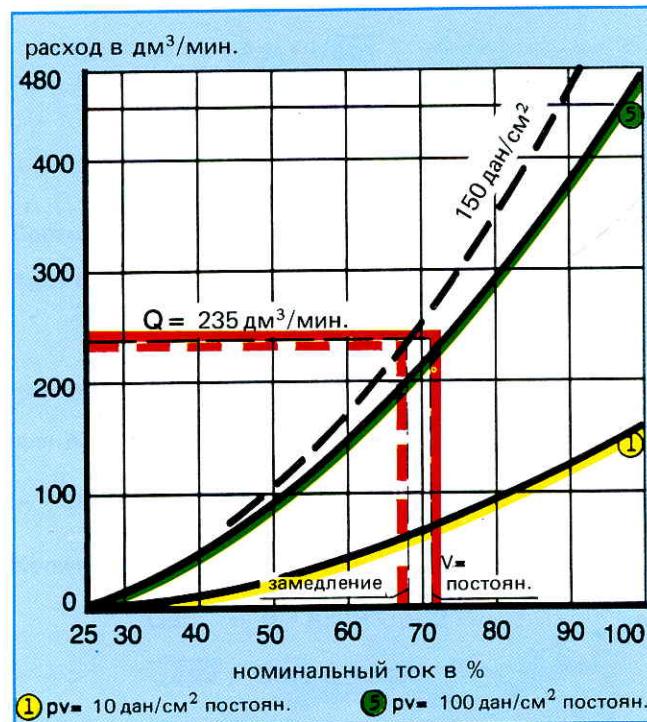


Рис. 14: Графич. характеристика  $Q$  -  $I$  для номинального расхода в  $100 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при потере давл. клап. в  $10 \text{ дж}/\text{см}^2$

Сравнение с пропорциональным клапаном типа 4WRZ16 E1 – 150 ...

( $Q = 150 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при  $\Delta p = 10 \text{ дж}/\text{см}^2$  с соотношением управляющих кромок 2 : 1) показывает, что поршень слишком большой и поэтому обеспечивается плохая разрешающая 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 ( $\geq 10 \text{ дж}/\text{см}^2$ ) на управляющих кромках дросселирующего элемента.

Вычисление требуемого напора насоса при следующих условиях:

Перемещение вверх

$$\begin{aligned} \text{для } \Delta p_1 = \Delta p_2 = 5 \text{ дж}/\text{см}^2 &\rightarrow - > \\ F_{G/10} &= A_K \cdot (p_P - \Delta p_1) - A_R \cdot \Delta p_2 \\ F_{G/10} &= A_K \cdot p_P - A_K \cdot \Delta p_1 - A_R \cdot \Delta p_2 \\ p_P &= [F_G + \Delta p_1 \cdot (A_K + A_R)] / A_K \\ &= [9100/10 + 5 \cdot (19,64 + 9,45)] / 19,64 \\ &\approx 54 \text{ дж}/\text{см}^2 \end{aligned}$$

Перемещение вниз

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

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

Перемещение вверх

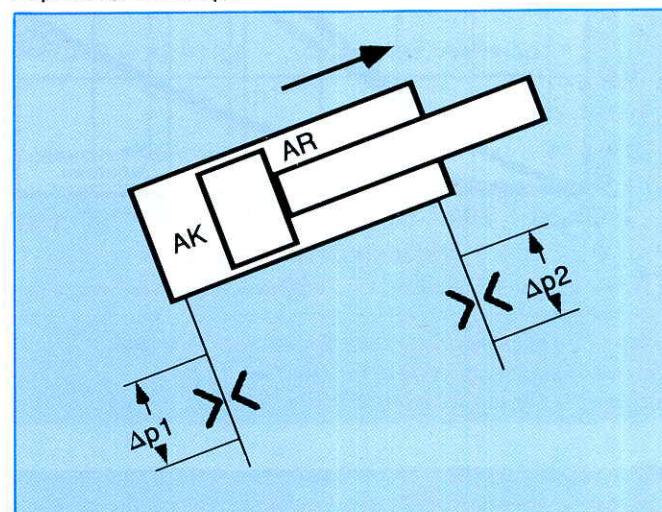


Рис. 16: Перемещение вверх

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

При перемещении вверх устанавливаются следующие параметры:

Ускорение

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

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

Постоянная скорость

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

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

Замедление

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

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

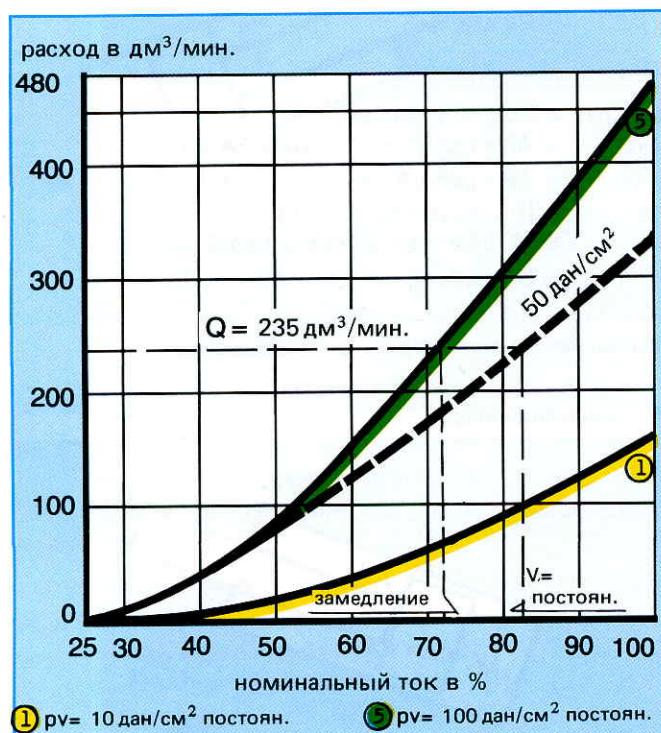


Рис.17: Графическая характеристика  $Q - I$  для номинального расхода в  $150 \text{ дм}^3/\text{мин.}$  при потере давления клапана в  $10 \text{ дан}/\text{см}^2$ .

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

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 управляемых кромок на клапане**

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

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

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

$$AA > AB \rightarrow X = F$$

$$AB > AA \rightarrow X = 1/F$$

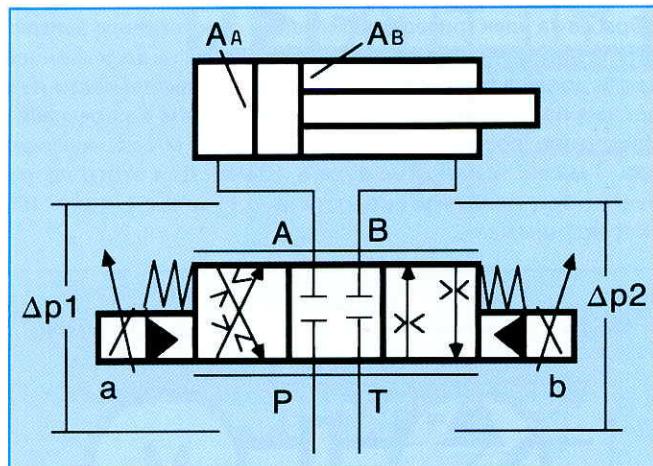


Рис. 18

Для выдвижения цилиндра (сторона привода A) в действии:

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

$$QA = \alpha \cdot ASA \cdot \sqrt{\Delta p1}$$

$ASA$  = свободное поперечное сечение дросселя на управляемой кромке пропорционального клапана от  $P \rightarrow A$

$$\rightarrow ASA = QA / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p1})$$

Соотношение управляемых кромок на пропорц. клапане

$$ASA/ASB = X$$

$ASB$  = свободное поперечное сечение дросселя на управляемой кромке пропорционального клапана от  $B \rightarrow T$

$$\rightarrow ASB = ASA/X$$

для  $ASA$  применяется  $QA / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p1})$

$$\rightarrow ASB = QA / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p1} \cdot X)$$

Количество протекающей жидкости  $B \rightarrow T$

$$QB = \alpha \cdot ASB \cdot \sqrt{\Delta p2}$$

$$\rightarrow \sqrt{\Delta p2} = QB / (\alpha \cdot ASB)$$

для  $ASB$  применяется  $QA / (\alpha \cdot \sqrt{\Delta p1} \cdot X)$

$$\rightarrow \sqrt{\Delta p2} = QB \cdot \alpha \cdot \sqrt{\Delta p1} \cdot X / (\alpha \cdot QA)$$

$$\Delta p2 = QB^2 / QA^2 \cdot \Delta p1 \cdot X^2$$

Количество протекающей жидкости относится к площадям цилиндров как

$$QB/QA = AB/AA$$

при применении в  $\Delta p2$

$$\rightarrow \Delta p2 = AB^2 / AA^2 \cdot \Delta p1 \cdot X^2$$

Равновесие сил при выдвижении цилиндра

$$FG/10 = AA \cdot [(pP - \Delta pV) - \Delta p1] - AB \cdot \Delta p2$$

для  $\Delta p2$  применяется  $AB^2 / AA^2 \cdot \Delta p1 \cdot X^2$

$$FG/10 = AA \cdot (pP - \Delta pV) - AA \cdot \Delta p1 - AB \cdot \Delta p1 \cdot X^2 \cdot AB^2 / AA^2$$

Уравнение умножается на  $AA^2$

$$AA^2 \cdot FG/10 = AA^3 \cdot (pP - \Delta pV) - AA^3 \cdot \Delta p1 - \Delta p1 \cdot X^2 \cdot AB^3$$

$$\Delta p1 = AA^2 \cdot [AA \cdot (pP - \Delta pV) - FG/10] / (AA^3 + AB^3 \cdot X^2)$$

При втягивании цилиндра (сторона привода B)

$$- FG/10 = AB \cdot [(pP - \Delta pV) - \Delta p2] - AA \cdot \Delta p1$$

$$- FG/10 = AB \cdot [(pP - \Delta pV) - AB^2 / AA^2 \cdot \Delta p1 \cdot X^2] - AA \cdot \Delta p1$$

Уравнение умножается на  $AA^2$

$$- AA^2 \cdot FG/10 = AA^2 \cdot AB \cdot (pP - \Delta pV) - AB^3 \cdot X^2 \cdot \Delta p1 - AA^3 \cdot \Delta p1$$

$$\Delta p1 = AA^2 \cdot [AB \cdot (pP - \Delta pV) + FG/10] / (AA^3 + AB^3 \cdot X^2)$$

$$\Delta p2 = \Delta p1 = AB^2 \cdot X^2 / AA^2$$

На основании потерь давления для отдельных управляемых кромок, для выдвижения 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  $\Delta p = pV = 2 \cdot \Delta p1$   
для  $Q = \dots [\text{дм}^3/\text{мин.}]$ .

