

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ  
РЕСПУБЛИКИ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

## **КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКЕ**

Утверждено  
на заседании кафедры энергомеханических систем  
Протокол № 8 от 27.04 2017г.

Лектор

доц. Яковлев В.М

ДОНЕЦК - 2017

## «Гидропневмоавтоматика» на базе лекций Г.В. Сундукова

### ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические приводы (гидроприводы) в силу хорошей управляемости и простоты регулирования, а также высокой плотности энергии (примерно в 20 раз выше, чем в электромеханизмах) получили широкое распространение в машиностроении.

**Гидропривод** – совокупность устройств для передачи движения механизмам станка или иной технологической машины посредством рабочей среды, которой является жидкость, находящаяся в приводе под давлением. Существует более узкое понятие – *объёмный гидропривод* – совокупность объёмных гидромашин\*, гидроаппаратуры, вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости. В дальнейшем под словом "Гидропривод" будет подразумеваться объёмный гидропривод.

**Жидкостью** называют вещество, находящееся в таком агрегатном состоянии, которое сочетает в себе черты твёрдого состояния (весьма малая сжимаемость) и газообразного (текучесть)\*\*.

Раздел **механики**, называемый **механикой жидкости** или **гидромеханикой**, представляющий по сути самостоятельную науку, занимается исследованием вопросов, связанных с покоем или равновесием жидкости (раздел науки - *гидростатика*) и с её движением (*гидродинамика*).

Если в науке помимо жидкостей изучают движение газов и обтекание ими тел, то её называют *аэрогидродинамикой*.

Главное внимание в гидромеханике сосредотачивается на решении двух, связанных между собой задач: определении распределения скоростей и давлений внутри жидкости и определении силового взаимодействия между жидкостью и окружающими ее твердыми телами.

В теории этой науки изначально рассматривалась *невязкая* (или "*идеальная*") жидкость, т.е. такая, внутри которой при её перемещении не возникает внутреннее трение. Реально таких жидкостей не существует.

Закономерности теории можно с достаточной степенью точности отнести лишь к той части потока вязкой (реальной) жидкости, которая не прилегает к стенкам и обтекаемым поверхностям.

В пограничном (пристенном) слое жидкости имеет место внутреннее трение, т.к. скорость жидкости в нем увеличивается от нуля (на стенке) до некоторого значения, не зависящего от наличия в потоке обтекаемой поверхности.

Теория пограничного слоя была разработана в начале 20 века (автор – Людвиг Прандтль).

Применением законов равновесия и движения жидкостей к решению практических задач занимается *техническая гидромеханика* или **гидравлика**.

В гидравлике рассматриваются в основном осредненные характеристики потока (средние скорости, среднее давление), что позволяет создавать упрощенные модели потоков и упрощать математический аппарат.

Началом гидрофикации металлорежущих станков в СССР можно считать 1925 г., когда впервые появились гидрофицированные шлифовальные станки. В 1934-5 гг. в ЭНИМСе были спроектированы агрегатные сверлильные гидрофицированные станки для работы с малыми рабочими скоростями и большими усилиями. В дальнейшем этим же НИИ была проделана большая работа по нормализации гидравлической аппаратуры, а также разработаны гидравлические схемы для станков различных типов. После второй мировой войны производство гидрофицированных станков стало интенсивно развиваться. Было создано несколько специализированных заводов для производства гидронасосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры. Налаживался выпуск гидрофицированных станков шлифовальных, протяжных, строгальных, долбежных, токарных, агрегатных, сверлильных, фрезерных, копировальных и других, в т.ч. автоматов и полуавтоматов.

Примерно 25% гидрооборудования устанавливается в сборочных агрегатах, манипуляторах и промышленных роботах, в транспортирующих и управляющих системах станков. Однако в области регулируемых приводов подач станков с ЧПУ гидроприводы оказались вытесненными электроприводами, и в частности, тири-

---

\* - **объёмной** называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении её из рабочей камеры;

\*\* - термину "жидкость" в гидромеханике часто придают более широкий смысл, включая в него все тела, для которых свойственна текучесть, а именно, жидкости обычные, называемые капельными, и газообразные или, просто, газы. Далее термин жидкость будет использоваться в узком смысле, т.е. в смысле – **капельная** жидкость (масло, вода, керосин и т.д.)

сторными приводами постоянного тока, несмотря на то, что энергетические и динамические характеристики последних хуже, чем современных электрогидравлических приводов.

Из-за имеющихся недостатков гидроприводов (утечек, шума, возможности засорения) многие потребители предпочитают использовать электричество в качестве единственного вида энергии для управления и привода.

Фирмы, выпускающие гидрооборудование, постоянно проводят широкие теоретические исследования и осуществляют конструкторские разработки с целью повышения эффективности работы гидроприводов.

## 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ

### 1.1 Достоинства и недостатки гидроприводов

К существенным преимуществам гидравлических приводов перед другими, в том числе и электрическими, следует отнести:

- возможность бесступенчатого регулирования скорости в широких пределах;
- лёгкость управления распределением мощности;
- предохранение системы от перегрузки за счет ограничения давления;
- способность длительное время развивать большие статические усилия, достигающие до нескольких сотен тысяч кН;
- хорошая смазываемость и отсутствие коррозии трущихся поверхностей аппаратов и агрегатов, так как в большинстве систем гидроавтоматики в качестве рабочей жидкости применяются минеральные масла, обильно омывающие эти поверхности;
- малые габариты гидравлических двигателей (гидроцилиндров и гидромоторов). Так, габариты современного гидромотора составляют 12-20 % габаритов электродвигателей той же мощности;
- высокое быстродействие гидравлических механизмов. К примеру, гидромоторы обладают значительно меньшим моментом инерции, чем электродвигатели. Благодаря этому возможен разгон и реверс за очень короткий период (время разгона  $\approx 0,1$  секунды; время реверса  $\approx 0,2$  секунды). Быстродействие гидравлических механизмов для возвратно-поступательного движения примерно в 10 раз выше, чем электрических;
- конструктивная лёгкость получения больших усилий при возвратно-поступательном движении. Следует отметить, что получение значительных усилий с помощью только электрических исполнительных устройств практически невозможно для возвратно-поступательного движения. Для этой цели к электродвигателям подключаются преобразователи вращательного движения в прямолинейное. Нередко решение подобной задачи требует создания сложной кинематической цепи, состоящей из редуктора или коробки скоростей и речной или винтовой передачи;
- высокие моменты и малые частоты вращения гидромоторов позволяют соединять их непосредственно с рабочими органами машины, что способствует уменьшению ее веса и улучшает другие технические характеристики;
- относительно высокая надежность и долговечность гидравлического оборудования. Это подтверждается широким применением гидропривода в металлообрабатывающих станках, в грузоподъемных устройствах, транспортном машиностроении и авиации, где надежности уделяется особое внимание. В качестве примера, который наглядно показывает надёжность гидрооборудования, могут послужить наблюдения за работой и хронометраж простоев двух автоматических линий: первой – для обработки валов роторов и второй – для обработки венцов шестерен. Исследования, проведенные сотрудниками ЭНИМС в 1962-1963 годах, показали, что простои по вине гидрооборудования для первой линии не превышали 1,12 %, а для второй – 0,42 %. Простои линий из-за неисправности электрооборудования были значительно выше и составляли соответственно 14,73 и 35,6 % от всех потерь.

Основные недостатки гидроприводов следующие:

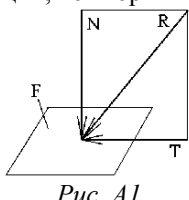
- утечки рабочей жидкости (*объёмные потери*), снижающие КПД и ухудшающие характеристики работы гидросистем. Значительные утечки жидкости при работе машины под нагрузкой являются причиной неравномерного движения рабочих органов;
- потери на трение жидкости в трубопроводах и аппаратуре, в местах изменения скорости или направления течения жидкости (*гидравлические потери*). Эти потери резко возрастают при увеличении скорости течения, что заставляет ограничивать частоты гидронасосов и гидромоторов в станках (до 3500 мин<sup>-1</sup>);
- *механические потери* от трения частей;
- нестабильность работы гидросистемы из-за изменения вязкости рабочей жидкости при изменении ее температуры.

### 1.2 Давление в жидкости

Жидкость в гидравлике рассматривают как непрерывную среду, заполняющую пространство без пустот и промежутков. Вследствие текучести в жидкости действуют силы не сосредоточенные, а непрерывно рас-

пределённые по объёму (массе) или поверхности. На объёмы жидкости действуют: сила тяжести от массы верхних слоёв жидкости, сила инерции переносного движения (в случае перемещения трубопровода или иной ёмкости в пространстве с тем или иным ускорением), поверхностные силы. Последние обусловлены непосредственным воздействием соседних объёмов жидкости на данный объём или же воздействием других тел (твёрдых, газообразных), соприкасающихся с данной жидкостью. Как следует из третьего закона Ньютона, с такими же силами, но в противоположном направлении на жидкость действуют соседние с нею тела.

Таким образом, на жидкость могут действовать силы, распределённые по её массе или объёму, называемые *массовыми*, и по поверхности, называемые *поверхностными*. К первым относятся силы тяжести и инерции, ко вторым – силы давления и трения.



Если на площадку  $F$  (рис. А1) действует поверхностная сила  $R$  и её можно разложить на составляющие, то нормальная  $N$  – это сила давления, а касательная (тангенциальная)  $T$  – сила трения. Отношение  $N/F = p$  называют *давлением*, а  $T/F = \tau$  – *касательным напряжением*.

Если давление отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным* ( $p_{абс}$ ), а если от условного (за который принимают *атмосферное* давление  $p_a$ ), то *избыточным* или *манометрическим* ( $p$ ). Очевидно:  $p = p_{абс} - p_a$ .

Если  $p_{абс} < p_a$ , то имеет место вакуум, величина которого  $p_{вак} = p_a - p_{абс}$

Единица давления в системе СИ – паскаль, Па;

1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup> = 10<sup>-3</sup> кПа = 10<sup>-6</sup> МПа.

*Для справки:* Нормальное атмосферное давление равно 760 мм ртутного столба (рт. ст) = 10,3 м водяного столба (вод. ст) = 101325 Па.

Устаревшие единицы давления:

- система МКГСС (метр, кг-сила, секунда): 1 ат (атмосфера или техническая атмосфера) = 1 кгс/см<sup>2</sup>;

- внесистемная: 1 бар (= 1,02 ат).

Соотношения единиц:

1 Па = 1,02·10<sup>-5</sup> кгс/см<sup>2</sup> = 10<sup>-5</sup> бар = 0,0075 мм рт. ст.;

1 МПа = 10,2 ат = 10 бар = 7502,4 мм рт. ст = 103 м вод. ст.;

1 кгс/см<sup>2</sup> = 0,98 бар = 0,98 · 10<sup>5</sup> Па = 0,098 МПа = 735,66 мм рт. ст.

### 1.3 Характеристики жидкостей.

#### Рабочие жидкости гидроприводов станков

В процессе работы гидросистем рабочие жидкости подвергаются воздействию изменяющихся в широком диапазоне давлений, температур, скоростей.

В качестве рабочих жидкостей гидроприводов станков, роботов и иных машин часто принимают *минеральные масла*.

Основные характеристики рабочих жидкостей следующие.

**Плотность**  $\rho = m/V$ , кг/м<sup>3</sup>, где  $m$  и  $V$  - масса и объём жидкости.

Для воды при температуре 4°C  $\rho_{вод} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, для минерального масла при температуре 50°C  $\rho \approx 850-910$  кг/м<sup>3</sup>.

В производственных условиях плотность определяют с помощью прибора, называемого *дансиметром*, который представляет собой колбу, загруженную медным грузом. Верхняя запаянная часть колбы – трубка – имеет малый диаметр и отградуирована в единицах плотности. Чем глубже погружается колба, тем меньше плотность жидкости. Деление на трубке, которое совмещается со свободной поверхностью жидкости, показывает её плотность.

**Удельный вес**  $\gamma = G/V$ , Н/м<sup>3</sup>, где  $G$  – вес жидкости в объёме  $V$ .

Для пресной воды  $\gamma_{вод} = 9810$  Н/м<sup>3</sup>. Для масла  $\gamma \approx 8340-8930$  Н/м<sup>3</sup>.

Поскольку  $G = m \cdot g$ , где  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения, то  $\gamma = \rho \cdot g$ .

Плотность и удельный вес уменьшаются при возрастании температуры, т.к. увеличивается объём жидкости, и увеличиваются при возрастании давления, т.к. жидкость сжимается. Однако их изменения незначительны при имеющих место в станках диапазонах изменения температур и давлений.

**Сжимаемость жидкости** – это её свойство изменять свой объём под действием давления. Сжимаемость жидкостей характеризуется *коэффициентом объёмного сжатия*  $\beta_p$ , под которым понимают относительное изменение объёма жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta_p = \frac{V_0 - V}{V_0 \cdot (p - p_0)} = \frac{\Delta V}{(V + \Delta V) \cdot \Delta p}, \quad \frac{1}{\text{МПа}} \quad (\text{или} \quad \frac{\text{м}^2}{\text{МН}}),$$

где  $V_0$  – объём жидкости при начальном давлении  $p_0$  (до сжатия),

$V$  – объём жидкости при конечном давлении  $p$  (после сжатия),

$\Delta V = V_0 - V$  – уменьшение объёма жидкости  $V_0$  при увеличении давления на  $\Delta p = p - p_0$ , МПа.

Для минерального масла при атмосферном давлении  $\beta_p \approx (5,9-7,15) \cdot 10^{-4}$  МПа<sup>-1</sup>.

Сжимаемость масла снижает быстродействие системы. Например, для гидросистемы, питаемой насосом с постоянной минутной подачей масла  $Q$  (л/мин), время  $t$  (с) для создания необходимого давления  $p$  (МПа) с учётом сжимаемости масла может быть определено по формуле

$$t = 6 \cdot 10^4 \cdot \beta_p \cdot \frac{V \cdot p}{Q},$$

где  $V$  – объём жидкости в напорной линии и в рабочей полости гидродвигателя, м<sup>3</sup>.

Величину, обратную коэффициенту объёмного сжатия  $\beta_p$ , называют *модулем объёмной упругости*  $E$ :

$$E = \frac{1}{\beta_p}, \text{ МПа.}$$

Под упругостью понимают способность жидкости принимать свой прежний объём после снятия внешней нагрузки. Модуль упругости повышается с увеличением действующего давления и понижается с увеличением температуры жидкости.

Для воды  $E_{\text{вод}} \approx 2 \cdot 10^3$  МПа, для минерального масла при атмосферном давлении  $E = (1,4-1,7) \cdot 10^3$  МПа, для стали  $E_{\text{ст}} \approx 2 \cdot 10^5$  МПа. Как видно, сжимаемость масла более чем в 100 раз превышает сжимаемость стали. Однако, учитывая, что модуль упругости жидкостей весьма высок, а его изменения невелики, часто в технических расчётах сжимаемостью жидкостей пренебрегают, т.е. *считают их несжимаемыми*.

Модуль упругости может существенно уменьшаться при наличии в масле нерастворённого воздуха в виде пузырьков.