### Точность пути замедления при замедлении, зависимом 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!

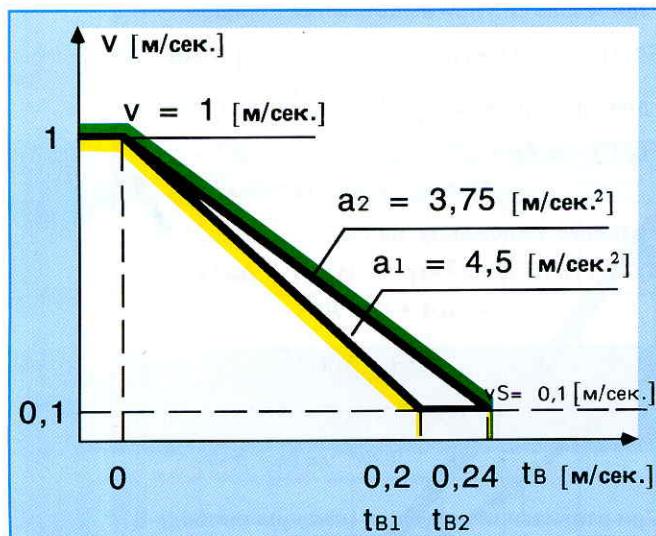


Рис. 19: Путь замедления при изменении длительности времени замедления

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  $> 2 \times$  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  $v = 0,1 \text{ м/сек.}$  можно изменять путь замедленно-

го хода  $ss$  на 22 мм. Требуемое для этого время составляет  $tS = 220 \text{ мсек.}$

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

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

$$\Delta SB = 22 \text{ [мм]}$$

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

$$\begin{aligned} tS &= ss/vs = (22 \cdot 10^{-3})/0,1 = 0,22 \text{ [сек.]} \\ &= 220 \text{ [м/сек.]} \end{aligned}$$

#### 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 потребуется при ползучей скорости в 0,1 [м/сек.]  $tS = 100 \text{ [м/сек.]}$  времени.

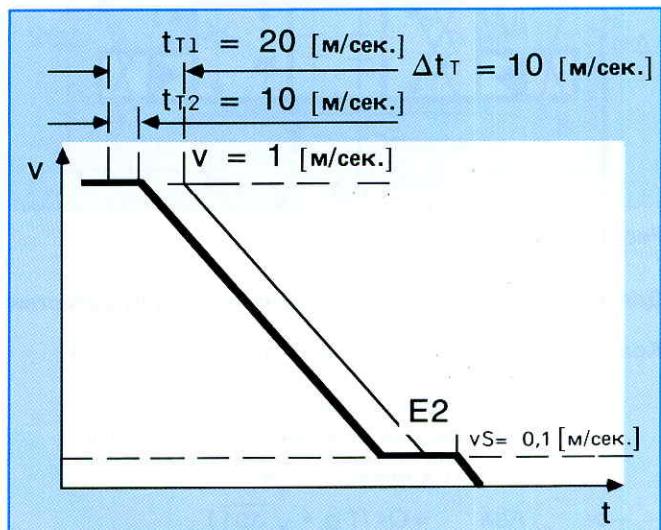


Рис. 20: Путь замедления при изменении времени запаздывания

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

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

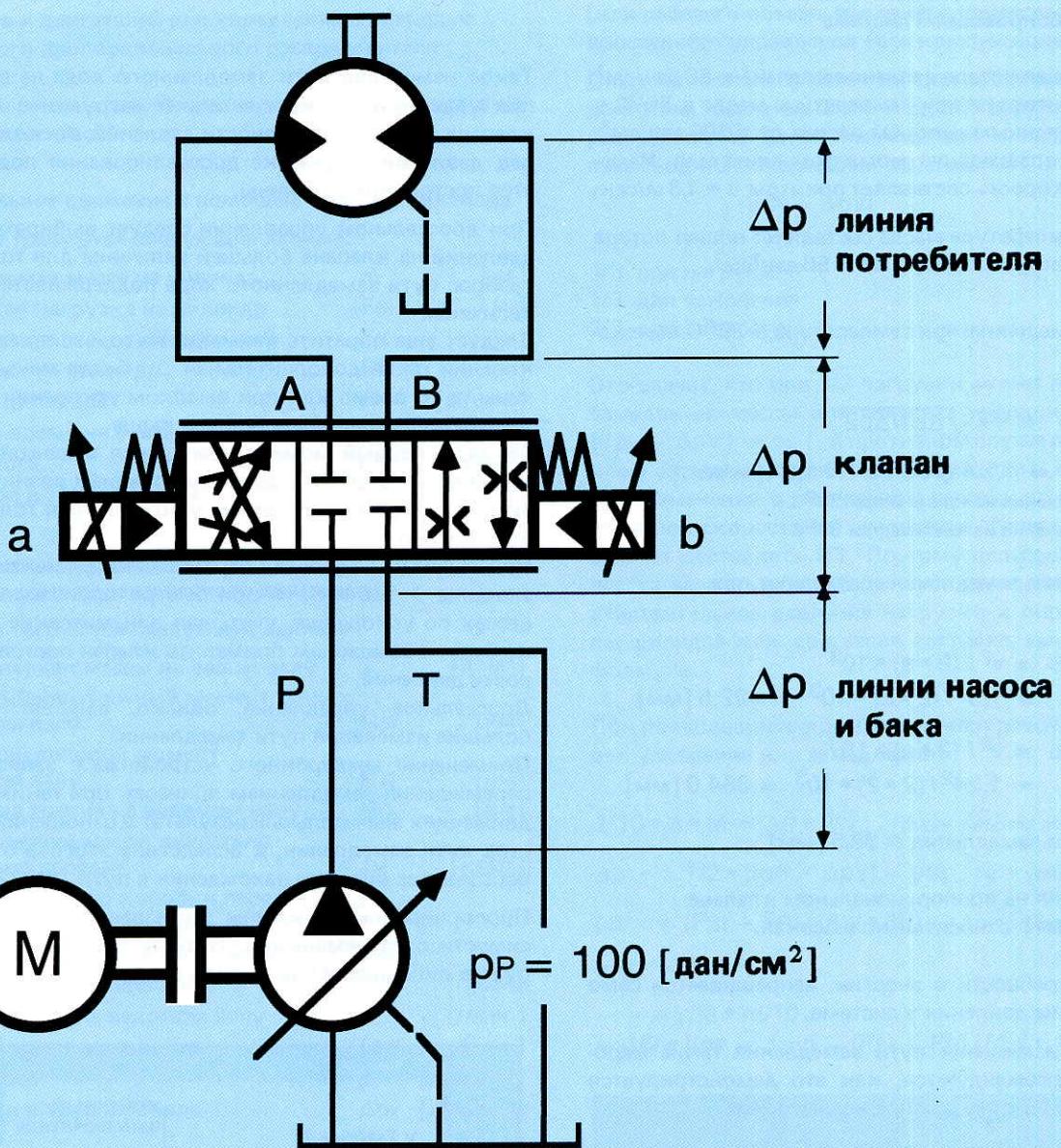


Рис. 21: Потеря давления в одной гидросистеме

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.

$$\Delta p \text{ линии потребителя} = 4 \text{ [дан/см}^2] \text{ при } 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta p \text{ линии потребителя} = 6 \text{ [дан/см}^2] \text{ при } 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta p \text{ линии насоса} = 5 \text{ [дан/см}^2] \text{ при } 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta p \text{ линии насоса} = 8 \text{ [дан/см}^2] \text{ при } 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta p \text{ изменения на пропорциональн. клапане} = 5 \text{ [дан/см}^2]$$

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

Измеренная общая потеря давления клапана в 55 дар/см<sup>2</sup> на клапане происходит при температуре масла в 50°C в связи с установленным напором насоса  $p_P = 100$  дар/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  $\Delta p = 50$  дар/см<sup>2</sup>.

Скорость перемещения при температуре в 20°C вытекает из

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

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

$\Delta p_1$  = потеря давления на клапане при 20°C

$\Delta p_2$  = потеря давления на клапане при 50°C

Пути ускорения и замедления составляют при

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

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

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

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

Изменение пути замедления  $\approx 38,5$  [мм]

Потеря давления на пропорциональном клапане  $\Delta p = 50$  [дар/см<sup>2</sup>] относительно высокая.

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

Относительные 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  $\Delta p = 10$  [дар/см<sup>2</sup>] и что соответственно потерям трубопровода при 50°C  $\Delta p = 15$  [дар/см<sup>2</sup>], вытекает:

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

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

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

$\Delta p_1$  = потеря давления на клапане при 20°C

$\Delta p_2$  = потеря давления на клапане при 50°C

Перемещение на ускорение и перемещение замедления составляют при

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

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

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

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

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  $\Delta p$  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.

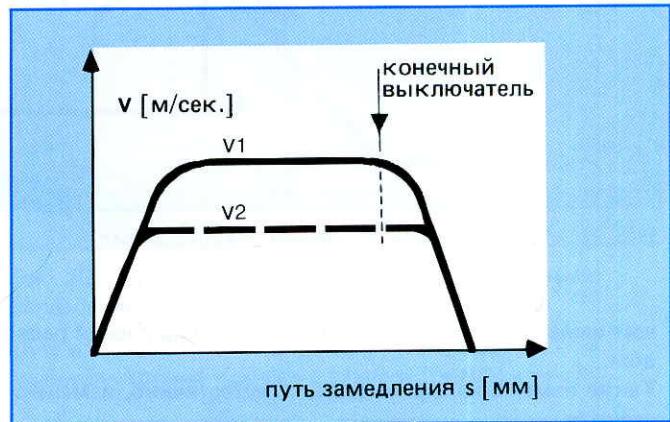


Рис. 22

**Вычисление размеров**

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

При вычислении следует исходить из имеющегося в наличии напора насоса.

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

Для этого требуются следующие данные:

Перемещаемая масса на цилиндр	m	[кг]
Статическая нагрузка на цилиндр	FSt	[Н]
Статическая сила на цилиндр	FK	[Н]
Сила трения на цилиндр	FR	[Н]
Скорость цилиндра	v	[м/сек.]
Желаемое время на ускорение	tB	[сек.]
Напор насоса	pP	[дан/см <sup>2</sup> ]
Δр - потери в трубопроводе	Δpv	[дан/см <sup>2</sup> ]

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

Для этого требуются следующие данные:

Момент инерции массы на ведомом валу	J	[кГм <sup>2</sup> ]
Статический нагрузочный момент на ведомом валу	MSt	[Нм]
Статический силовой момент на ведомом валу	MK	[Нм]
Момент сил трения на ведомом валу	Mc	[Нм]
Момент инерции массы двигателя и механизма передач	JM	[кГм <sup>2</sup> ]
Передаточное число коробки передач	i	
Скорость вращения двигателя / скорость вращения ведомого вала	nM/p	
Число оборотов на двигателе	nM	[1/мин.]
Число оборотов на ведомом валу	n	[1/мин.]
Желаемое время ускорения	tB	[сек.]
Напор насоса	pP	[дан/см <sup>2</sup> ]
Δр - потери в трубопроводе	Δpv	[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:

$$[pP - \Delta Pv]$$

- 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  $(pP - \Delta Pv) - ps$ , 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 вычесть 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:

$$\begin{aligned} 1/10 \cdot a \cdot m &= \Delta p \cdot Aw \quad Aw = \text{рабочая поверхность [см}^2\text{]} \\ \Delta p &= 1/2 \cdot [(pP - \Delta Pv) - ps] \quad a = \text{ускорение [м/сек}^2\text{]} \\ ps &= (FSt + FR) / (Aw \cdot 10) \quad \Delta p = \text{эффективн. давление [дан/см}^2\text{]} \\ a &= v/tB \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dots &\rightarrow v/tB \cdot m/10 = \\ &= 1/2 \cdot [(pP - \Delta Pv) - (FSt + FR) / (Aw \cdot 10)] \cdot Aw \end{aligned}$$

$$Aw \geq 2 / [10 \cdot (pP - \Delta Pv)] \cdot [m \cdot v/tB + 1/2 \cdot (FSt + FR)] \quad [\text{см}^2]$$

Во время фазы ускорения или замедления не действует усилие обработки или усилие прессования FK.

**Указание:**

Если во время фазы ускорения должна действовать доля силы, то такая доля должна суммироваться со статической силой FK.

Рабочая поверхность для постоянной скорости перемещения и макс. сила FK вычисляются следующим образом:

$$Aw = (FSt + FK + FR) / [10 \cdot (pP - \Delta Pv - 10)] \quad [\text{см}^2]$$

"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

$$p_P = 2 \cdot m \cdot v / (t_B \cdot 10 \cdot A_w) + \Delta p_V + (F_{St} + F_R) / (10 \cdot A_w) \quad [\text{дан}/\text{см}^2]$$

При постоянной скорости и макс. силе

$$p_P = (F_{St} + F_k + F_R) / (10 \cdot A_w) + \Delta p_V + 10 \quad [\text{дан}/\text{см}^2]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорциональном 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>]

Для постоян. 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.

Больший рабочий объем определяет выбор масляного двигателя.

Если будут известны рабочий объем и время на ускорение, можно вычислить требуемый напор насоса,

для ускорения

$$p_P = J_G \cdot \Pi^2 \cdot n \cdot 4 / (3 \cdot i \cdot V_G \cdot t_B) + \Delta p_V + [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) \quad [\text{дан}/\text{см}^2]$$

для постоян. числа оборотов и макс. момента силы МК

$$p_P = [(M_s + M_k + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) + \Delta p_V + 10 \quad [\text{дан}/\text{см}^2]$$

"10" → минимальная потеря давления на пропорциональном клапане.

Если будут известны рабочий объем двигателя и напор насоса, можно вычислить время на ускорение

$$t_B = 4/3 \cdot J_G \cdot n \cdot \Pi^2 / [i \cdot V_G \cdot (p_P - \Delta p_V) - 20 \cdot \Pi \cdot (M_s + M_c)] \quad [\text{сек.}]$$

#### Указание:

Если во время фазы по ускорению в действии будет момент силы МК, то такую силу следует суммировать с моментом нагрузки  $M_s$ .

**Определение требуемой рабочей поверхности цилиндра для управлений 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 дин/см<sup>2</sup>) и за вычетом потери давлений на дроссельной кромке потребителя после бака (8 дин/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

$$p_P = m \cdot v / (t_b \cdot 10 \cdot A_w) + \Delta p_V + 16 + (F_{st} + F_R) / (10 \cdot A_w) \quad [\text{дин/см}^2]$$

для постоянной скорости и макс. силы  $F_K$

$$p_P = (F_{st} + F_K + F_R) / (10 \cdot A_w) + \Delta p_V + 16 \quad [\text{дин/см}^2]$$

"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

$$p_P = J_G \cdot \Pi^2 \cdot n \cdot 2 / (3 \cdot i \cdot V_G \cdot t_b) + \Delta p_V + 16 + [(M_s + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) \quad [\text{дин/см}^2]$$

$$p_P = [(M_s + M_K + M_c) \cdot 20 \cdot \Pi] / (i \cdot V_G) + \Delta p_V + 16 \quad [\text{дин/см}^2]$$

"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 мерилом 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 достаточным, 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**

**Гирокопическая частота  
системы пружина - масса**

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

**Собственная частота**

$$f = 1 / (2 \cdot \pi) \cdot \sqrt{\frac{\text{Собщ.}}{m}} \quad [\text{герц}]$$