Обычно в масле работающего гидропривода содержится до 6 % нерастворённого воздуха; после отстаивания в течение суток содержание воздуха уменьшается до 0,01-0,02 %. В зависимости от устройства гидропривода и условий его эксплуатации количество нерастворённого воздуха в масле может повыситься до 15-18 %. Модуль упругости газожидкостной смеси:

$$E' = E \cdot \frac{V_{\text{ж}}/V_{\text{г}} + 1}{V_{\text{ж}}/V_{\text{г}} + E \cdot p_{\text{а}}/p^2},$$

где  $V_{\text{ж}}$ ,  $V_{\text{г}}$  – объёмы соответственно жидкостной и газовой фаз при атмосферном давлении  $p_{\text{а}}$ ,

$p$  – давление в гидросистеме.

Наибольшее влияние на изменение сжимаемости газожидкостной смеси оказывает повышение давления до 3,5-5 МПа.

В масле обычно содержится определённое количество растворённого воздуха (пропорциональное величине давления), который практически не влияет на физико-химические свойства масла, однако способствует возникновению *кавитации* – состояния движущейся жидкости, при котором в результате местного снижения давления (во всасывающих линиях насосов, в местных сопротивлениях с высокими скоростями потока и т.п.) выделяются ("вскипают") парогазовые пузырьки – *каверны*. Разрушение пузырьков с большой скоростью создаёт местные гидравлические удары, инициируют шум, вибрацию и эрозионное разрушение расположенных рядом деталей.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве (рис. А2). Вода или иная жидкость под давлением подводится к регулировочному крану (вентилю) А и далее протекает через прозрачную трубку Вентури, которая сначала плавно сужает поток, затем ещё более плавно расширяет и через кран Б выводит в атмосферу.

При небольшом открытии регулировочного крана и, следовательно, при малых значениях расхода и скорости жидкости падение давления в узком месте трубки незначительно, поток вполне прозрачен, и кавитация отсутствует. При постепенном открытии крана происходит увеличение скорости жидкости в трубке и падение абсолютного давления.

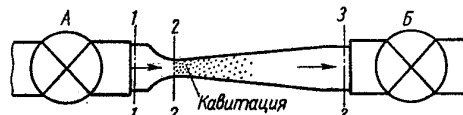


Рис. А2. Схема трубки для демонстрации кавитации

При некотором значении этого давления, которое можно считать равным давлению насыщенных паров, в узком месте трубки появляется отчетливо видимая зона кавитации, представляющая собой область местного кипения жидкости и последующей конденсации паров. Размеры зоны кавитации возрастают по мере дальнейшего открытия крана, т.е. при увеличении давления в сечении 1-1, а, следовательно, и расхода. Однако как бы при этом ни возрастал расход, давление в узком сечении 2-2 сохраняется строго постоянным потому, что является постоянным давление насыщенных паров.

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном её воздействии – также эрозионным разрушением металлических стенок. Последнее объясняется тем, что конденсация пузырьков пара (и сжатие пузырьков газа) происходит со значительной скоростью, частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации (схлопывания пузырька)

вызывают местные удары, т.е. значительное повышение давления в отдельных точках. Материал при кавитации разрушается не там, где выделяются пузырьки, а там, где они конденсируются.

При возникновении кавитации значительно увеличивается сопротивление трубопроводов и, следовательно, уменьшается их пропускная способность, потому что каверны уменьшают живые сечения потоков, скорость в которых резко возрастает.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и её не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Она может возникать во всех местных гидравлических сопротивлениях, где поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах и др.

**Температурное расширение** жидкости характеризуется *температурным коэффициентом объёмного расширения*  $\beta_t$ :

$$\beta_t = \frac{V - V_0}{V_0 \cdot (T - T_0)} = \frac{\Delta V}{V_0 \cdot \Delta T}, \text{ град}^{-1}$$

где  $V_0$  – объём жидкости при начальной температуре  $T_0$  (до нагрева),

$V$  – объём жидкости после нагрева до температуры  $T$ .

Для минерального масла можно принимать  $\beta_t = 7 \cdot 10^{-4}$  град $^{-1}$ , хотя значение коэффициента объёмного расширения меняется в зависимости от удельного веса жидкости.

С изменением температуры изменяются удельный вес и плотность жидкости:

$$\gamma_t = \gamma \cdot \frac{1}{1 + \beta_t \cdot \Delta T}, \quad \rho_t = \rho \cdot \frac{1}{1 + \beta_t \cdot \Delta T},$$

где  $\gamma$  и  $\rho$ ,  $\gamma_t$  и  $\rho_t$  – удельный вес и плотность жидкости, соответственно, при температуре  $T_0$  и  $T = T_0 + \Delta T$

В замкнутом контуре гидросистемы нагрев жидкости может вызвать значительное увеличение давления. Повышение давления в замкнутом объёме, например, резервуара можно определить по формуле:

$$\Delta p = \frac{\beta_t - \beta_{t_0}}{\beta_p} \cdot \Delta T, \text{ МПа,}$$

где  $\beta_{t_0}$  – коэффициент температурного объёмного расширения материала, из которого изготовлен резервуар; для стали его можно принять  $\approx 3,6 \cdot 10^{-5}$ , для бронзы –  $\approx 7 \cdot 10^{-5}$  град $^{-1}$ ;

$K \geq 1$  – коэффициент, характеризующий объёмную упругость резервуара; для абсолютно жёсткой конструкции можно принимать  $K=1$ .

**Вязкость** – это способность жидкости сопротивляться деформации сдвига (скольжению слоев). Чем больше вязкость жидкости, тем меньше её текучесть и наоборот.

Впервые предположение о наличии сил внутреннего трения высказал И. Ньютон в 1686 г., а достоверность этой гипотезы экспериментально обосновал и подтвердил профессор Н.П. Петров в 1883 г. Согласно гипотезе И. Ньютона величина сил внутреннего трения между слоями не зависит от давления, а зависит от рода жидкости, площади соприкосновения слоёв и относительной скорости перемещения.

Вязкость оценивают коэффициентом *динамической (абсолютной) вязкости*  $\mu$  (мю) или коэффициентом *кинематической вязкости*  $\nu$  (ню).

Единицы вязкости:

**динамической** – *паскаль-секунда*, Па·с (система СИ) и пуаз, П (сист. СГС),

1 Па·с = 1 Н·с/м $^2$  = 10 П = 10 дина·с/см $^2$  (= 0,102 кгс·с/м $^2$  – сист. МКГСС);

**кинематической** – *квадратный метр на секунду*, м $^2$ /с (системы СИ и МКГСС),

*стокс*, Ст и *сантискс*, сСт (сист. СГС),

1 Ст = 1 см $^2$ /с, 1 сСт = 1 мм $^2$ /с, 1 Ст = 100 сСт = 1·10 $^{-4}$  м $^2$ /с.

Соотношение коэффициентов:  $\nu = 10^6 \cdot \mu / \rho$ , сСт, где  $\mu$ , Па·с;  $\rho$ , кг/м $^3$ .

Измерение вязкости производят вискозиметрами в градусах вязкости условной ( $^{\circ}$ ВУ) или в *градусах Энглера* ( $^{\circ}$ Е):

$$^{\circ}\text{Е} = t / t_{\text{вод}},$$

где  $t$  и  $t_{\text{вод}}$  – соответственно время истечения 200 см $^3$  испытуемой жидкости и дистиллированной воды через короткую трубку  $\varnothing 2,8$  мм при 20  $^{\circ}$ С;  $t_{\text{вод}} = 51,6$  с.

Для минерального масла  $\nu = 7,3 \cdot ^{\circ}\text{Е} - 6,3 / ^{\circ}\text{Е}$ , сСт.

С повышением температуры вязкость жидкостей значительно понижается, а с ростом давления – увеличивается.

**При выборе марки масла для гидропривода** следует принимать к сведению, что с уменьшением вязкости возрастают утечки, ухудшаются условия смазки, а с увеличением вязкости – увеличивается гидравлическое сопротивление трубопроводов.

Масло должно быть однородно по своему химическому составу, не должно содержать влаги, водорастворимых кислот и щелочей, которые вызывают коррозию и появление веществ, образующих пену. Пена – причина неравномерности движения силового органа.

*Однородность* масла контролируют по *температуре вспышки*: чем выше эта температура, тем масло однороднее. Температура вспышки – это минимальная температура, при которой над поверхностью жидкости образуется количество пара, достаточное для возникновения кратковременной вспышки (при поднесении пламени). Температура вспышки для масел станочных гидроприводов не должна быть ниже 150 °С.

*Присутствие влаги* в масле способствует образованию слизистых клейких веществ и окислению масла. При нагреве в масле образуются окислы и масло разлагается. *Поэтому нагрев масла больше 60 °С не должен допускаться*. Содержание в масле влаги характеризуется *температурой застывания*: чем ниже эта температура, тем меньше влаги в масле. Температура застывания – это такая наиболее высокая температура, при которой поверхность уровня масла, залитого в стандартную пробирку, не перемещается в течение 1 минуты при наклоне пробирки на 45°. Температура застывания масла не должна быть выше –10 °С.

*Кислотность* масла определяется т.н. *кислотным числом*, которое равно количеству миллиграммов едкого калия (KOH), необходимому для нейтрализации свободных кислот в 1 г масла. Масло считается нейтральным, если кислотное число меньше 0,01 мг.

Масла должны обладать хорошей смазывающей способностью и не содержать механических примесей.

Содержание механических примесей приводит к засорению системы и способствует повышенному износу деталей. Содержание механических примесей по весу не должно быть более 0,005 %.

**Примеры некоторых марок минеральных масел** и их кинематическая вязкость  $\nu$  в сСт (мм<sup>2</sup>/с) при 50°С:

*масло индустриальное*: И-5А (4-5 сСт), И-12А (10-14 сСт), (старое название – веретенное, например, И-12А – это веретенное 2 с вязкостью 1,86-2,26 °Е), ИГП-18 (16,5-20,5 сСт), ИГП-30 (28-31 сСт), ИГП-38 (35-40 сСт), ИГП-49 (47-51 сСт), ИГП-100 (90-118 сСт),

*масло турбинное*: ТП-22 (20-24 сСт), ТП-30 (28-32 сСт), ТП-46 (44-48 сСт) и т.д.

Указанные масла не предназначены для использования в системах смазки. Если же в станке предусматривается использование масла гидросистемы и для смазывания направляющих, то следует использовать масла серии ИГНС<sub>п</sub>.

**Для улучшения эксплуатационных характеристик** масел в них вводятся специальные присадки. К примеру, масла серии ИГП содержат антиокислительную, противоизносную, антикоррозионную и противопенную присадки.

Срок службы масла – обычно от 6 месяцев до 2-3 лет.

**В приводах** поступательного движения, работающих при давлениях до 3 МПа, обычно используют масла с вязкостью до 20-25 сСт. В приводах вращательного движения используют масла с вязкостью 20-50 сСт.

Масла с большей вязкостью рекомендуется применять при более высоких давлениях с целью уменьшения объёмных потерь и поддержания нормальной вязкости при повышенных температурах. К примеру, при давлениях до 7 МПа рекомендуется применять масла с вязкостью 35-65 сСт, и т.д.

**Проектируя гидроприводы**, следует учитывать, что при течении жидкости через узкие каналы и капиллярные щели возникает **облитерация** – сложное физико-химическое явление, при котором на стенках капиллярного канала образуются структуры твёрдого пограничного слоя, вызывающие "заращивание" щелей и в ряде случаев – заклинивание подвижных элементов аппаратов. Исключить облитерацию можно путём вибрации стенок щели.

#### 1.4 Режимы течения жидкости в трубах

Возможны два режима течения жидкостей в трубах: ламинарный и турбулентный.

**Ламинарным** называют слоистое течение жидкости без перемешивания её частиц и без пульсаций скоростей и давлений. Частицы жидкости при таком режиме движутся параллельно стенкам трубопровода.

**Турбулентным** называют течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Движение частиц жидкости при таком режиме приобретает беспорядочный характер.

Режим течения данной жидкости в данной трубе изменяется при определенной скорости течения  $v_{кр}$ , которую называют *критической*:

$$v_{кр} = \frac{Re_{кр} \cdot \nu}{d} \cdot 10^{-3}, \text{ м/с,}$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы, мм;

$Re_{кр}$  – критическое число **Рейнольдса**;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, сСт.

Для гладких металлических труб круглого сечения  $Re_{кр}=2200-2300$ ; для резиновых рукавов  $Re_{кр}=1600$ .

Чтобы определить режим течения жидкости в трубе, рассчитывают среднюю скорость движения жидкости  $v$  и число Рейнольдса  $Re$ . Так, для трубы круглого сечения:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{100}{6}, \text{ м/с} \quad \text{и} \quad Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \cdot 10^3 = \frac{4Q}{\pi \cdot d \cdot \nu} \cdot \frac{10^5}{6},$$

где  $Q$  – расход жидкости, л/мин;  $d$ , мм;  $\nu$ , сСт.

При  $Re < Re_{кр}$  течение является ламинарным, при  $Re > Re_{кр}$  – турбулентным. (При  $Re = Re_{кр}$ , например для труб, в интервале 2200-2300 возможны неустойчивость режима течения и возникновение колебательного процесса).

В гидросистемах станков, предназначенных для обеспечения малых скоростей движения рабочих органов, режим течения жидкостей в трубах преимущественно ламинарный. При больших скоростях движения масла (6-7 м/с) в трубопроводах возможен турбулентный режим.

Распределение скоростей в поперечном сечении турбулентного и ламинарного потоков существенно различается. Распределение скоростей при турбулентном течении более равномерное, а нарастание скорости у стенки более крутое, чем при ламинарном течении, для которого характерен параболический закон распределения скоростей (рис. А3).

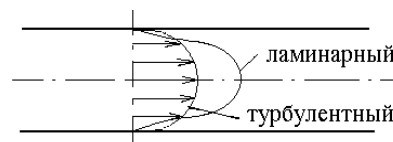


Рис. А3

Рекомендуется обеспечивать следующие скорости движения масла в трубопроводах гидросистем станков:

- всасывающих – до 1,6 м/с,
- напорных – до 2-5 м/с (при больших давлениях – до 10 м/с),
- сливных – 2 м/с.

### 1.5 Гидравлические потери

Разность давлений масла в двух сечениях одного и того же трубопровода при условии, что первое расположено выше по течению, а второе – ниже, определяется *уравнением Бернулли*:

$$p_1 - p_2 = \left( h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) \cdot \gamma + \Delta p,$$

где  $h_2 - h_1$  – разность высот центров тяжести сечений от произвольно выбранного горизонтального уровня;

$v_1, v_2$  – средние скорости масла в сечениях;

$g$  – ускорение силы тяжести;

$\Delta p$  – сумма гидравлических потерь при движении масла из первого сечения во второе.

Уравнение Бернулли в полном виде используется для расчета всасывающих линий насосов; в остальных случаях первым слагаемым, как правило, пренебрегают и считают:

$$p_1 - p_2 \approx \Delta p.$$

Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине трубопровода (линейные).

1.5.1 *Местные потери* энергии обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями, вызывающими деформацию потока. Местными сопротивлениями являются: сужения, расширения, закругления трубопроводов, фильтры, аппаратура управления и регулирования и пр. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется её скорость и обычно возникают крупные вихри.

Потери давления от местных сопротивлений определяют по формуле *Вейсбаха*:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (\text{или} \quad \Delta p_m = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \text{ Па}),$$

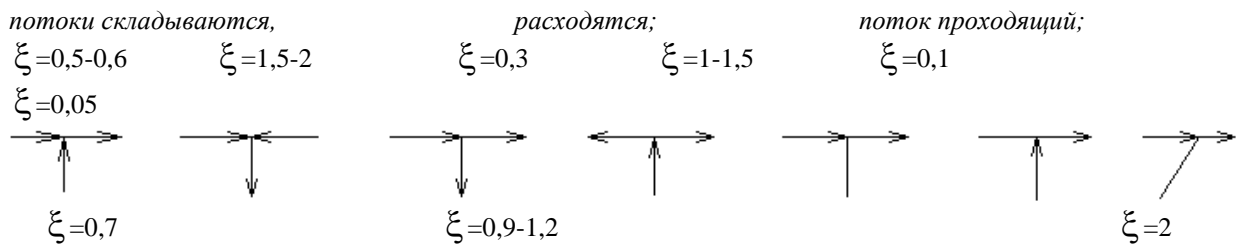
где  $\xi$  (кси) – коэффициент сопротивления или потерь,

$v$  – средняя по сечению скорость потока в трубе за местным сопротивлением, м/с;  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Каждое местное сопротивление характеризуется своим значением коэффициента  $\xi$ . При турбулентном течении значения  $\xi$  определяются, в основном, формой местных сопротивлений и очень мало изменяются с изменением размеров сечения, скорости потока и вязкости жидкости. Поэтому принимают, что они не зависят от числа Рейнольдса  $Re$ .

Значения  $\xi$ , например, для тройников с одинаковыми диаметрами каналов, принимают равными, если:





при повороте трубопровода  $\xi = 1,5-2$  и т.д. [с. 390-391]

Значения  $\xi$  для конкретных сопротивлений, встречающихся в гидросистемах оборудования, берут из справочной литературы.

При ламинарном режиме ( $Re < 2200$ ) потери давления зависят, в основном, от гидравлического трения в местных сопротивлениях, а значит, при их определении надо учитывать величину  $Re$ .

Потери давления от местных сопротивлений при ламинарном режиме определяются по формуле:

$$\Delta p_{мл} = \xi_{л} \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где  $\xi_{л} = a \cdot \xi$  и поправочный коэффициент ламинарности  $a = \left(\frac{2000}{Re}\right)^{0,285}$ .

Величины потерь давления в стандартных гидравлических устройствах для номинального расхода жидкости обычно приводятся в их технических характеристиках.

1.5.2 Потери на трение по длине - это потери энергии, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения, т.е. при равномерном течении жидкости, и возрастают пропорционально длине трубы. Эти потери обусловлены внутренним трением в жидкости, а поэтому имеют место и в шероховатых, и в гладких трубах.

Потери давления на трение в трубопроводе определяется по формуле Дарси:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \cdot \gamma \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где  $\lambda$  - коэффициент трения в трубопроводе;

$l$  и  $d$  - длина и внутренний диаметр трубопровода, мм.

Эта формула применима как при ламинарном, так и при турбулентном течении; различие заключается лишь в значениях коэффициента  $\lambda$ .

При ламинарном режиме ( $Re < 2200$ ) коэффициент трения является функцией основного критерия напорных потоков - числа Рейнольдса и рассчитывается по формуле:

$$\lambda_{л} = \frac{64}{Re}.$$

При турбулентном течении коэффициент трения является не только функцией числа  $Re$ , но зависит и от шероховатости внутренней поверхности трубы. Для гидравлически гладкой трубы, т.е. с такой шероховатостью, которая практически не влияет на ее сопротивление, коэффициент трения при турбулентном режиме можно определить по формуле П.К. Коцакова:

$$\lambda_{т} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2}.$$

Трубу считают гидравлически гладкой, если  $(d/k) > (Re/20)$ , где  $k$  - эквивалентная шероховатость, мм. Например, для новых бесшовных стальных труб  $k \approx 0,03$  мм, а после нескольких лет эксплуатации  $k \approx 0,2$  мм, для новых цельнотянутых труб из цветных металлов  $k \approx 0,005$  мм. Такие трубы часто используются в гидросистемах металлорежущих станков.

Коэффициент трения при турбулентном режиме можно определить по формуле Альтиуля, являющейся универсальной (т.е. применимой в любых случаях):

$$\lambda_{т} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25}.$$

## 1.6 Расход жидкости через отверстия

1.6.1 Расход масла через отверстие или щель любой формы малой длины вычисляется по формуле:

$$Q = 60 \cdot \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{\gamma}} = 60 \cdot \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \text{ л/мин},$$

где  $\alpha$  - коэффициент расхода; в диапазоне  $Re = 40-40000$   $\alpha = 0,6-0,65$  для отверстий с острыми кромками и  $\alpha = 0,8-0,9$  для отверстий с притуплёнными или закруглёнными кромками;

$f$  – площадь отверстия, мм<sup>2</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>;  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  – расчётная разность давлений, под действием которой происходит истечение, МПа.

Коэффициент расхода есть отношение действительного расхода к тому расходу, который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления. Вследствие влияния этих двух факторов коэффициент расхода всегда меньше единицы.

Для масел, применяемых в станочных гидроприводах, расход через отверстие в тонкой стенке (диафрагме) можно принять равным:

$$Q \approx 1,9 \cdot f \cdot \sqrt{\Delta p}, \text{ л/мин} \quad (f, \text{ мм}^2; \Delta p, \text{ МПа}).$$

1.6.2 Расход масла через капилляры – *длинные* каналы малого диаметра ( $l / d > 20$ ) – при ламинарном потоке

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \Delta p}{128 \cdot \mu \cdot l} = 60 \cdot \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \Delta p}{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}, \text{ л/мин},$$

где  $d$  – диаметр канала, мм;

$\Delta p$  – перепад давлений, МПа;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, сСт;  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;

$l$  – длина канала, мм.

## 1.7 Гидравлический удар

*Гидравлическим ударом* обычно называют резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Точнее говоря, гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с жидкостью при внезапном изменении её скорости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления. Изменение давления при этом тесно связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода.

Гидравлический удар чаще всего возникает при быстром закрытии или открытии крана или иного устройства управления потоком. Однако могут быть и другие причины его возникновения.

Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического удара в трубах было впервые выполнено *Н.Е. Жуковским* и опубликовано в его фундаментальной работе "О гидравлическом ударе", вышедшей в свет в 1898 г.

## 1.8 Утечки

Наличие утечек масла в гидросистеме уменьшает его подачу и увеличивает потери мощности. Утечки оказывают значительное влияние на характеристики работы гидросистемы, снижают равномерность скорости рабочих движений и ограничивают диапазон регулирования скоростей.

Утечки обычно происходят через зазоры, представляющие узкие (капиллярные) щели. Для них  $Re_{кр} = 1000-1200$ . Число Рейнольдса зависит от величины щели  $\delta$ :  $Re = \nu \cdot \delta / \nu$ , а поскольку размеры щели в гидроагрегатах не превышают 10-15 мкм, поток жидкости для распространенных условий работы (давлений и вязкости жидкостей) носит обычно ламинарный характер.

### 1.8.1 Утечки через кольцевой зазор

Утечки масла через *концентричный кольцевой зазор* (рис. А4,а) между поршнем или плунжером и корпусом аппарата определяется по формуле:

$$Q_{\text{ут.к.к.з}} = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_0^3}{2\mu \cdot l \cdot 10^5}, \text{ см}^3 / \text{мин},$$

где  $d$  – внутренний диаметр кольцевого зазора (диаметр поршня, золотника, плунжера), мм;

$\delta_0$  – радиальный зазор, мкм;

$\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад давления в зазоре, МПа;

$\mu$  – абсолютная вязкость масла, Па·с;

$l$  – длина зазора вдоль оси, мм.

Если на поверхности поршня (плунжера) имеются кольцевые проточки (канавки), то в расчёт принимается длина поршня за вычетом длины кольцевых проточек (для примера по рис. А5  $l = L - 2c$ ).

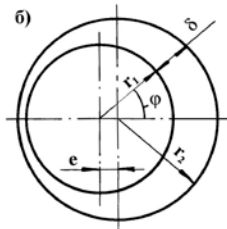
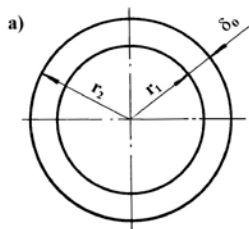


Рис. А4

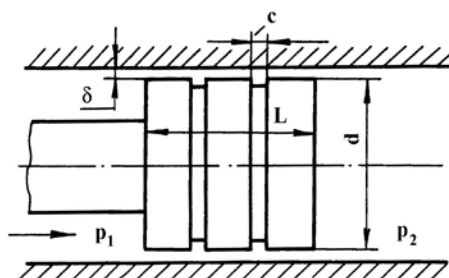


Рис. А5

Утечки в эксцентричной кольцевой щели (рис. А4,б) больше, чем в концентричной. При максимальном эксцентриситете  $e$ :  $Q_{ут.э.к.з} = 2,5 \cdot Q_{ут.к.к.з}$ .

### 1.8.2 Утечки через зазор между плоскими стенками

Утечки жидкости через капиллярную щель между неподвижными плоскими стенками можно определить по формуле:

$$Q_{ут.п.с} = \frac{\Delta p \cdot b \cdot \delta^3}{2\mu \cdot l \cdot 10^5}, \text{ см}^3 / \text{мин},$$

где  $b$  – ширина щели, мм;

$\delta$  – зазор между плоскими стенками щели, мкм;

$l$  – длина щели в направлении тока жидкости, мм.

### 1.8.3 Утечки в движущихся щелях

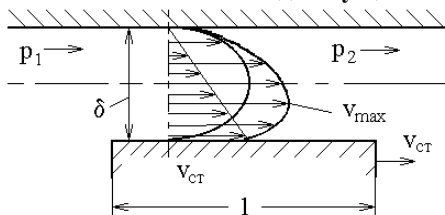


Рис. А6

Через зазоры, образованные неподвижной и движущейся стенками (зазоры между поршнем и цилиндром, золотником и корпусом распределителя и т.п. – рис. А6), объём утекающей жидкости существенно изменяется.

Утечки масла, вызванные перепадом давлений в щели и относительным перемещением стенки, определяется по формулам:

а) через кольцевой концентричный зазор:

$$Q_{ут.к.к.з.д} = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_0^3}{2\mu \cdot l \cdot 10^5} \pm 3 \cdot v_{ст} \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_0 \cdot 10^{-2}, \text{ см}^3 / \text{мин},$$

б) через зазор между плоскими стенками:

$$Q_{ут.д.с} = \frac{\Delta p \cdot b \cdot \delta^3}{2\mu \cdot l \cdot 10^5} \pm 3 \cdot v_{ст} \cdot b \cdot \delta \cdot 10^{-2}, \text{ см}^3 / \text{мин},$$

где  $v_{ст}$  – скорость движения стенки щели, м/с.

В формулах ставится:

"+" – при одинаковых направлениях движения потока и стенки,

"–" – при противоположных.

Первое слагаемое формул называется расходом напорного течения, второе – фрикционным расходом.

При относительном движении стенок щели вследствие сдвига слоев жидкости возникают дополнительные силы трения, происходят дополнительные потери мощности (энергии) и нагрев жидкости, что уменьшает её вязкость и может значительно увеличить объём утечек.

## 1.9 Виды и структура гидроприводов. Исполнения гидроаппаратуры

1.9.1 Различают гидроприводы (ГП) низкого (до 1,6 МПа), среднего (1,6 – 6,3 МПа) и высокого (6,3 – 20 МПа) давлений. Первые чаще применяются в шлифовальных, расточных и других станках для чистовой обработки, где нагрузки невелики; последние – в мощных протяжных и строгальных станках. Наиболее широко распространены приводы среднего давления.

1.9.2 Первичной частью ГП является *насос* – агрегат, осуществляющий подачу масла в систему, вторичной – *гидродвигатель* (гидроцилиндр, гидромотор), предназначенный для преобразования напора (давления) масла, созданного насосом, в механическую работу.

В ГП также входят:

- *направляющая* аппаратура, предназначенная для управления гидропотоками;
- *регулирующая* аппаратура, предназначенная для регулирования скорости движения рабочих органов, предохранения системы от перегрузки и т.д.;

- *вспомогательные элементы: трубопроводы, уплотнения, фильтры, баки и т.д.*

1.9.3 Принцип работы ГП основан на использовании энергии потока масла, находящегося под давлением. При этом давление в приводе может быть создано лишь при наличии определенного сопротивления потоку масла.

Необходимое усилие  $P$  на исполнительном элементе ГП обеспечивается подачей масла под соответствующим давлением  $p$ .

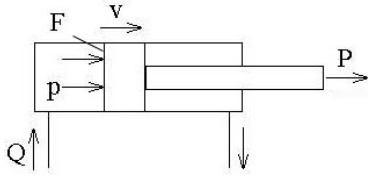


Рис. А7

К примеру, для гидроцилиндра (рис. А7) имеем:  $P = p \cdot F$ , откуда  $p = P/F$ , где  $F$  – площадь его поршня.

Количество подаваемого в единицу времени масла (подача)  $Q$  в гидродвигатель обеспечивает необходимую скорость  $v$  движения рабочего органа. Так, для цилиндра, если пренебречь утечками:  $v \approx Q / F$ , откуда  $Q \approx v \cdot F$ . В формулах:  $P$  в Н;  $p$  в Па;  $F$  в  $m^2$ ;  $v$  в м/с;  $Q$  в  $m^3/с$ .

1.9.4 Система циркуляции масла в ГП может быть разомкнутой или замкнутой.

В ГП с *разомкнутым* потоком отработавшее масло из силовой части привода сливается в бак, откуда вновь подается насосом в привод.

В ГП с *замкнутым* потоком отработавшее масло поступает во всасывающую полость насоса.

1.9.5 Аппараты гидроприводов по виду присоединения делят на резьбовые и стыковые.

В аппаратах *резьбового* исполнения (рис. 3.1,а; 4.1 и др.) отверстия для подключения линий выполнены непосредственно в корпусе аппарата и имеют коническую резьбу.

В аппаратах *стыкового* исполнения все присоединительные отверстия выводятся на стыковую плоскость и заканчиваются углублениями под уплотнительные кольца, а соединение с гидросистемой осуществляется через специальные панели или промежуточные плиты.

В настоящее время широко распространены гидроаппараты *модульного монтажа* (рис. 7.3), имеющие по две стыковые плоскости (сверху и снизу корпуса) с одинаковыми координатами присоединительных отверстий. Это позволяет устанавливать различные аппараты один на другой в вертикальный столбик (пакет), замыкаемый сверху распределителем, плитой связи или плитой-заглушкой. Пакет устанавливается на специальной монтажной плите, которая имеет сверху отверстия для крепления пакета и подвода масла к нему, снизу – отверстия для подключения трубопроводов, связывающих пакет с насосной установкой и гидродвигателем, а сбоку – сквозные горизонтальные каналы для соединения с другими плитами.

1.9.6 Гидроаппараты различают по диаметрам условных проходов.

*Условный проход* – это округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединительного трубопровода.

По ГОСТ 16516-80 (СТ СЭВ 522-77):

Условный проход	Диапазон действительных внутренних диаметров, мм	Условный проход	Диапазон действительных внутренних диаметров, мм
...	...	5,0	4,5 -5,7
2,0	1,8-2,3	6,0	5,7 -7,2
2,5	2,3-2,8	8,0	7,2 -9,0
3,0	2,8-3,6	10,0	9,0-11,0
4,0	3,6-4,5	...	...

Каждому диаметру условного прохода соответствует определенная величина номинального расхода масла, проходящего через трубопровод со скоростью, соответствующей рекомендациям стандартов.