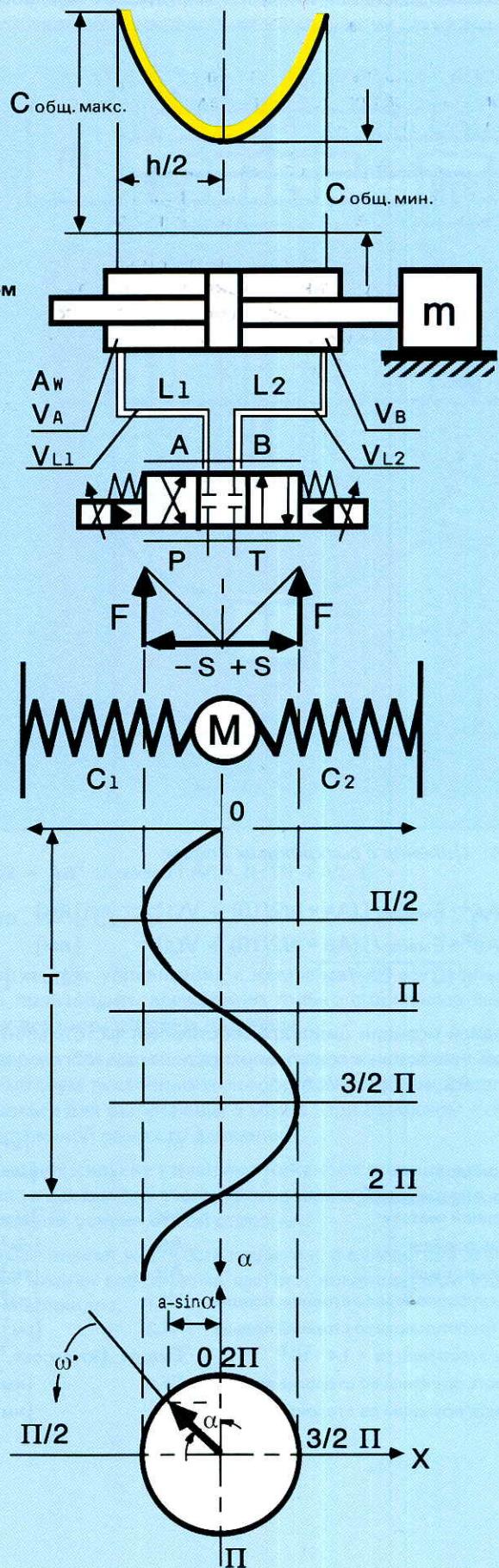


Рис. 23: Собственная частота без затухания с цилиндром синхронного хода

Определение собственной частоты с помощью гидроцилиндра

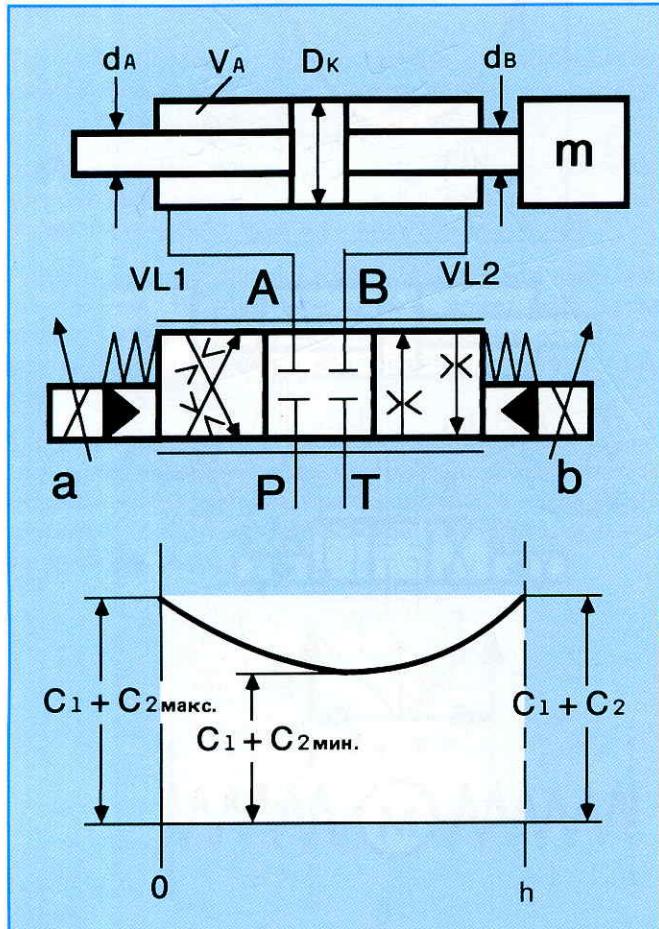


Рис. 24: Цилиндр с синхронным ходом

$$C_1 = AA^2 \cdot E_{\text{масла}} / [(AA \cdot h/2/10) + VL1] \quad [\text{НМ}]$$

$$C_2 = AB^2 \cdot E_{\text{масла}} / [(AB \cdot h/2/10) + VL2] \quad [\text{НМ}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{(C_1 + C_2) / m} \quad [1/\text{сек.}]$$

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]

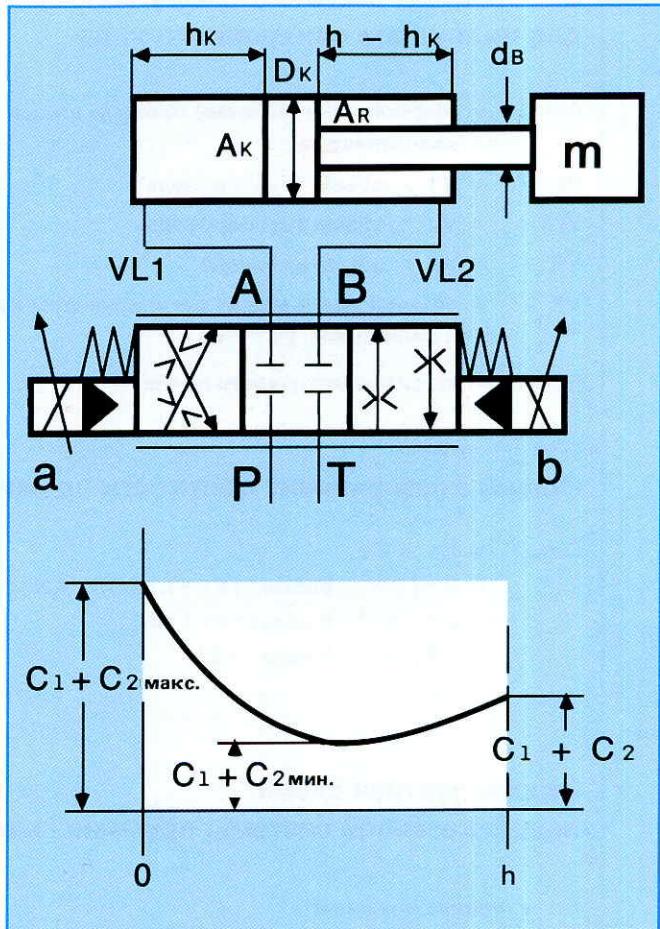


Рис. 25: Дифференциальный цилиндр

$$C_1 = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_K \cdot h_K/10 + VL1) \quad [\text{НМ}]$$

$$C_2 = A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / [A_R \cdot (h - h_K)/10 + VL2] \quad [\text{НМ}]$$

Можно вычислить позицию поршня  $h_K$ , при которой общая пружинная нагрузка минимальной величины.

$$(C_1 + C_2)_{\text{макс.}} = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / VL1 + A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / (VL2 + A_R \cdot h/10) \text{ для } h = 0$$

$$(C_1 + C_2)_{\text{макс.}} = A_K^2 \cdot E_{\text{масла}} / (VL1 + A_K \cdot h/10) + A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / VL2 \text{ для } h = h_K$$

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)

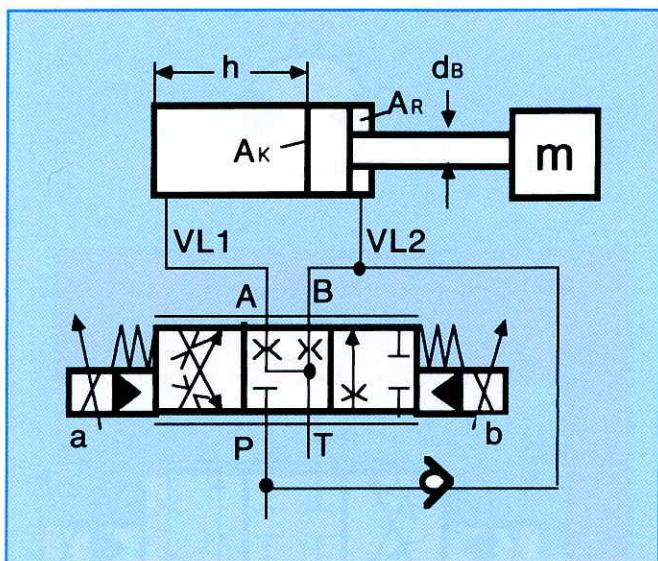


Рис. 26

$$C_1 = A_k^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_k \cdot h/10 + V_{L1}) \quad [\text{НМ}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{C_1/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

При регенеративном переключении с кольцевой стороны  $A_R$  при выдвинутом цилиндре отсутствует жесткость пружины  $C_2$ .

#### Обоснование

Сторона 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

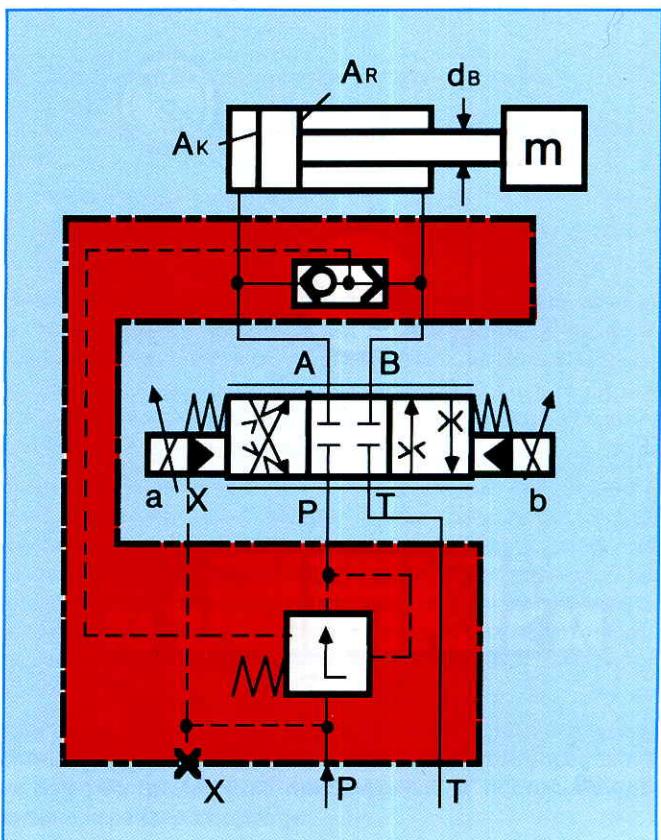


Рис. 27

$$C_2 = A_R^2 \cdot E_{\text{масла}} / (A_R \cdot h/10 + V_{L2}) \quad [\text{НМ}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{C_2/m} \quad [1/\text{сек.}]$$

Также при управлении с компенсацией нагрузки можно производить вычисления только с помощью жесткости пружины стороны цилиндра.