## 2 НАСОСЫ

*Подача масла, т.е. количество нагнетаемого им масла в единицу времени,*

$$Q = Q_t \cdot \eta_0,$$

где  $Q_t$  – *идеальная подача* насоса (расчетная, теоретическая);  $\eta_0$  – *коэффициент подачи* насоса, учитывающий утечки жидкости и подсосы воздуха. Нередко смешивают понятия "коэффициент подачи" и "объемный КПД", хотя последнее – это отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками. По величине эти коэффициенты практически равны и далее они будут обозначаться одинаково.

Подача насоса с ростом давления убывает.

$$Q_t = W \cdot n = w \cdot z \cdot n,$$

где  $W$  – *рабочий объем насоса* – сумма изменений объемов его рабочих камер за один оборот вала; *рабочая камера* насоса – изолированное пространство, образованное деталями насоса, с периодически увеличивающимся

и уменьшающимся при работе насоса объёмом и сообщаемое со всасывающим и нагнетательным каналами;  $w$  – объём одной рабочей камеры;  $z$  – число камер;  $n$  – частота вращения вала насоса.

Если  $Q_T$  в л/мин;  $W$  и  $w$  в мм<sup>3</sup>;  $n$  в мин<sup>-1</sup> или об/мин; то

$$Q_T = w \cdot z \cdot n \cdot 10^{-6}.$$

Мощность, отдаваемая насосом (эффективная мощность) в кВт:  $N = \frac{p \cdot Q}{60} = N_T \cdot \eta,$

где  $p$  – давление в МПа, развиваемое насосом;  $Q$  – его подача в л/мин;  $N_T$  – потребляемая мощность, кВт;

$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_r$  – полный (эффективный) КПД насоса;  $\eta_o$  – объёмный КПД насоса;

$\eta_m = 0,75 - 0,9$  – механический КПД насоса;

$\eta_r$  – гидравлический КПД насоса; для современных насосов принимают  $\eta_r \approx 1$ .



Рис. 1.5. Условные обозначения гидронасосов:  
а - нерегулируемый насос; б, в - регулируемый с постоянным /б/ или переменным /в/ направлением потока

Условные обозначения насосов, используемые в схемах, приведены на рис. 1.5.

## 2.1 Шестерённые насосы

Простейший насос (рис.1.1,а) состоит из двух сцепляющихся цилиндрических колёс, вращающихся в корпусе при малых зазорах между шестернями и стенками. При выходе зубьев из зацепления образуется разрежение, вызывающее засасывание масла из бака; при вступлении зубьев в зацепление масло вытесняется из впадин и происходит нагнетание.

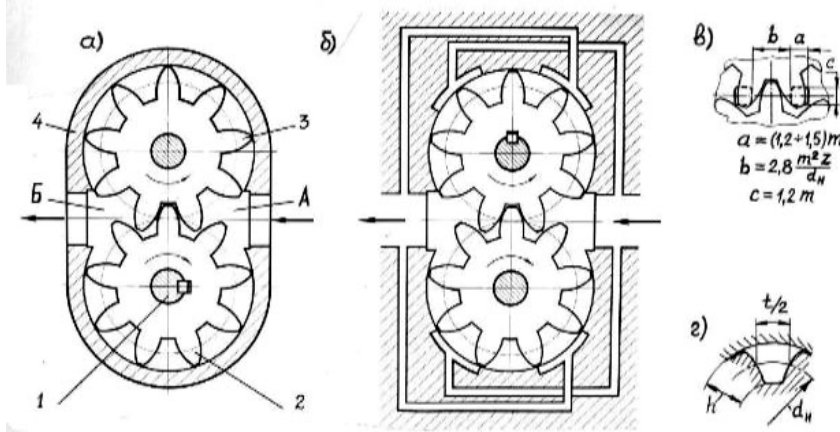


Рис. 1.1. Шестерённые гидронасосы:

а - схема действия: 1 - приводной вал; 2,3 - зубчатые колёса; 4 - корпус; А,Б - камеры всасывания и нагнетания;  
б - насос "уравновешенной" конструкции; в - карманы для устранения "запирания" масла; г - схема к расчёту подачи насоса

Большие радиальные нагрузки устраняются в насосах уравновешенной конструкции (рис.1.1,б). Запертый объём разгружается с помощью канавок небольшой глубины, выполненных на крышках насоса (рис.1.1,в).

Идеальная подача насоса в л/мин  $Q_T = w \cdot z \cdot n \cdot 10^{-6}$ .

Поскольку  $w = F \cdot B$ ,  $F \approx h \cdot \frac{t}{2} \approx 2m \cdot \frac{\pi \cdot m}{2} = \pi \cdot m^2$ , (рис.1.1,г),  $z = 2 \cdot Z_{ш}$ , то

$$Q_T = 2\pi \cdot m^2 \cdot B \cdot Z_{ш} \cdot n \cdot 10^{-6},$$

где  $h$ ,  $t$ ,  $m$ ,  $B$  – соответственно, высота зуба, шаг по начальной окружности, модуль и ширина шестерён в мм;  $Z_{ш}$  - число зубьев каждой из двух шестерён.

В насосах для высоких давлений применяют устройства для автоматического уплотнения шестерён по торцам; насосы выпускаются многоступенчатыми. Для увеличения подачи применяют многшестерённые насосы (число шестерён – до 7).

## 2.2 Аксально-поршневые насосы

Масло подается с помощью цилиндров, размещённых в блоке 4 (рис. 1.2). Поршни 12 цилиндров через шатуны 5 связаны с шайбой 7. Блок и шайба синхронно вращаются вокруг осей I-I и II-II, наклонённых одна к другой под углом  $\delta$ . В результате этого поршни получают возвратно-поступательное движение и, когда ци-

Недостатки насосов:

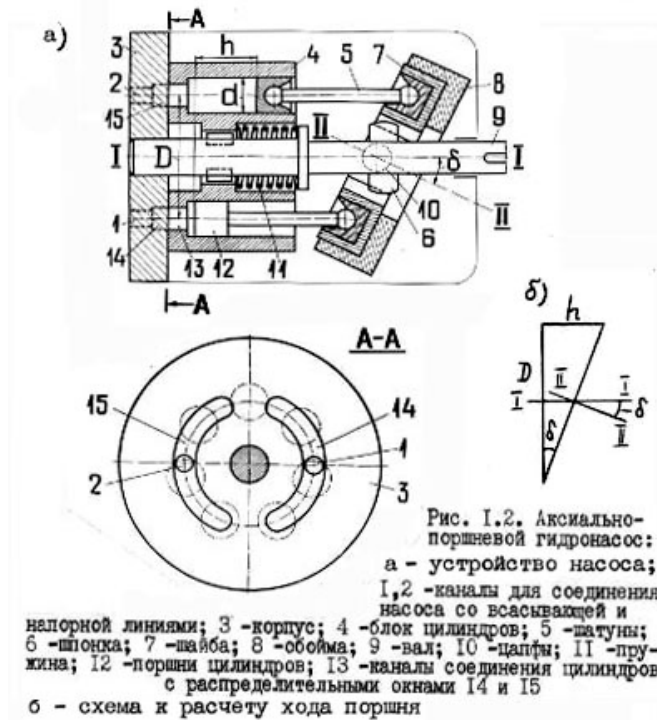
а) значительная пульсация масла (до 15%).

б) большие радиальные нагрузки на шестерни;

в) "запирание" масла во впадинах между зацепляющимися зубьями, в результате чего в этих впадинах возникает при вращении шестерён высокое давление (компрессия) жидкости, которое вызывает дополнительную нагрузку подшипников, приводит к нагреванию жидкости и к повышению шума.

Для улучшения равномерности работы применяют колёса косозубые или шевронные.

линдры при вращении блока переходят из нижнего положения в верхнее, происходит всасывание, когда из верхнего в нижнее - нагнетание.



Масло поступает в цилиндры и вытесняется из них через отверстия 13, которые при вращении блока перемещаются над распределительными окнами 14 и 15, соединёнными через каналы 1 и 2 с напорной и всасывающей гидролиниями.

Насосы выпускаются в нерегулируемом и регулируемом исполнениях. У первых обойма 8 жестко связана с корпусом и угол  $\delta$  не меняется. У регулируемых обойма 8 смонтирована в корпусе на цапфах 10, что позволяет изменять угол  $\delta$ , а значит и подачу насоса.

Идеальная подача насоса в л/мин:

$$Q_T = w \cdot z \cdot n \cdot 10^{-6},$$

где  $w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h$  - объём одного цилиндра;

$z$  - число цилиндров.

$$T.к. \text{ ход поршня } h = D \cdot \operatorname{tg} \delta,$$

$$\text{то } w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg} \delta \quad \text{и}$$

$$Q_T = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot D \cdot z \cdot n \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot 10^{-6}.$$

### 2.3 Радиально-поршневые насосы

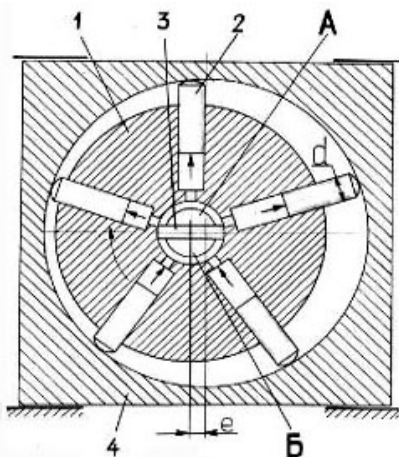


Рис. 1.3. Радиально-поршневой гидронасос:  
 I - ротор; 2 - поршни цилиндров; 3 - разделительная пластина; 4 - обойма статора; А, Б - камеры всасывания и нагнетания

Ротор 1 (рис. 1.3) вращается вокруг своей оси. Обойма 4 статора, которой касаются головки поршней 2 цилиндров, расположена относительно ротора с эксцентриситетом  $e$ . При повороте ротора на  $180^\circ$  очередной поршень, выдвигаясь от центра, обеспечивает засасывание масла в цилиндр из полости всасывания А, расположенной внутри ротора над разделительной пластиной 3. При повороте ротора на следующие  $180^\circ$  поршень перемещается к центру и вытесняет масло в полость нагнетания Б, расположенную также внутри ротора.

За один оборот ротора поршень совершает ход  $h = 2e$ . Меняя эксцентриситет  $e$ , меняют подачу насоса. При  $e = 0$  масло не подается. При изменении знака  $e$  направление потока масла меняется.

Идеальная подача насоса в л/мин  $Q_T = w \cdot z \cdot n \cdot 10^{-6}$ ,

где  $z$  - число цилиндров (поршней), обычно  $z = 5-9$  в одном ряду, число рядов - до 3;

$$w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2e = \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot e \quad \text{и}$$

$$Q_T = \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot e \cdot z \cdot n \cdot 10^{-6}.$$

Для обеспечения функционирования насос комплектуется системой клапанов, системой управления подачей и подпиточным насосом.

### 2.4 Пластинчатые насосы двойного действия

Ротор с наклонными пластинами вращается в статорном кольце 2 (рис. 1.4, а). Расточка статорного кольца имеет профиль в виде эллипса. При работе насоса пластины под действием центробежных сил и давления масла, подводимого под их основания, прижимаются к профилю расточки кольца. В статоре 1 имеются четыре окна, два из которых (см. на рис. позиции 3 и 5) - для всасывания, а два (поз. 4 и 6) - для нагнетания масла.

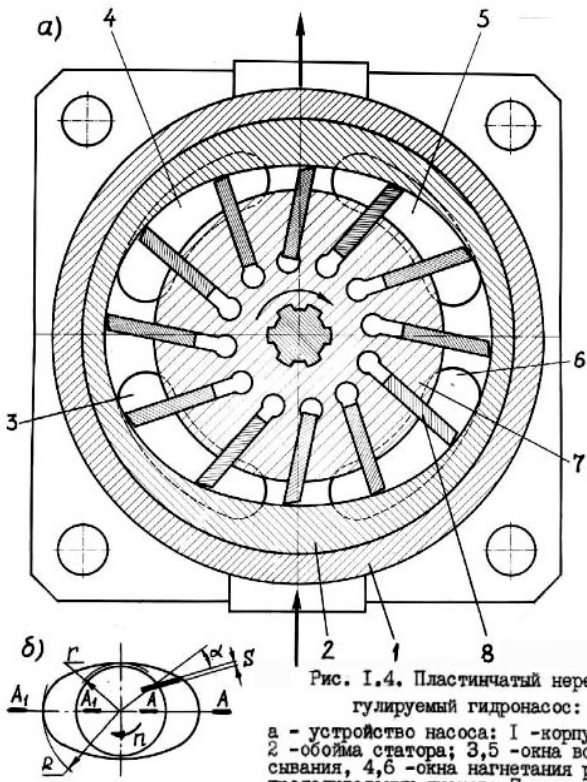


Рис. 1.4. Пластинчатый регулируемый гидронасос:  
 а - устройство насоса: 1 - корпус; 2 - обойма статора; 3, 5 - окна всасывания; 4, 6 - окна нагнетания распределительных дисков; 7 - ротор; 8 - пластины;  
 б - схема к расчёту подачи насоса

Пластины расположены под углом  $\alpha = 13-15^\circ$  при диаметре ротора до 85 мм и  $7-8^\circ$  – при диаметре до 140 мм. Благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах и уменьшается эффект заклинивания пластин в пазах. Наклон к радиусу позволяет обеспечить такое направление реакции действия статора на пластину, при котором силы трения вызывают минимальные изгибающие напряжения. Угол  $\alpha$  принимают равным углу трения.

Для расчёта идеальной подачи насоса воспользуемся его упрощенной схемой (рис. 1.4, б).

За каждый оборот ротора через сечение А-А проходят все объёмы, заключённые между пластинами, и если не учитывать объёма пластин, то из окна всасывания в окно нагнетания переходит объём масла, равный объёму кольца с радиусами - наружным R и внутренним r и шириной B, т.е.  $\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot B$ .

За один оборот ротора совершается два рабочих цикла, поэтому масла подается  $2 \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot B \cdot n$ , а в минуту –  $2 \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot B \cdot n$ .

Объём одной пластины  $(R-r) \cdot B \cdot S / \cos \alpha$ , а объём всех пластин, проходящих через сечения А-А и А<sub>1</sub>-А<sub>1</sub> в минуту –  $\frac{2 \cdot (R-r) \cdot B \cdot S \cdot z \cdot n}{\cos \alpha}$ .

Идеальная подача в л/мин равна  $Q_T = \left[ 2 \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot B \cdot n - \frac{2 \cdot (R-r) \cdot B \cdot S \cdot z \cdot n}{\cos \alpha} \right] \cdot 10^{-6}$  или

$$Q_T = 2 \cdot B \cdot n \cdot (R-r) \cdot \left[ \pi \cdot (R+r) - \frac{S \cdot z}{\cos \alpha} \right] \cdot 10^{-6}$$

### 3 ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Различают гидродвигатели:

- а) с неограниченным ходом – гидромоторы;
- б) с ограниченным ходом – гидроцилиндры и гидродвигатели.

#### 3.1 Гидромоторы

3.1.1 Гидромоторы преобразуют энергию потока жидкости в механическую энергию вращательного движения выходного вала. Конструкции ряда гидромоторов схожи с конструкциями насосов.

Для действия гидромоторов в их рабочие органы надо подавать масло от насоса.

Теоретическое и фактическое значения крутящего момента гидромотора (Н м):

$$M_T = \frac{\Delta p \cdot W}{2\pi} \cdot 10^{-3}, \quad M = M_T \cdot \eta_M,$$

теоретическое и фактическое значения подачи масла в гидромотор (л/мин), необходимой для обеспечения частоты вращения его вала n (об/мин или мин<sup>-1</sup>):

$$Q_T = W \cdot n \cdot 10^{-6}, \quad Q = \frac{Q_T}{\eta_o}, \quad \text{соответственно: } n = \frac{Q \cdot \eta_o}{W} \cdot 10^6.$$

В формулах:  $\Delta p$  – перепад давления в камерах гидромотора, МПа;

Примечание. Далее вместо  $\Delta p$  может рассматриваться p – рабочее давление – при допущении, что противодействие равно 0 (как это сделано, например, в п. 1.9);

W – рабочий объём гидромотора – сумма изменений объёмов его рабочих камер за один оборот вала, мм<sup>3</sup> (в справочниках – см<sup>3</sup>);

$\eta_M$  – механический КПД;  $\eta_o$  – коэффициент подачи.

Теоретическое и фактическое значения мощности на валу гидромотора (кВт):

$$N_{\tau} = \frac{M_{\tau} \cdot n}{9552,2} = \frac{\Delta p \cdot Q_{\tau}}{60}, \quad N = N_{\tau} \cdot \eta,$$

где  $\eta$  – КПД гидромотора.

Условные обозначения гидромоторов показаны на рис. 2.4.



3.1.2 Рассмотрим принцип действия аксиально-поршневого гидромотора поясняется рис. 2.2 в совокупности с рис. 1.2.

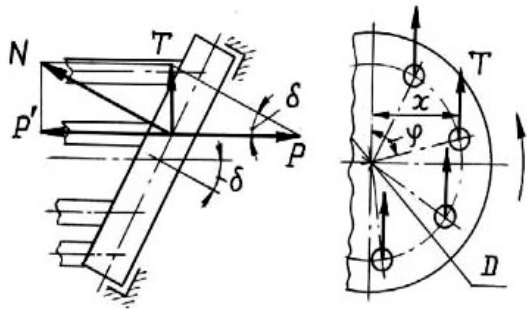


Рис. 2.2. Схема сил, действующих в аксиально-поршневом гидромоторе /дополнение к рис. 1.2./

Если масло под давлением  $p$  подводится по каналу 2 через окно 15 к цилиндрам, расположенным в передней половине блока (см. рис. 1.2), то поршень каждого из этих цилиндров давит на шайбу с силой  $P = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ .

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Такая же сила ( $P'=P$ ) действует на поршень со стороны шайбы. Силу  $P'$  можно разложить на две составляющие: нормальную к плоскости направляющих шайбы  $N$  и вертикальную (тангенциальную)  $T$ . Составляющая  $T = P \cdot \operatorname{tg} \delta$  создаёт крутящий момент на плече  $x = \frac{D}{2} \cdot \sin \varphi$ , где  $\varphi$  – мгновенное значение угла расположения оси поршня. Все поршни, работающие в зоне нагнетания, создают суммарный крутящий момент на валу гидромотора.

Аксиально-поршневые гидромоторы весьма компактны, имеют меньший момент инерции, чем радиально-поршневые, более удобны при монтаже и ремонте, что обусловило большое их распространение.

3.1.3 Принцип действия радиально-поршневого гидромотора (рис. 2.3, а также 1.3).

При подводе масла под давлением  $p$  под основание поршня на нём развивается сила  $P = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ .

Такая же сила ( $P'=P$ ) действует на поршень со стороны корпуса, т.е.  $P'=P$ . Силу  $P'$  можно разложить на две составляющие:  $N$  – нормальную и  $T$  – перпендикулярную к  $P'$ .

$T = P \cdot \operatorname{tg} \delta$ , где  $\delta$  – угол, зависящий от величины эксцентриситета  $e$  и положения поршня. Сила  $T$  создает на плече  $\rho$  крутящий момент. Все поршни, работающие в зоне нагнетания, создают суммарный крутящий момент на валу гидромотора.

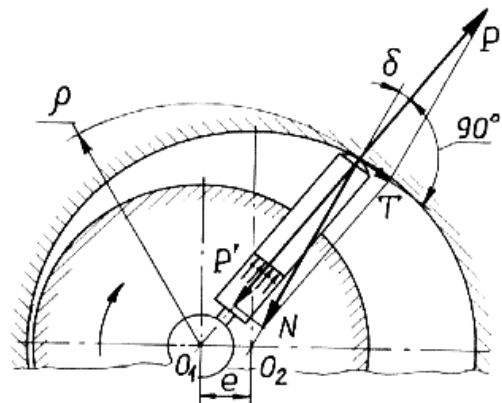


Рис. 2.3. Расчётная схема радиально-поршневого гидромотора /дополнение к рис. 1.3./

### 3.2 Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели

Эти агрегаты являются гидродвигателями возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения, преобразующими энергию потока жидкости в механическую энергию перемещающегося поршня (корпуса цилиндра) или шибера с валом.

В станках и других технологических машинах широко применяются *поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонними и двухсторонними штоками* (рис. 2.5,а,б,в,г). Штоки могут быть подвижными и неподвижными. При неподвижном штоке подвод масла может осуществляться через него или с помощью гибких шлангов.

Рассмотрим схему гидроцилиндра с односторонним штоком (рис. 2.5,а).



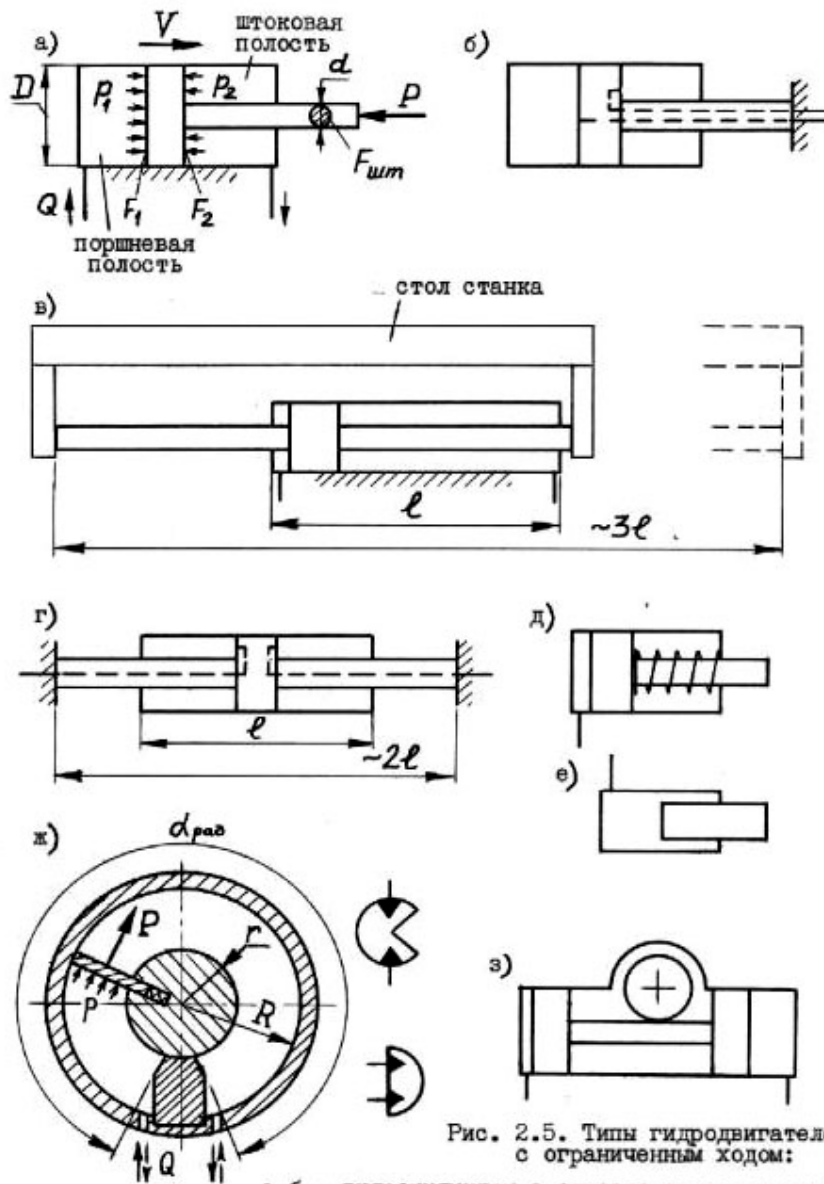


Рис. 2.5. Типы гидродвигателей с ограниченным ходом:

а, б - гидроцилиндры с односторонними штоками; в, г - гидроцилиндры с двухсторонними штоками; д - гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной; е - плунжерный гидроцилиндр; ж - шиберный поворотный гидродвигатель - схема действия и варианты условных обозначений; з - поршневой поворотный гидродвигатель

На схеме:

$p_1$  и  $p_2$  – рабочее давление и противодействие;

$D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока;

$F_{шт}$  – площадь сечения штока;  $F_{шт} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ ;

$F_1$  и  $F_2 = F_1 - F_{шт}$  – рабочие площади поршня в поршневой и штоковой полостях:

$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ ;  $F_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$ ;

$P = R + S$  – развиваемая сила, где  $R$  – сила технологического сопротивления, а  $S$  – сила трения в уплотнениях цилиндра.

**$p_1 \cdot F_1 = p_2 \cdot F_2 + R + S$  – уравнение равновесия сил на поршне.**

Очевидно:

$$p_1 = \frac{p_2 \cdot F_2 + R + S}{F_1} = \frac{p_2 \cdot (F_1 - F_{шт}) + R + S}{F_1}.$$

Скорости перемещения поршня вправо и влево, если пренебречь утечками, равны:

$$v_1 \approx \frac{Q}{F_1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}; \quad v_2 \approx \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{F_1 - F_{шт}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}. \quad \text{При этом: } v_1 < v_2.$$

Соотношения скоростей перемещения поршня вправо и влево зависят от соотношения рабочих площадей поршня:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{D^2 - d^2}{D^2} \quad \text{или} \quad \frac{v_1}{v_2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2.$$

Обычно  $d = (0,25-0,4) \cdot D$ , при этом  $v_1/v_2 = 0,94-0,84$ .

В цилиндрах с двухсторонним штоком  $v_1=v_2$ , но осевые размеры таких цилиндров больше.

Кроме цилиндров *двухстороннего* действия используются также цилиндры *одностороннего* действия (рис. 2.5,д,е) и *поворотные гидродвигатели*.

Рассмотрим *шиберный* поворотный гидродвигатель (рис. 2.5,ж). В нём шибер (или лопасть) с валом совершает возвратно-поворотные движения.

Развиваемые окружная сила на шибере в Н и крутящий момент в Н·м:

$$P = p \cdot B \cdot (R - r), \quad M = P \cdot \frac{R + r}{2} \cdot \eta_m \cdot 10^{-3} = p \cdot B \cdot \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot \eta_m \cdot 10^{-3},$$

где  $\eta_m$  – механический КПД гидродвигателя;  $B$  – ширина шибера;  $B, R, r$  – в мм;  $p$  – в МПа.

$$\text{Частота качаний в минуту вала гидродвигателя} \quad n = \frac{Q \cdot \eta_o}{W} \cdot 10^6,$$

где  $Q$  – подача масла в л/мин;

$\eta_o$  – коэффициент подачи;

$W$  – рабочий объём гидродвигателя в мм<sup>3</sup> (или пропускная способность).

$$W = \alpha_p \cdot \frac{R + r}{2} \cdot B \cdot (R - r) = \alpha_p \cdot \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot B,$$

где  $\alpha_p$  – угол поворота шибера в радианах ( $\alpha_p = \alpha \cdot \frac{\pi}{180}$ , здесь  $\alpha$  в градусах).

На рис. 2.5,з показан *поршневой* поворотный гидродвигатель, в котором имеется цилиндр со штоком-рейкой для привода речного колеса с выходным валом.

### 3.3 Дифференциальное включение цилиндра с односторонним штоком

Гидроцилиндр с односторонним штоком при определённых диаметрах поршня и штока, подключенный по т.н. дифференциальной схеме (рис. А8), позволяет *обеспечить требуемое соотношение скоростей прямого и обратного ходов*, в т.ч. обеспечить их равенство.

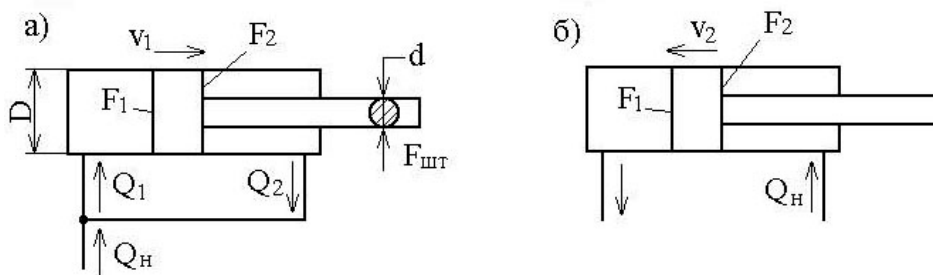


Рис. А8

а) обе полости сообщаются, поршень движется вправо, подача масла в поршневую полость равна:

$$Q_1 = Q_n + Q_2,$$

где  $Q_n$  – подача масла от насоса,

$Q_2$  – объём масла, вытесняемого из штоковой полости в единицу времени.

$$\text{Очевидно: } v_1 = \frac{Q_1}{F_1} = \frac{Q_2}{F_2}.$$

Преобразуем с учётом этого выражение для подачи масла:

$$v_1 \cdot F_1 = Q_n + v_1 \cdot F_2, \text{ откуда}$$

$$v_1 = \frac{Q_n}{F_1 - F_2} = \frac{Q_n}{F_{шт}}$$

б) поршень движется влево:

$$v_2 = \frac{Q_n}{F_2} = \frac{Q_n}{F_1 - F_{шт}}$$

Чтобы  $v_1 = v_2$ , должно быть  $Q_H/F_{шт} = Q_H/(F_1 - F_{шт})$  и  $2 \cdot F_{шт} = F_1$  или  $F_{шт} = 0,5 \cdot F_1$ , откуда  $d^2 = 0,5 \cdot D^2$  и  $d \approx 0,71 \cdot D$ .

При  $d = 0,3 \cdot D$   $v_1/v_2 \approx 10$ .

### 3.4 Вариант конструкции гидроцилиндра и рекомендации по расчёту размеров цилиндров

3.4.1. На рис. 2.6 представлен вариант конструкции гидроцилиндра с односторонним штоком. В конструкции обеспечивается торможение в конце хода поршня в любую сторону, для чего предусмотрены: специальный выступ с правой стороны поршня и тормозное кольцо с левой, которые, входя в расточки крышек в конце хода, затрудняют выход масла из соответствующей полости. В результате скорость поршня уменьшается.

Для выпуска воздуха из полостей цилиндра в крышках могут быть выполнены специальные отверстия, заглушаемые резьбовыми пробками.

Условные обозначения некоторых гидроцилиндров приведены на рис. 2.7.