Сторона 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

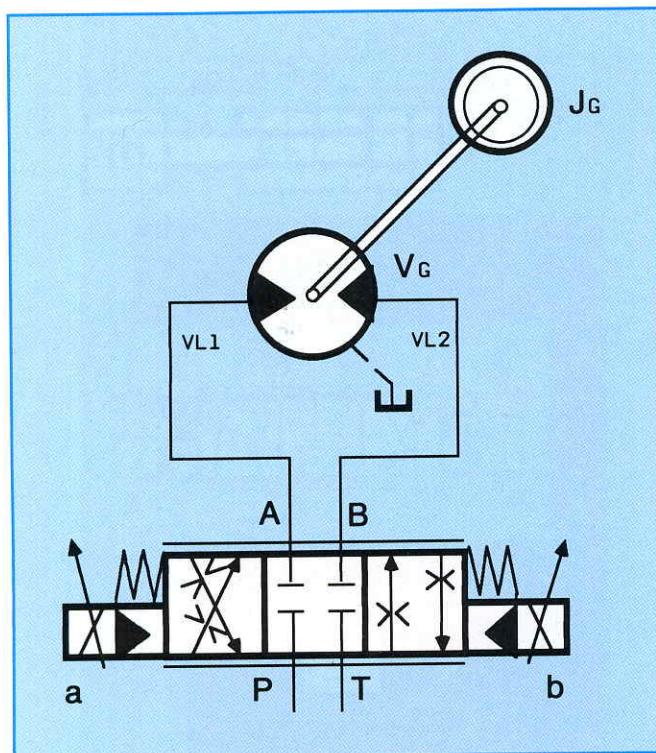


Рис. 28

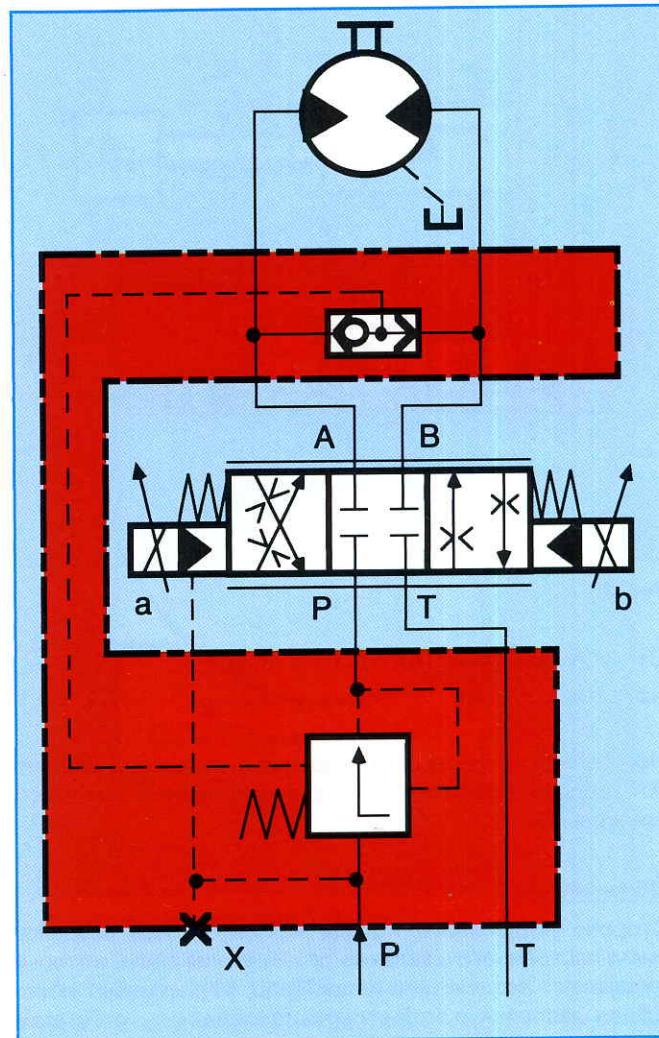
$$C_1 = [V_G / (2 \cdot \Pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}} / \\ / [(V_G / 2 + VL_1) \cdot 10^4] \quad [\text{нм/рад}]$$

$$C_2 = [V_G / (2 \cdot \Pi)]^2 \cdot E_{\text{масла}} / \\ / [(V_G / 2 + VL_2) \cdot 10^4] \quad [\text{нм/рад}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{(C_1 + C_2) / J_G} \quad [1/\text{сек.}]$$

Момент инерции массы	J_G	[кгм <sup>2</sup> ]
Рабочий объем двигателя жидкого топлива	V_G	[см <sup>3</sup> /об.]
Объем трубопровода	VL_1	[см <sup>3</sup> ]
Объем трубопровода	VL_2	[см <sup>3</sup> ]
Модуль эластичности 1,4 · 10 <sup>7</sup>	E <sub>масла</sub> [кг/см · сек <sup>2</sup> ]	

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.

$$\omega_0 \text{мин.} = \sqrt{C_1 / J_G} \quad [1/\text{сек.}]$$

Какие опытные данные могут быть получены на основании вычисленной собственной частоты для управлений с пропорциональными устройствами?

a) Самая низкая собственная частота в системе

Собственная частота не должна быть ниже при управлении

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 управлении с компенсацией нагрузки еще раньше, поскольку клапан постоянной разности давлений имеет также характеристику собственного времени. Дроссельные управление (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.

b) 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

$$t_B = 18/\omega_0 \text{ [сек.]}$$

$\omega_0$  = гирокопическая частота с незатухающими колебаниями системы в [1/сек.]

Для работы на практике такое время ускорения/замедления в зависимости от гирокопической 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	Гироколическая частота (незатухающая)	Собственная частота (незатухающая)	Время ускорения/ замедления (минимальное)	для скорости $v$ [м/сек.]			
				$v = 0,5$	$v = 1$	$v = 1,5$	$v = 2$
вытекает ускорение/замедление "a" в [м/сек. <sup>2</sup> ]							
	$\omega_0$ [сек. <sup>-1</sup> ]	$f$ [гц]	$t_B$ [сек.]				
10	5	0,79	3,6	0,138	0,277	0,416	0,555
16	10	1,59	1,85	0,277	0,55	0,833	1,11
25	15	2,38	1,2	0,416	0,833	1,25	1,66
32	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 устанавливющими 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 приемлемой 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, требуется 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 неопровергнуто установлены.

## Разница между цепью управления и контуром регулирования

### Цепь управления

Если будет включаться выключатель "а", то тогда пропорциональный усилитель "б" 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, воспроизведимом 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.

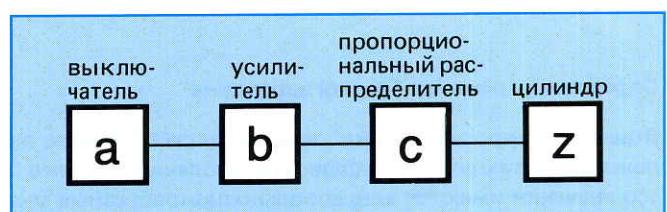


Рис. 1: Блок-схема цепи управления

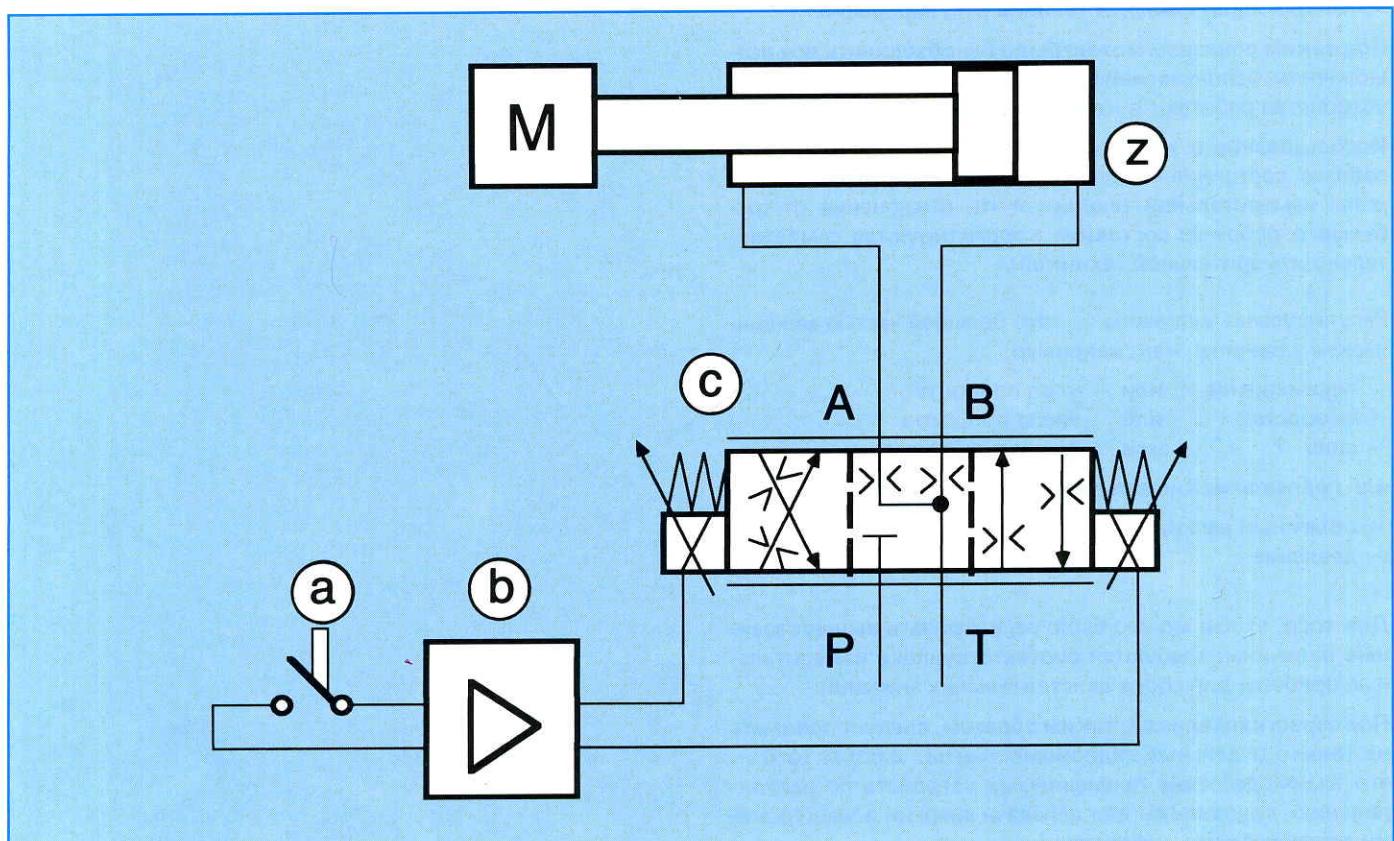


Рис. 2: Управление с помощью пропорционального распределителя

### Контур регулирования

Посредством потенциометра Р1 предварительно выбирается заданное значение напряжения, которое соответствует определенной позиции поршня. Действительное положение поршня, действительное значение, отображается потенциометром Р2 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 возбуждать катушку сервоклапана "SV". Вследствие этого открывается сервоклапан и перемещается поршень. При этом изменяется также положение потенциометра Р2, 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 ошибки будет составлять "0" и клапан закроется.