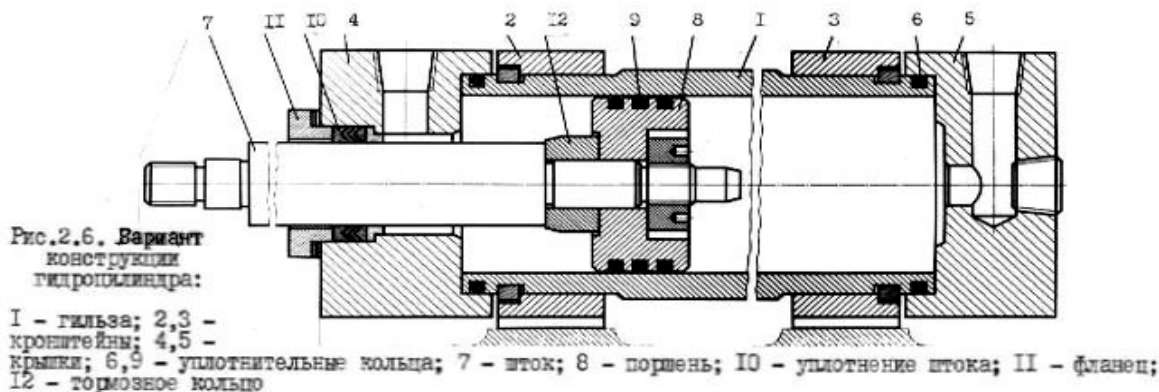


Рис. 2.6. Вариант конструкции гидроцилиндра:

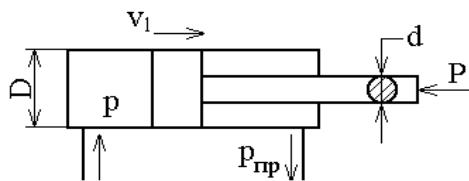
1 - гильза; 2, 3 - кронштейны; 4, 5 - крышки; 6, 9 - уплотнительные кольца; 7 - шток; 8 - поршень; 10 - уплотнение штока; 11 - фланец; 12 - тормозное кольцо



Рис. 2.7. Условные обозначения гидроцилиндров: а-г - с постоянным /а, б/ и регулируемым /в, г/ торможением в конце хода со стороны поршня /а, в/ и с двух сторон /б, г/; д - дифференциального

3.4.2. При расчёте размеров цилиндров с односторонним штоком следует учитывать, при каком ходе штока – прямом или обратном – преодолевается технологическая нагрузка. Так, усилие на штоке цилиндра (равное преодолеваемому цилиндром сопротивлению  $P$ ) будет:

а) при толкающем штоке

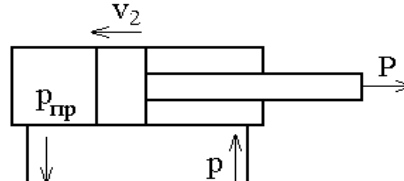


$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - p_{пр} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{p - p_{пр} \cdot (1 - a^2)}},$$

б) при тянущем штоке



$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} - p_{пр} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{p \cdot (1 - a^2) - p_{пр}}},$$

где  $p$  и  $p_{пр}$  – рабочее давление и противодавление;

$a = d/D$ . Для рыночных цилиндров  $a = 0,25-0,4$ , для дифференциального цилиндра, обеспечивающего равенство скоростей прямого и обратного ходов ( $v_1 = v_2$ ),  $a \approx 0,71$ .

В выражениях:  $d$  и  $D$  в мм,  $P$  в Н,  $p$  и  $p_{пр}$  в МПа.

Для обеспечения требуемого соотношения скоростей  $v_1/v_2$ :

при обычном подключении цилиндра:  $a = \sqrt{1 - \frac{v_1}{v_2}}$ , при дифференциальном:  $a = \sqrt{\frac{1}{1 + v_1/v_2}}$ .

После определения диаметра поршня определяется диаметр штока:  $d = a \cdot D$ .

Значения диаметров поршней и штоков должны выбираться из рядов, установленных ГОСТами.

После определения  $D$  и  $d$  следует выполнить некоторые проверки.

К примеру: в цилиндрах следует выдерживать  $l/D=18-20$ , где  $l$  - ход штока цилиндра. Если  $l/D > 20$ , то возможно при работе возникновение вибраций и автоколебаний из-за наличия в цилиндре значительного объема масла и его сжимаемости. В этом случае можно увеличить  $D$ , а если это нецелесообразно, то следует применить вместо цилиндра гидромотор с винтовой или реечной передачей.

Сжимаемость масла в цилиндре приводит к запаздыванию движения его штока; время запаздывания ( $c$ ) будет:

$$t = \frac{F \cdot H \cdot \Delta p}{E \cdot Q} \cdot 6 \cdot 10^{-5}$$

где  $F$  – площадь поршня, мм<sup>2</sup>;  $H$  - высота сжимаемого столба масла, мм;  $E$  - модуль упругости масла, МПа;

$\Delta p$  – изменение давления масла в рабочей камере цилиндра, обеспечивающее начало движения штока, МПа;

$Q$  – подача масла в цилиндр, л/мин.

Время  $t$  может быть значительным.

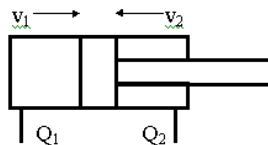
К примеру, при  $D=125$  мм,  $H=600$  мм,  $E=1400$  МПа,  $\Delta p=4$  МПа,  $Q=0,3$  л/мин, будет  $t=4,2$  с.

В связи с этим, при необходимости обеспечения плавности движения, особенно при малых скоростях, отношение  $l/D$  должно быть значительно меньшим.

При работе толкающего цилиндра его шток нагружается значительными сжимающими усилиями, под действием которых может возникнуть прогиб штока (потеря устойчивости), а при дальнейшем увеличении нагрузки – разрушение цилиндра. Во избежание этого необходимо придерживаться определенных соотношений между величиной хода, диаметром штока и сжимающей нагрузкой при учете способа закрепления цилиндра.

При  $v > 18$  м/мин (в точных станках –  $> 8$  м/мин) в конце хода необходимо предусматривать торможение поршня для исключения резких ударов его о крышку цилиндра.

3.4.3. Для обеспечения требуемых скоростей в цилиндр с односторонним штоком должна обеспечиваться подача масла:



- при прямом ходе поршня (на рис. – вправо):  $Q_1 = \frac{v_1 \cdot \pi \cdot D^2}{4000 \cdot \eta_0}$ ,

- при обратном:  $Q_2 = \frac{v_2 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{4000 \cdot \eta_0}$  ( $Q$ , л/мин;  $v$ , м/мин;  $D$  и  $d$ , мм).

Для цилиндров с резинотканевыми и резиновыми уплотнениями (см. п. 7.2) практически коэффициент подачи (объемный КПД)  $\eta_0 = 1$ . При уплотнении поршня разрезными металлическими кольцами  $\eta_0 = 0,98 - 0,99$ .

Если скорость хода (прямого, обратного, того и другого) должна регулироваться, то следует рассчитывать подачи масла при наибольших скоростях.

## 4 НАПРАВЛЯЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА

Направляющие гидроаппараты изменяют направление потока масла путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения. В зависимости от типа применяемого для этой цели запорно-регулирующего элемента различают аппараты золотниковые, крановые и клапанные. К направляющим аппаратам относятся направляющие распределители, обратные клапаны, гидрозамки и некоторые другие аппараты (клапаны выдержки времени, клапаны последовательности и пр.). В функции направляющих аппаратов также могут использоваться некоторые гидроклапаны давления.

### 4.1 Направляющие гидрораспределители

Распределители предназначены для изменения направления, а также пуска и останова потока масла в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

#### 4.1.1 Золотниковые направляющие распределители

В таких распределителях запорно-регулирующими элементами являются цилиндрические или плоские золотники, получающие прямолинейное перемещение.

В зависимости от числа фиксированных позиций золотника распределители могут быть двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.

В зависимости от числа внешних гидролиний, поток в которых управляется аппаратом, различают распределители двухлинейные, трехлинейные и т.д. (рис. 3.2).

На рис. 3.1,а,б показаны конструктивная и абстрактная схемы четырехлинейного трехпозиционного (4/3) распределителя с цилиндрическим золотником и электромагнитным управлением.

Золотник (плунжер) распределителя в среднее положение устанавливается пружинами, в крайние – толкающими электромагнитами. В крайних положениях золотника напорная гидродлиния соединяется с одним из выходных каналов (В или Г), соответственно другой канал соединяется со сливной линией.

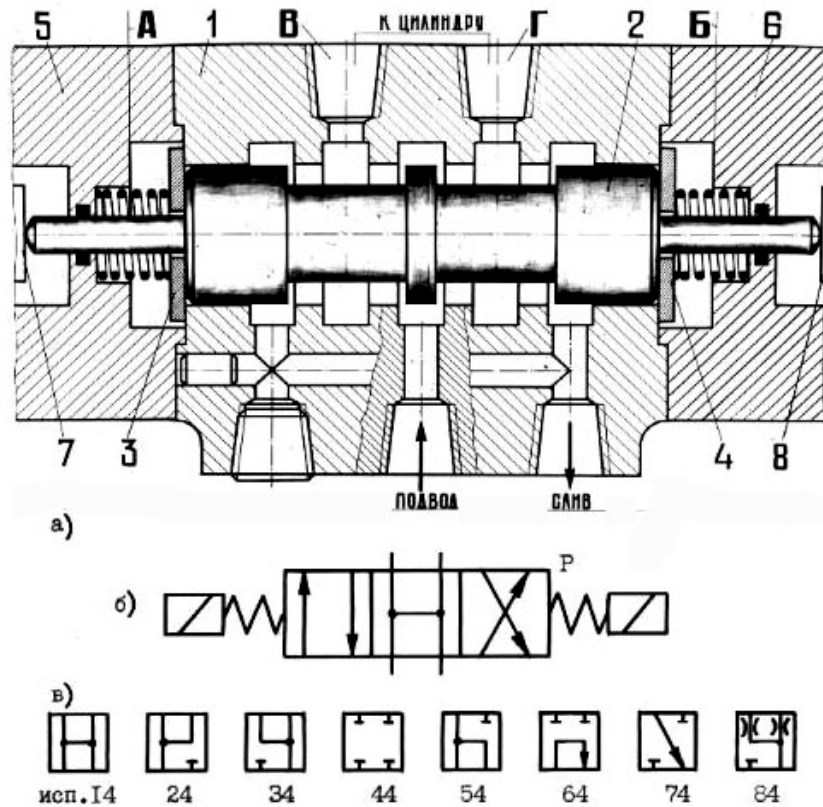


Рис. 3.1. Четырехлинейные трехпозиционные гидрораспределители: а, б - конструктивная схема /а/ и условное обозначение /б/ распределителя с электромагнитным управлением: 1 - корпус; 2 - цилиндрический золотник или плунжер; 3, 4 - шайбы; 5, 6 - фланцы; 7, 8 - электромагниты; в - варианты некоторых исполнений распределителей по гидросхеме /средняя позиция/

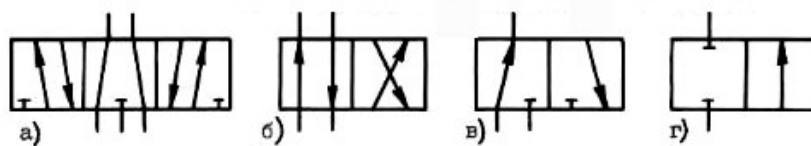


Рис. 3.2. Некоторые варианты распределителей, различающихся числом линий:

а - пятилинейный; б - четырехлинейный; в - трехлинейный; г - двухлинейный

Возможно значительное число вариантов соединений линий при средней позиции золотника распределителя, обеспечиваемых при соответствующих осевых размерах буртов и проточек золотника. Некоторые варианты соединений линий показаны на рис. 3.1,в.

Если из рассматриваемой конструкции удалить пружины, распределитель станет двухпозиционным (рис. 3.2,б).

Некоторые виды управления переключением распределителей показаны на рис. 3.3.

#### 4.1.2 Крановые распределители

В таких распределителях запорно-регулирующими элементами являются поворотные краны. На рис. 3.4 показан распределитель 4/2 с ручным управлением (кран управления). Направление потока жидкости изме-

няется при повороте крана на 45°. Поворотные краны управляются, как правило, вручную или от подвижных упоров.

## 4.2 Обратные клапаны

Предназначены для свободного пропускания масла только в одном направлении. Варианты конструкций и условное обозначение клапанов приведены на рис. 3.5. Несколько типовых случаев применения обратных клапанов в гидросистемах показано на рис. 3.6.

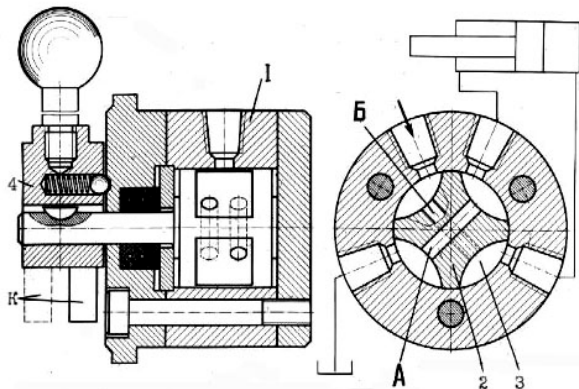
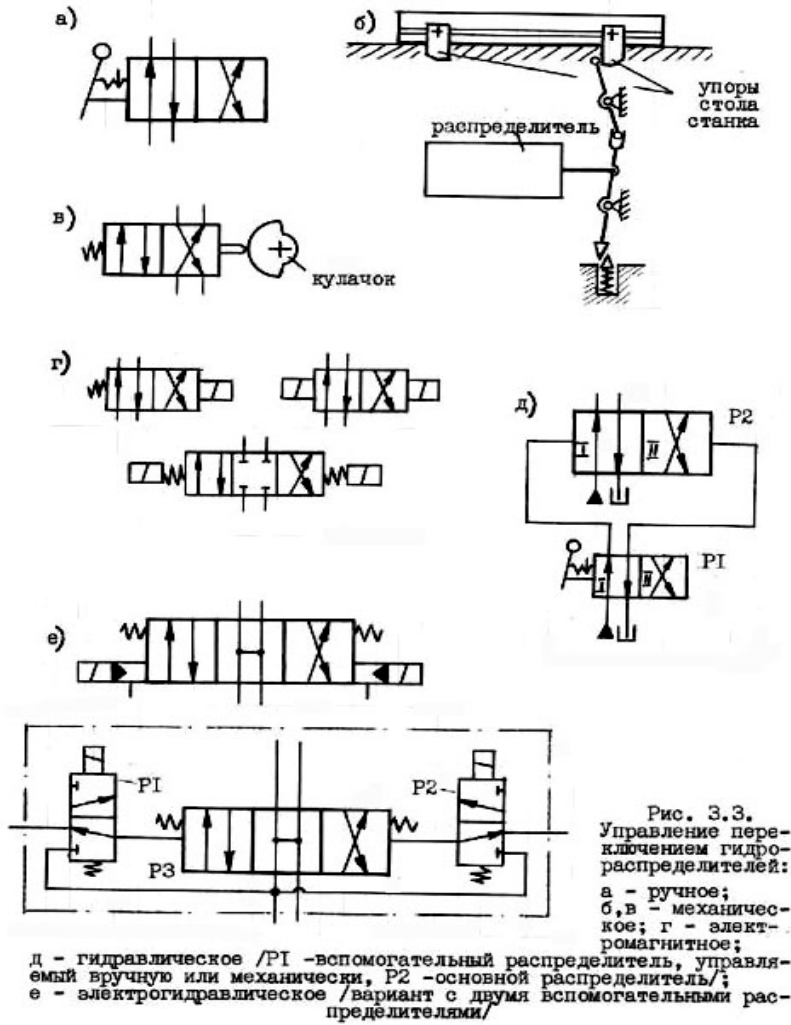


Рис. 3.4. Крановый гидрораспределитель:  
 1 - корпус; 2 - кран /пробка/ с выемками 3 и сверлениями А и Б;  
 4 - ступица рукоятки с выступами К для переключения от упоров

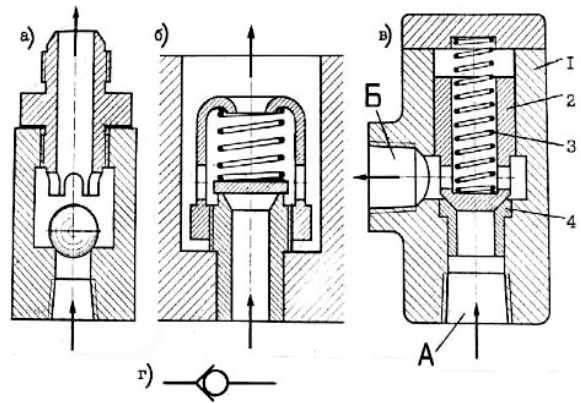


Рис. 3.5. Обратные гидроклапаны: а - шариковый; б - пластинчатый;  
 в - поршневой: 1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - пружина; 4 - втулка с коническим седлом; А, Б - подводное и отводное отверстия;  
 г - условное обозначение обратного клапана

## 4.3 Гидравлические замки

Гидрозамок – это обратный управляемый клапан, предназначенный для пропускания потока масла:

- а) в одном направлении и запираении в обратном – в случае отсутствия управляющего воздействия;
- б) в обоих направлениях – при наличии управляющего воздействия.

Различают гидрозамки односторонние и двусторонние, у первых – один запорно-регулирующий элемент, у вторых – два.

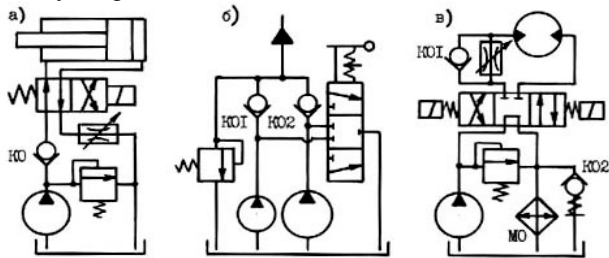


Рис. 3.6. Типовые схемы применения обратных гидроклапанов:  
 а - исключение слива масла из системы при выключении насоса;  
 б - обеспечение возможности независимой разгрузки насосов;  
 в - обеспечение возможности регулирования частоты вращения гидромотора в одну сторону /К01/; создание подпора на входе в маслообладатель МО и защита его от перегрузки /К02/

В одностороннем замке (рис. 3.7,а,б,г) масло из канала 1 в канал 2 проходит свободно, а обратно – только при наличии управляющего воздействия в канале 3 (т.е. при подаче масла под давлением).

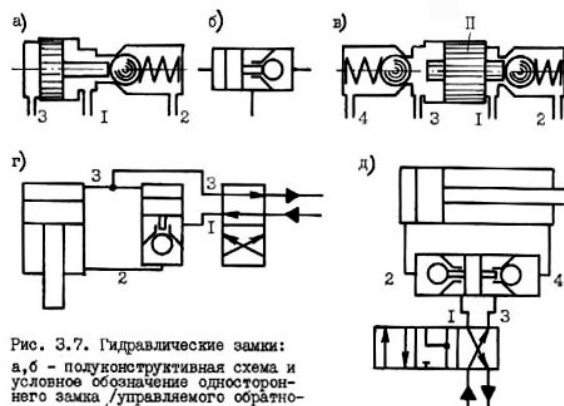


Рис. 3.7. Гидравлические замки:  
 а,б - полуконструктивная схема и условное обозначение одностороннего замка /управляемого обратного клапана/;  
 в - полуконструктивная схема двухстороннего замка;  
 г - вариант гидросхемы, обеспечивающей запирание штоковой полости цилиндра после прекращения подачи масла и предотвращение самопроизвольного опускания штока;  
 д - условное обозначение двухстороннего замка и вариант его использования в схеме для запирания полостей цилиндра после прекращения подачи масла

В двустороннем замке (рис. 3.7,в,д) при подаче масла, например, в канал 3, оно свободно проходит в канал 4. Одновременно поршеньек П смещается вправо, открывая правый клапан. При этом масло из канала 2 может проходить в канал 1.

В том случае, если циркуляции масла не происходит, обратные клапаны запирают масло в цилиндре, фиксируя тем самым его поршень.

## 5 РЕГУЛИРУЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА

Регулирующие аппараты управляют давлением, расходом и направлением потока масла путём частичного открытия рабочего проходного сечения. К ним относятся клапаны давления, дроссели, регуляторы и синхронизаторы расходов, дросселирующие распределители.

### 5.1 Клапаны давления

#### 5.1.1 Общие сведения

Клапаны давления – это аппараты, предназначенные для управления давлением рабочей среды.

Различают клапаны прямого и непрямого действия. У первых размеры рабочего проходного сечения изменяются в результате непосредственного воздействия потока масла на запорно-регулирующий элемент, у вторых эти размеры изменяются основным запорно-регулирующим элементом в результате воздействия потока масла на вспомогательный запорно-регулирующий элемент. Клапаны прямого действия применяют при небольших расходах масла и рабочих давлениях.

По назначению клапаны давления разделяют следующим образом:

- 1) напорные гидроклапаны (предохранительные и переливные),
- 2) редуционные клапаны,
- 3) клапаны соотношения давлений (или пропорциональные),
- 4) клапаны разности давлений (или дифференциальные).

Существуют также *комбинированные* аппараты, которые могут выполнять в гидросистемах одновременно функции редуционного и переливного клапанов (в зависимости от направления потока), редуционного клапана и реле давления.

#### 5.1.2 Напорные клапаны

Напорные клапаны используются в гидросистемах в функции предохранительных клапанов или переливных.

Предохранительные клапаны являются аппаратами эпизодического действия, предназначенными для защиты гидросистемы от повышения давления масла сверх установленной величины. При повышении давления сверх допустимого клапан открывается и избыток масла сливается в бак. Обычно клапан срабатывает редко.

Предохранительные клапаны используются в системах машинного регулирования.

Переливные клапаны предназначены для поддержания определенного давления в гидросистеме, а также для предохранения системы от перегрузок. Обычно через переливные клапаны постоянно сливается – "сравливается" – часть масла, нагнетаемого насосом. Используются в системах дроссельного регулирования.

Условное обозначение напорных клапанов и место их установки в системе показано на рис. 4.1,б.

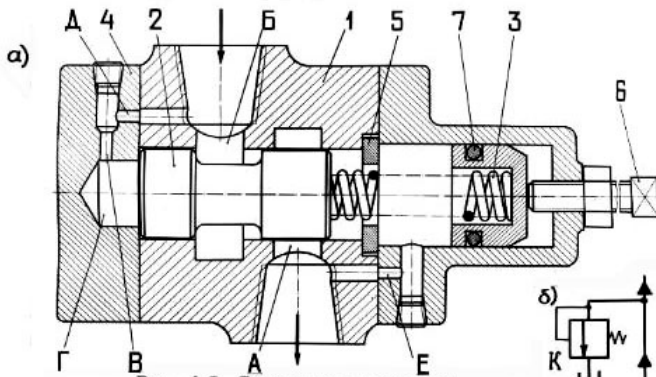


Рис. 4.1. Гидроклапан давления:  
 а - вариант конструкции - клапан плунжерного типа:  
 1 - корпус; 2 - плунжер или золотник; 3 - пружина; 4 - крышка;  
 5 - упорная шайба; 6 - регулировочный винт; 7 - уплотнение  
 втулки; А,Б - расточки корпуса; В - демпферное отверстие; Г -  
 торцевая полость; Д,Е - соединительные каналы;  
 б - условное обозначение и место установки в системе клапана  
 давления при использовании его в качестве предохранительного  
 или переливного

В качестве предохранительных и переливных используют одни и те же конструкции напорных клапанов прямого (например, клапан плунжерного типа – рис. 4.1 и 4.2) и непрямого (например, клапан по рис. 4.3) действия.

5.1.2.1 Для клапана давления прямого действия (рис. 4.1) уравнение равновесия сил на плунжере (если пренебречь трением) можно представить в виде:

$$p \cdot F = P_{пр}$$

где  $p$  – давление масла в системе;

$F$  – площадь торца плунжера;

$P_{пр}$  – сила пружины.

Когда  $p < P_{пр}/F$ , клапан закрыт.

Когда  $p > P_{пр}/F$ , клапан открывается и масло идет на слив, при этом, чем кольцевая щель между правым буртом плунжера и расточкой А корпуса больше, тем сильнее падает давление  $p$ .

При колебаниях давления плунжер движется вправо или влево до тех пор, пока не установится такой размер щели, при котором восстанавливается равновесие сил на плунжере.

Для различных целей клапан может быть применён в одном из четырёх исполнений (рис. 4.2). Переход от одного исполнения к другому осуществляется соответствующим разворотом правой и левой крышек.

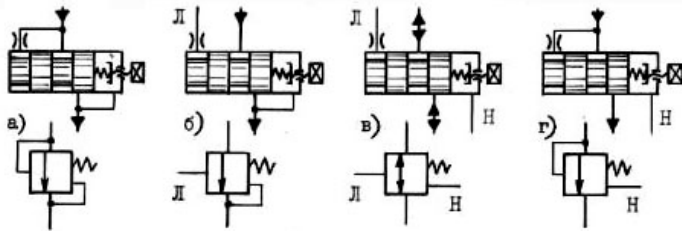


Рис. 4.2. Исполнения по гидросхемам гидроклапанов давления /полуконструктивные схемы и условные обозначения/:

а - поддержание постоянной разности давлений в подводимом и отводимом потоках /клапан разности давлений/; при давлении в отводимом потоке, близком к нулевому, - поддержание постоянства давления в подводимом потоке /переливной клапан/ или предохранение системы от перегрузки /предохранительный клапан/;  
 б - пропускание потока масла только при достижении в линии управления Л заданной величины давления;  
 в - пропускание потока масла в обоих направлениях при достижении в линиях управления Л и Н заданной разности давлений;  
 г - пропускание потока масла при достижении в нём заданной величины давления, определяемой настройкой пружины и давлением в линии управления Н /клапан последовательности/

Рассмотрим одно из исполнений (рис. 4.2,а). Если масло находится под давлением  $p_1$  в подводимом к клапану потоке и  $p_2$  в отводимом, то клапан поддерживает постоянную разность давлений:

$$p_1 \cdot F = P_{пр} + p_2 \cdot F, \text{ откуда}$$

$$p_1 - p_2 = P_{пр}/F = \text{const.}$$

При этом масло проходит только в одном направлении, то есть аппарат выполняет также функцию обратного клапана.

Клапан может использоваться для дистанционного управления потоком (рис. 4.2,б,в), а также для обеспечения последовательности работы двух рабочих органов (рис. 4.2,г).

5.1.2.2 Для напорного гидроклапана непрямого действия (рис. 4.3,а,б,в) уравнение равновесия сил на поршне (без учета сил инерционных, трения и колебаний жёсткости пружины) можно представить в виде:

$$p_1 \cdot (F_B + F_G) = p_D \cdot F_D + P_{пр} + G,$$

где  $p_1$  – давление в подводимом потоке масла;

$p_D$  – давление в полости Д;

$F_B, F_G, F_D$  – площади торцов поршня в соответствующих полостях, при этом  $F_B + F_G = F_D$ ;

$P_{пр}$  – сила пружины;

$G$  – вес поршня.

Рассмотрим работу клапана.

1) Клапан в качестве предохранительного действует следующим образом. Если давление в напорной линии меньше того, на которое настроен клапан, то  $p_1 = p_D$ , сумма сил, действующих на поршень сверху, больше сил, действующих снизу, поршень находится в крайнем нижнем положении и проход масла из полости А в полость Б закрыт.



При возрастании давления в системе выше давления "настройки" клапана шарик поднимается и полость Д соединяется со сливной линией, в результате рд резко падает. Его возрастание не может произойти мгновенно, т.к. на пути масла из полости В в полость Д имеется гидравлическое сопротивление – демпфер 7. В результате силы, действующие на поршень снизу, превысят сумму сил, действующих сверху, поршень поднимется и откроет щель для выхода масла из полости А в полость Б и сливную линию. После снижения давления пружина 8 возвращает поршень, а пружина 3 – шарик в первоначальные положения.

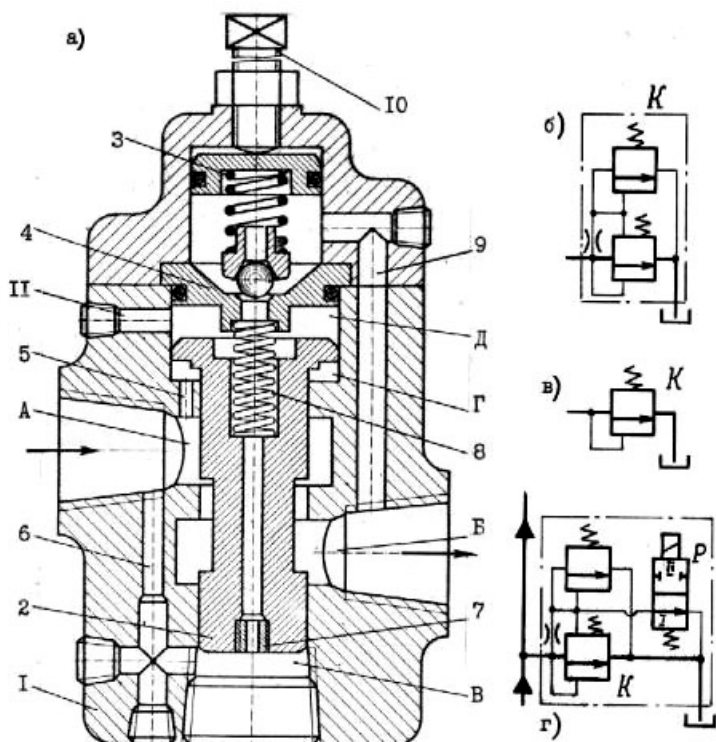


Рис. 4.3. Напорный гидроклапан:

- а - вариант конструкции - напорный клапан непрямого действия /клапан предохранительный с переливным золотником/;  
 I - корпус; 2 - поршень /или переливной золотник, или затвор/;  
 3, 8 - пружины; 4 - седло шарика вспомогательного клапана;  
 5, 6, 9, 11 - каналы; 7 - демпфер; 10 - регулировочный винт; А, Б - полости, соединённые соответственно с напорной и сливной линиями; В, Г, Д - торцевые полости переливного золотника;  
 б - подробное условное обозначение напорного клапана непрямого действия; в - условное обозначение напорного клапана;  
 г - использование клапана непрямого действия в комплекте с двухлинейным распределителем для разгрузки системы от давления

### 5.1.3 Редукционные клапаны

Служат для создания на участке гидросистемы постоянного давления, меньшего, чем давление, развиваемое насосом. Клапаны могут применяться для регулирования усилия, развиваемого рабочим органом. Редукционные клапаны используются также в регуляторах расхода.

Условные изображения и место установки клапана в системе показаны на рис. 4.4,б,в,г.

Вариант конструкции редукционного клапана представлен на рис. 4.4,а.