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.

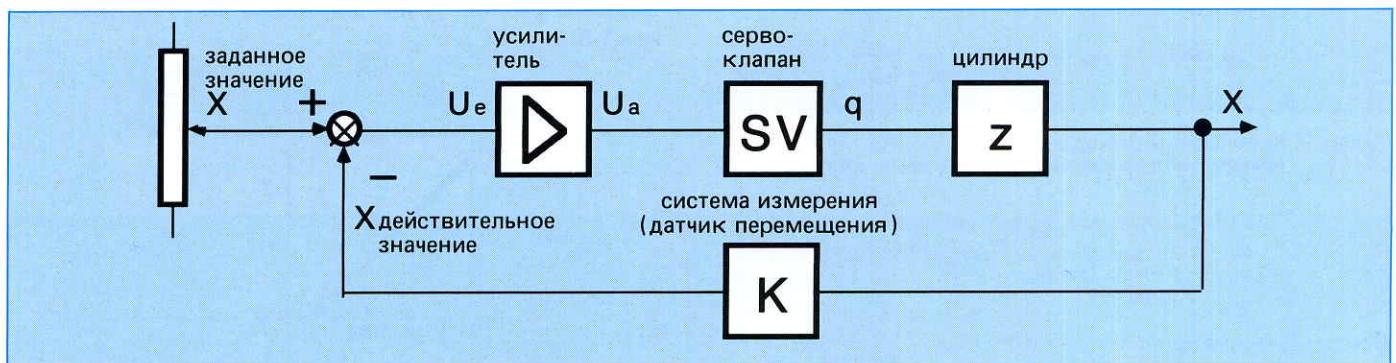


Рис. 3: Упрощенная блок-схема контура регулирования

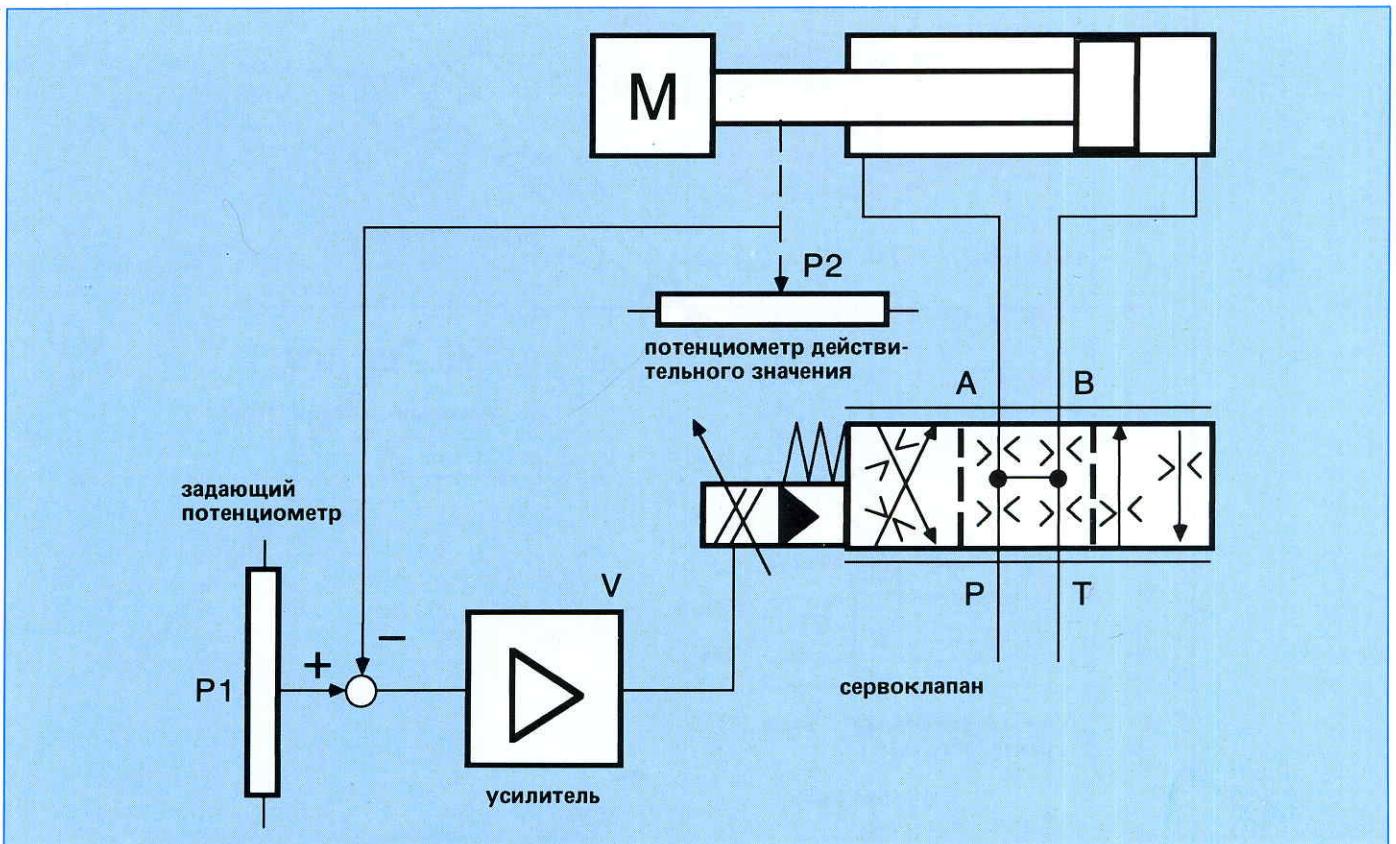


Рис. 4: Контур регулирования с помощью сервоклапана

## 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).

$$Q = Q_{\text{ном.}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{ном.}}}}$$

$Q_{\text{ном.}}$  = номинальный расход при номинальной потере давления  $\Delta p_{\text{ном.}}$ .

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 смотрите 1.3 (стр. F6).

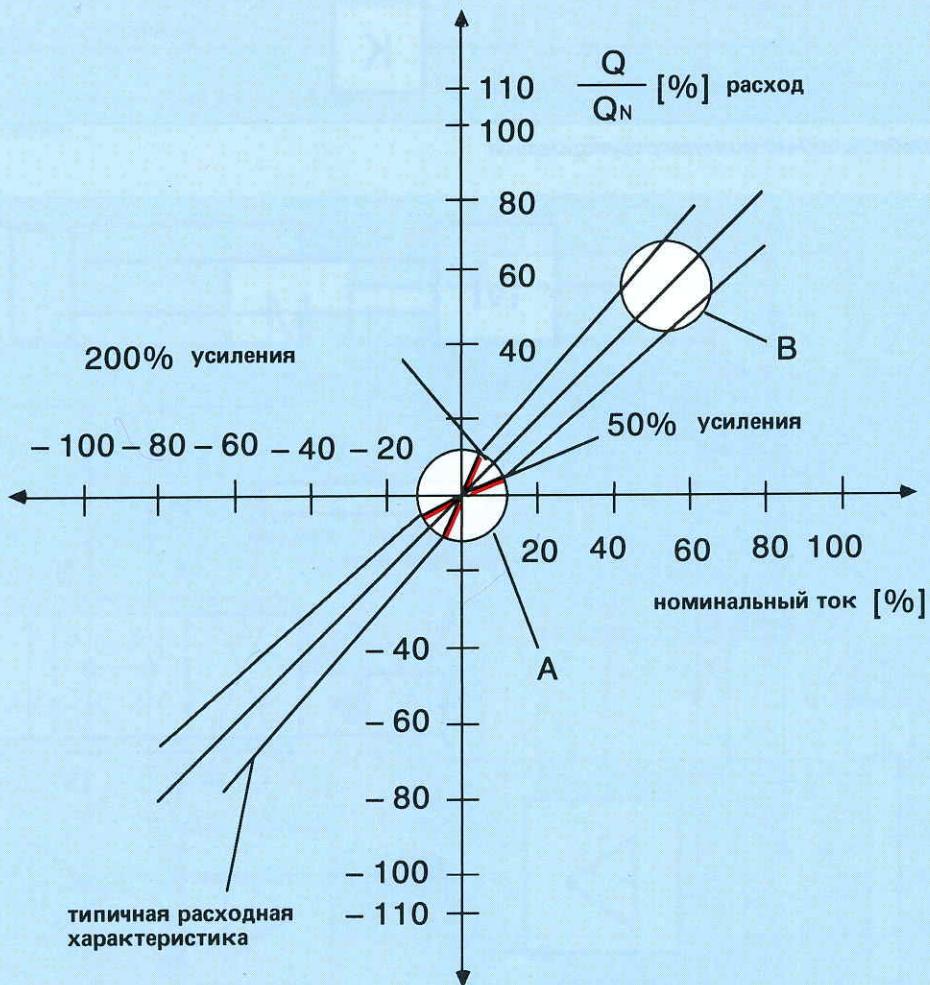


Рис. 5: Расходная характеристика

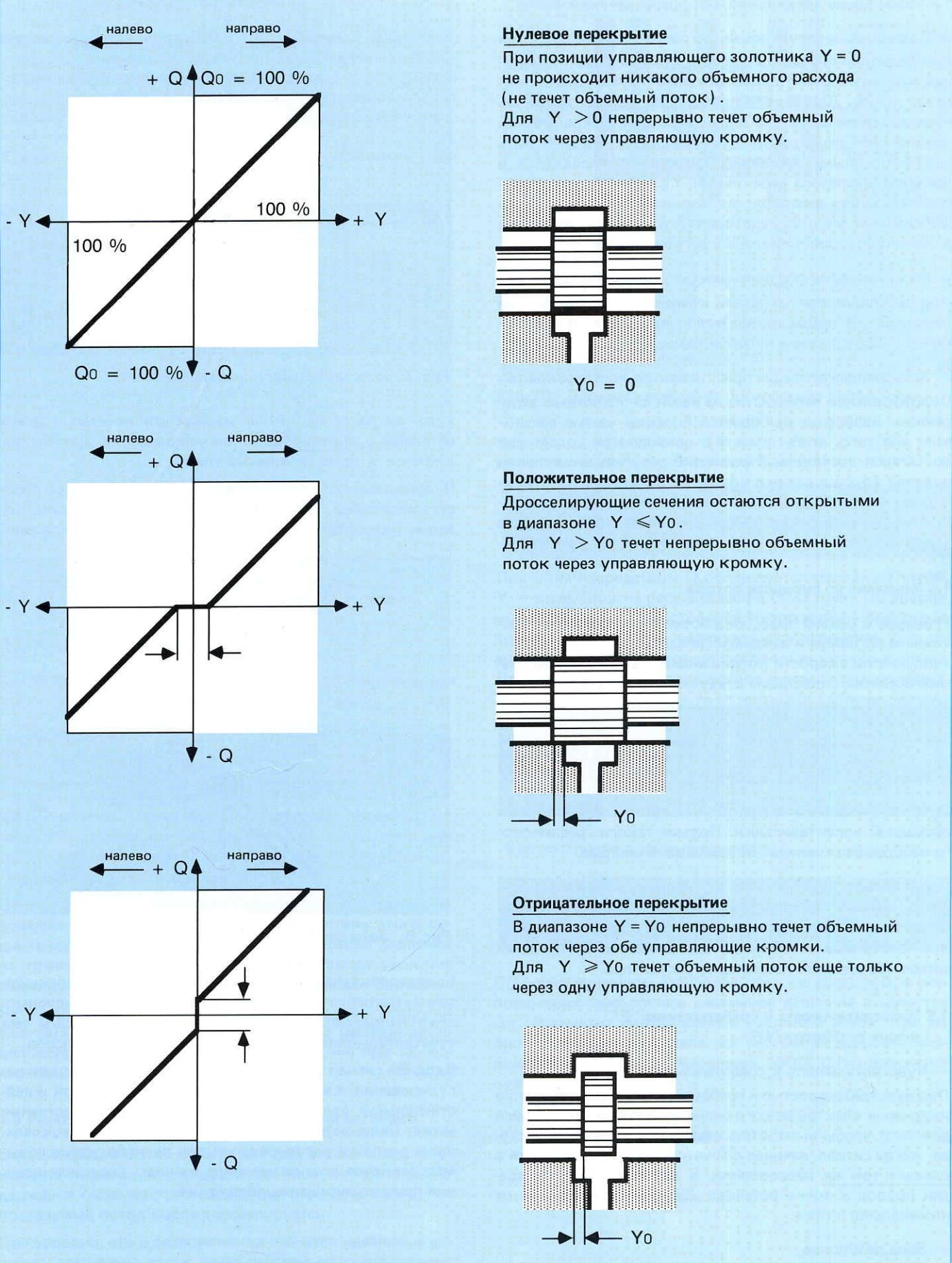


Рис. 6: Расходная характеристика для отличающихся перекрытий в нулевой точке (точка A)

### 1.3 Размещение перекрытия для задачи регулирования

- Позиционное регулирование и регулирование давления  
При позиционном регулировании и регулировании давления клапан работает в рабочей точке "A", 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 "B". В таком случае может применяться положительное перекрытие в нулевой точке.

- Запирающая функция при положительном перекрытии  
Положительное перекрытие не является надежным запиранием. 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:

$$V_q = \frac{Q}{U_E} \quad [ \frac{\text{л/мин.}}{\text{вольт}} ]$$

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 "E" 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-

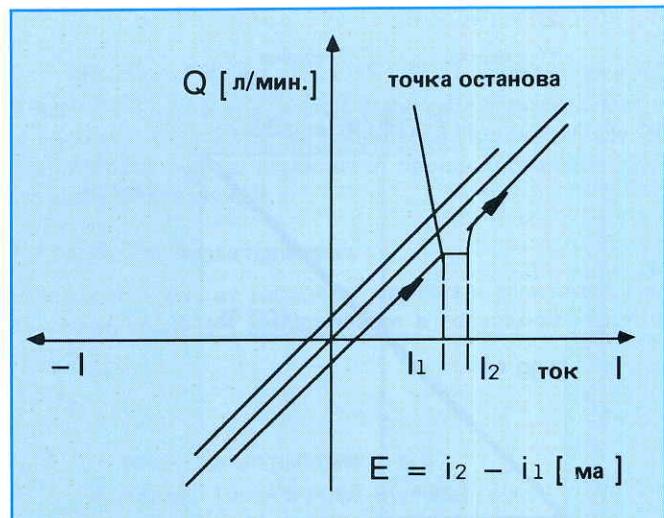


Рис. 7: Чувствительность к срабатыванию

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.

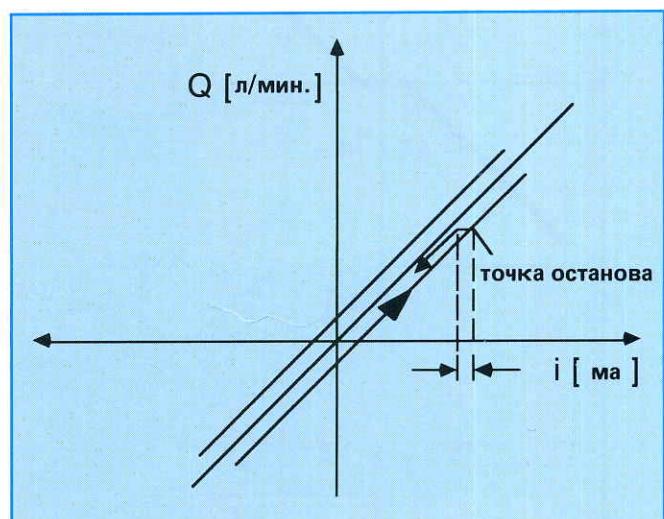


Рис. 8: Зона разбросов

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.

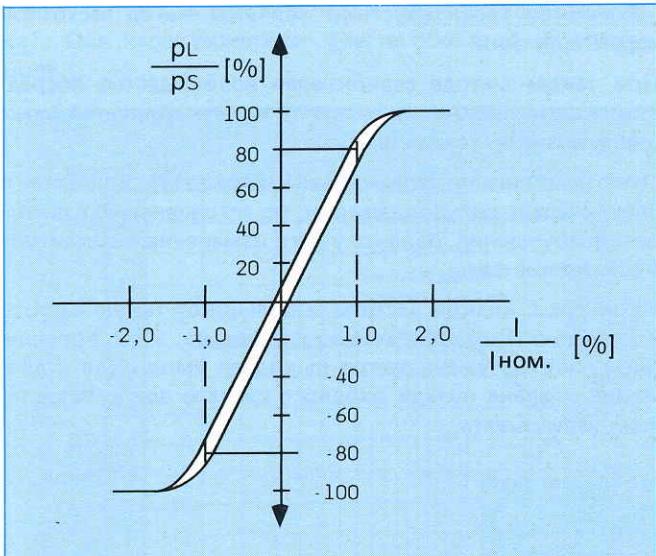


Рис. 9: Функция зависимости давления от сигнала

## 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

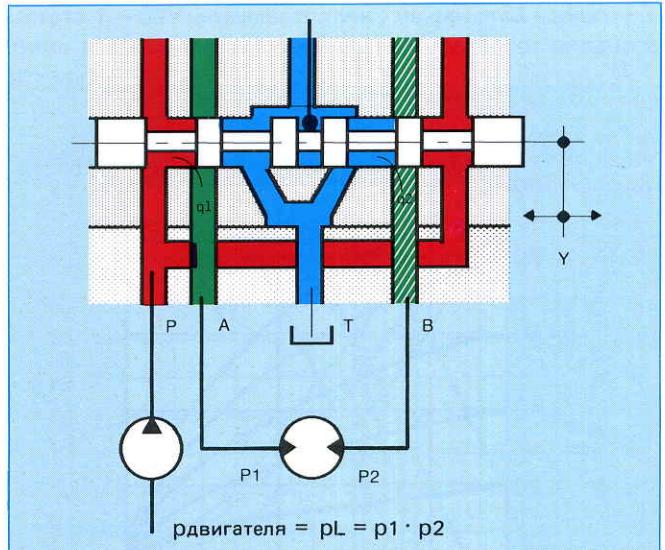


Рис. 10: Четыреххромочное дроссельное управление

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  $\Delta p$  – 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,

$$\Delta p = ps - pL$$

то остается как потеря давления

$$Q = Y \cdot K \cdot \sqrt{ps - pL}$$

При ненагруженном двигателе, т.е., когда  $pL = 0$ , в распоряжении имеется все системное давление в качестве  $\Delta p$ . 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.

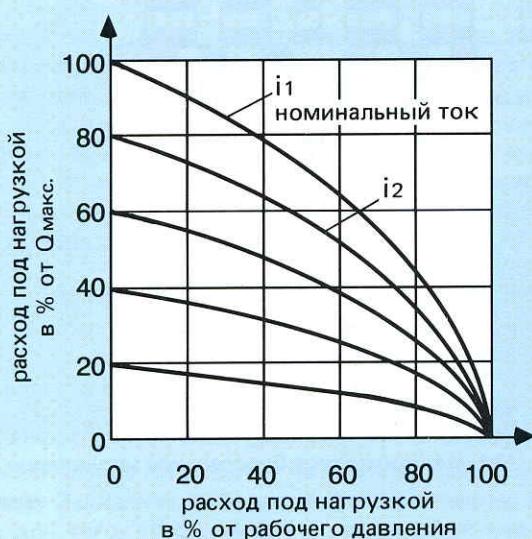


Рис. 11: Расходная характеристика при наличии нагрузки  
 $i_1 = i_{\text{макс.}}$

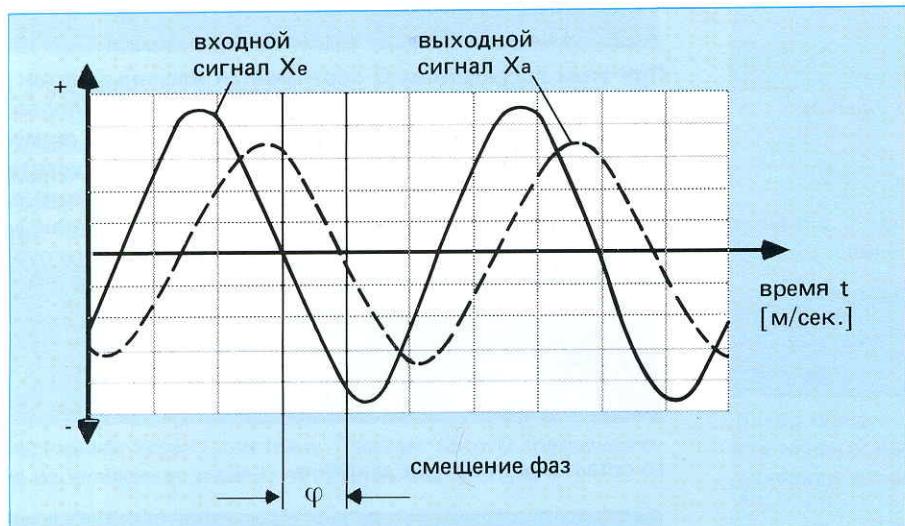
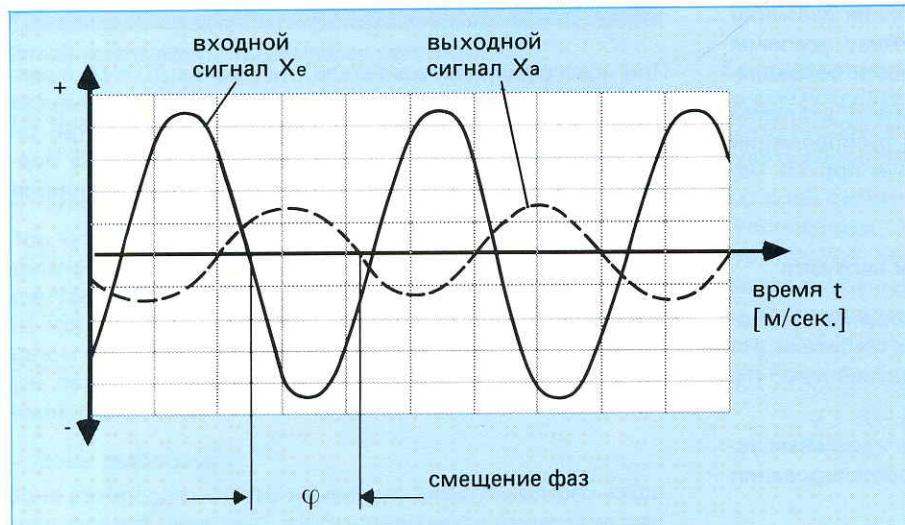


Рис. 12а и 12б: Изображения частотных характеристик



## 2.1 Диаграмма Боде

Изображение таких взаимодействий производится посредством диаграммы Боде.

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 Боде.

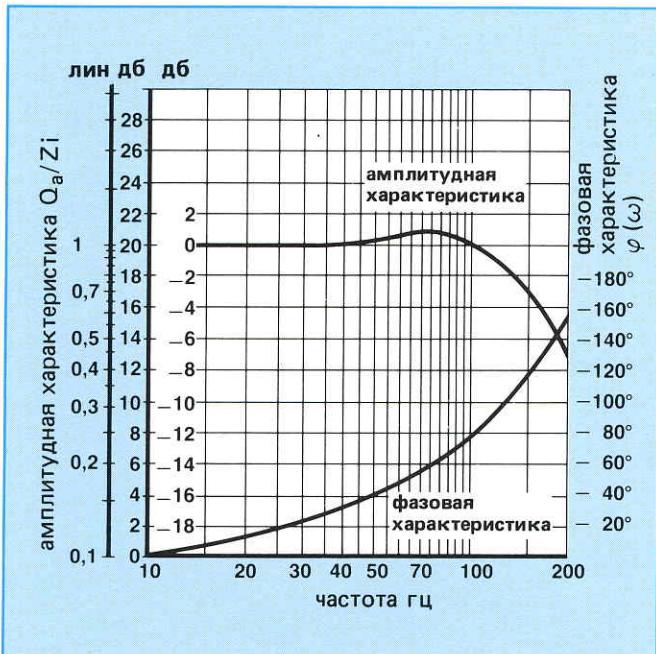


Рис. 13: Диаграмма Боде

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°.

Посредством  $f - 3 \text{ дБ}$  обозначается частота, при которой выходной сигнал 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  $90^\circ$ .

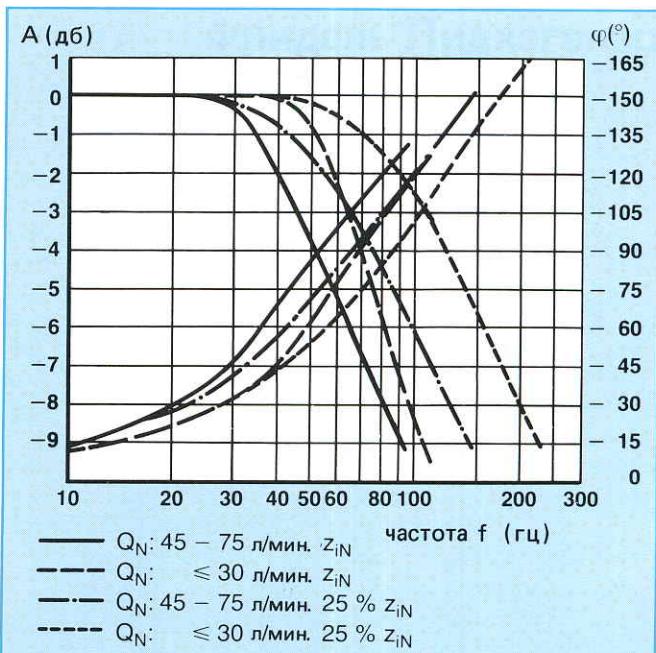


Рис. 14: Частотная характеристика сервоклапана ДУ 10 с механической связью

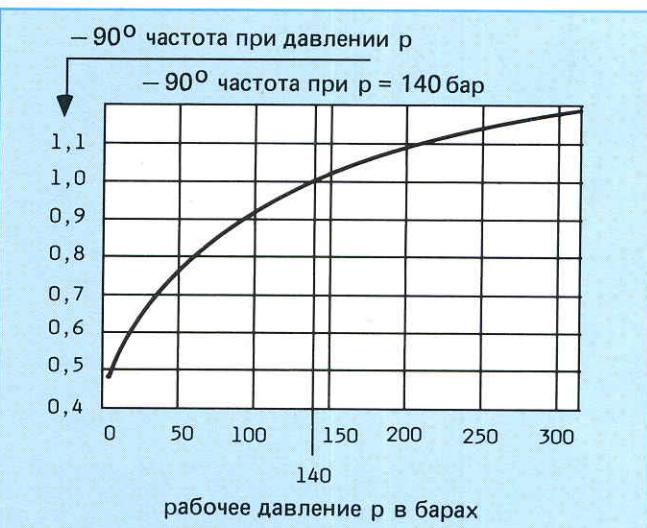


Рис. 15: Зависимость от рабочего давления

Динамическая характеристика сервоклапана подвергается в значительной степени воздействию со стороны системного давления  $p_s$  уровня сигнала  $I/I_{\text{ном}}$ .

Для рабочего давления в 140 бар можно применять данные непосредственно с частотной характеристики.

Для других рабочих давлений следует для точки -90° взятую из фазовой характеристики частоту помножить на коэффициент, взятый с рис. 15.

Для заметок