При холостых режимах работы давление масла в гидросистеме обычно невелико (значительно ниже того, на которое настроен клапан). В результате под действием слабой пружины 5 и собственного веса поршень устанавливается в крайнем нижнем положении, кольцевая щель между кромками нижнего бурта поршня и расточки корпуса при этом имеет максимальную величину и выходное давление меньше того, под которым масло подходит к клапану, лишь на величину потерь, обусловленных конструкцией клапана.

При рабочих режимах давление масла в гидросистеме возрастает и устанавливается равновесие сил на поршне клапана, которое (без учёта сил инерционных, трения и колебаний жёсткости пружины) можно представить уравнением

$$p_2 \cdot (F_B + F_r) = p_d \cdot F_d + P_{np} + G,$$

2) При работе в качестве переливного клапан непрерывно пропускает часть масла из напорной линии в сливную, обеспечивая при этом поддержание постоянно давления в системе.

Так, при увеличении  $p_1$  открывается шариковый клапан, равновесие сил на поршне нарушается и он перемещается вверх, увеличивая щель, связывающую полости А и Б. Давление  $p_1$  при этом уменьшается, и когда восстановится равновесие сил на поршне, его перемещение прекращается. При уменьшении  $p_1$  поршень идет вниз, уменьшая щель, связывающую полости А и Б. Давление увеличивается и когда оно достигает величины, на которую настроен клапан, перемещение поршня прекращается.

Т.о., при работе системы под нагрузкой насос будет подавать масло под постоянным давлением, определяемым настройкой переливного клапана.

3) Если полость Д через отверстие 11 соединить каким-либо образом со сливной линией, например, с помощью направляющего распределителя (рис. 4.3,г, а также на рис. 7.1 – аппараты К1 и Р3, на рис. 7.2 – клапан К2 и линия 6, клапан К3 и линия 5), то можно разгружать систему от давления, пуская все масло от насоса через клапан в бак. В этом случае клапан работает в качестве направляющего аппарата.

где  $p_2$  – давление в потоке на выходе из клапана (редуцированное);  
 $p_d$  – давление в полости Д клапана;  
 $F_B, F_G, F_D$  – площади торцов поршня в соответствующих полостях, при этом  $F_B + F_G = F_D$ ;  
 $P_{пр}$  – сила пружины;  $G$  – вес поршня.

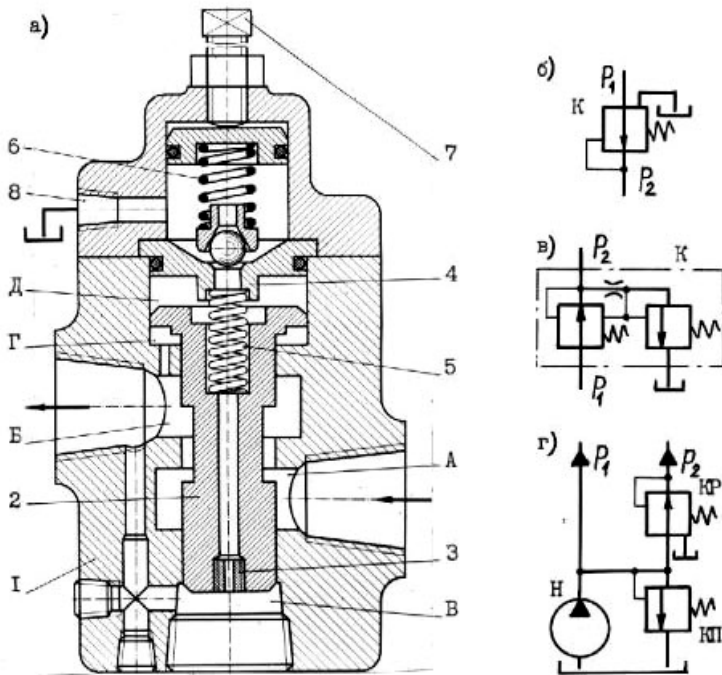


Рис. 4.4. Редуцирующий гидроклапан:

а - вариант конструкции - редуцирующий клапан непрямого действия;  
 1 - корпус; 2 - поршень /или золотник, или затвор/; 3 - демпфер;  
 4 - седло шарика вспомогательного клапана; 5, 6 - пружины; 7 - регулировочный винт; 8 - сливное отверстие; А, Б, В, Г, Д - полости;  
 б - условное обозначение редуцирующего клапана;  
 в - возможное обозначение клапана непрямого действия;  
 г - место установки редуцирующего клапана /КР/ в гидросистеме  
 /КП - переливной клапан/;  
 $P_1$  - полное рабочее давление;  $P_2$  - редуцированное давление

#### 5.1.4 Клапаны соотношения давлений (пропорциональные)

Клапаны поддерживают постоянное соотношение между давлением на входе  $p_1$  и на выходе  $p_2$ .

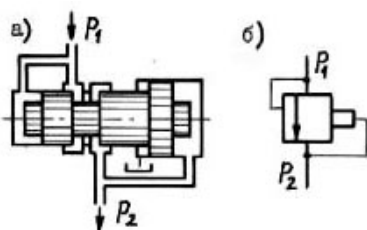


Рис. 4.5. Пропорциональный гидроклапан /клапан соотношения давлений/:

а - полуконструктивная схема;  
 б - условное обозначение

Уравнение равновесия сил на поршне клапана (рис. 4.5):

$$p_1 \cdot F_1 = p_2 \cdot F_2,$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – рабочие площади левого и правого торцов поршня.

Очевидно:

$$p_1/p_2 = F_2/F_1 = \text{const.}$$

#### 5.1.5 Клапаны (регуляторы) давления для уравнивающих цилиндров (рис. 4.6, а также на рис. 7.3 – клапан К8)

При возрастании давлений  $p_2$  и  $p_d$  выше давления "настройки" клапана открывается шариковый клапан, соединяя полость Д со сливной линией и  $p_d$  резко падает. Быстрому выравниванию давлений  $p_2$  и  $p_d$  препятствует демпфер 3, в результате равновесие сил на поршне нарушается, он поднимается вверх, уменьшая проходное сечение щели. Подача масла в выходную полость Б будет уменьшаться, давление в ней также будет уменьшаться и когда оно достигнет величины, обусловленной настройкой клапана, равновесие сил восстановится и поршень прекратит перемещение.

При уменьшении  $p_2$  поршень идет вниз, увеличивая щель, связывающую полости А и Б. Давление увеличивается и когда оно достигает величины, на которую настроен клапан, перемещение поршня прекращается.

Таким образом, при колебаниях давления  $p_2$  поршень смещается, изменяя величину щели, а значит и её сопротивление, и давление стабилизируется.

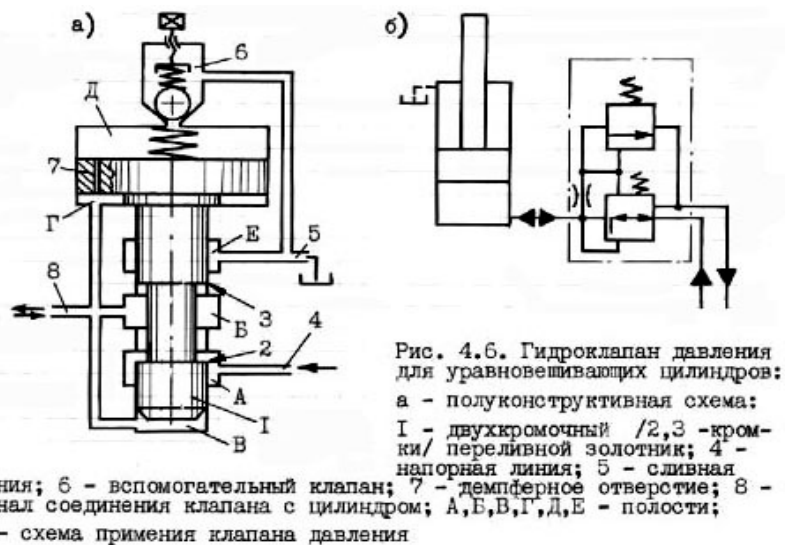


Рис. 4.6. Гидроклапан давления для уравнивающих цилиндров:

а - полуконструктивная схема:  
 1 - двухкромочный /2, 3 - кромки/ переливной золотник; 4 - напорная линия; 5 - сливная линия; 6 - вспомогательный клапан; 7 - демпферное отверстие; 8 - канал соединения клапана с цилиндром; А, Б, В, Г, Д, Е - полости;  
 б - схема применения клапана давления

Когда рабочий орган движется вверх, поток масла идет в уравнивающий цилиндр через полость А клапана, щель между корпусом и основной дросселирующей кромкой 2, полость Б и канал 8. При этом клапан, работая аналогично *редукционному*, поддерживает постоянное давление в *выходном* канале 8.

При движении рабочего органа вниз масло вытесняется из уравнивающего цилиндра в канал 8 и идет через полость Б клапана, щель между корпусом и дополнительной дросселирующей кромкой 3 золотника и полость Е, откуда сливается в бак. В этом случае клапан, работая аналогично *переливному*, поддерживает постоянное давление во *входном* канале, которым является тот же канал 8.

При работе клапана в редукционном и переливном режимах давление масла в полости уравнивающего цилиндра определяется настройкой одного и того же вспомогательного клапана 6, поэтому усилие уравнивающего цилиндра остается практически постоянным при движении рабочего органа в обе стороны и при остановке его в промежуточном положении.

## 5.2 Дроссели

Дроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление, устанавливаемое на пути течения жидкости с целью ограничения её расхода или создания перепада давления.

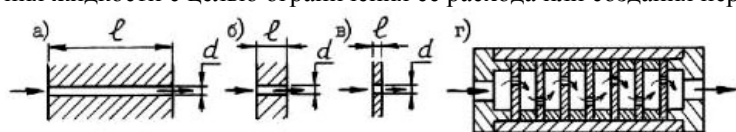


Рис. 4.8. Схемы нерегулируемых линейных /а/ и нелинейных /б, в, г/ дросселей:

а - капиллярный канал,  $l > 20d$ ; г - многоступенчатый дроссель диафрагменного типа /пакет дроссельных шайб/;  
 б - втулка,  $l = 1 + 3/d$ ; в - шайба /диафрагма/,  $l < d$ ;

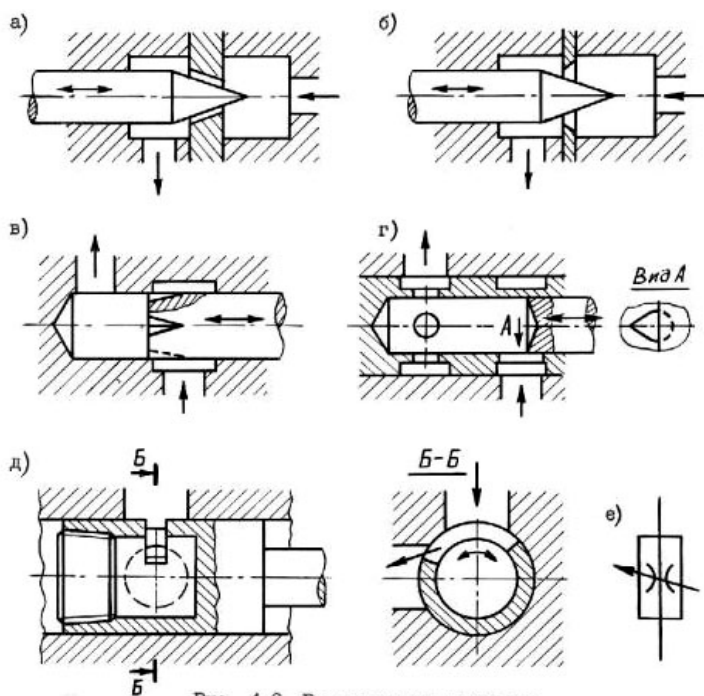


Рис. 4.9. Регулируемые дроссели:

а, б - игольчатые линейный /а/ и нелинейный /б/ дроссели; в, г - нелинейные дроссели плунжерного типа - канавочный /в/ и щелевой /г/; д - нелинейный щелевой дроссель кранового типа; е - условное обозначение дросселя

Различают дроссели нерегулируемые (рис. 4.8) и регулируемые (рис. 4.9), а также линейные и нелинейные (квадратичные).

В линейных дросселях масло проходит по каналу большой протяженности малого сечения. Такие дроссели могут быть выполнены в виде капиллярного канала (рис. 4.8,а), в виде конструкции с иглой, перемещающейся в коническом отверстии (рис. 4.9,а), и т.д.

Расход масла через линейные дроссели (см. п. 1.6):  $Q = \varphi_1(\Delta p)$ , где  $\Delta p$  – перепад давления на дросселе.

В квадратичных дросселях проходное отверстие имеет острые кромки и малую длину. К таким дросселям можно отнести нерегулируемые дроссели типа отдельной шайбы (рис. 4.8,в) или набора шайб (рис. 4.8,г) и ряд типов регулируемых дросселей с перемещаемым вдоль оси затвором (рис. 4.9,б,в,г) и поворотным краном (рис. 4.9,д). Зависимость расхода через них от перепада давления (см. п. 1.6) нелинейна:  $Q = \varphi_2(\sqrt{\Delta p})$ .

Наиболее распространенная конструкция дросселя построена по схеме рис. 4.9,г. В ней при осевом перемещении затвора, имеющего острую кромку, (что обеспечивается с помощью винтовой передачи при вращении лимба – эти элементы на рисунке не показаны) осуществляется изменение проходного сечения дросселирующей щели, находящейся в специальной втулке.

Треугольная форма (вид А) проходного сечения при малых открытиях щели способствует уменьшению опасности засорения дросселя.

При одной и той же площади проходного сечения щели меньшая её засоряемость и минимальная зависимость расхода через дроссель от температуры масла будет иметь место в конструкциях, где когда путь течения масла и периметр щели будут наименьшими.

На рис. 4.9,е показано условное обозначение регулируемых дросселей.

## 5.3 Гидропанели

В гидросистемах в ряде случаев взамен отдельных аппаратов применяются более компактные и надежные комбинированные аппараты - гидропанели и клапанные коробки целевого назначения. Эти устройства в одном корпусе могут содержать направляющие и регулирующие гидроаппараты.

В качестве примеров рассмотрим разделительные гидропанели.

Для сокращения потерь мощности питание гидроприводов часто осуществляют от двух насосов. При этом возникает задача автоматического переключения насосов в зависимости от расхода масла, потребляемого гидроприводом в тот или иной момент цикла. Для случаев, когда давление в гидроприводе изменяется в зависимости от нагрузки (при быстрых перемещениях рабочего органа давление пониженное, а при рабочих ходах - высокое), панель (рис.4.10,а) может обеспечивать подачу масла во время быстрых перемещений от двух насосов, а во время рабочего хода - от одного, обеспечивающего малую подачу масла под высоким давлением.

Гидропотоки в такой панели будут следующими:

- при холостом ходе:  $(H1) \left\{ \begin{matrix} (H1) \\ (H2)2(K3) \end{matrix} \right\} 1 \dots$

- при рабочем ходе давление в линии 1 возрастает, клапан K2 открывается и насос H2 разгружается:  $(H2)2(K2)3(B)$ ; в результате линия 1 питается только от насоса H1:

$(H1)1 \left\{ \begin{matrix} \dots \\ (K1)3(B) \end{matrix} \right\}$

В схеме: K1 и K2 – переливные клапаны, соответственно, высокого и низкого давления, K3 – обратный клапан.

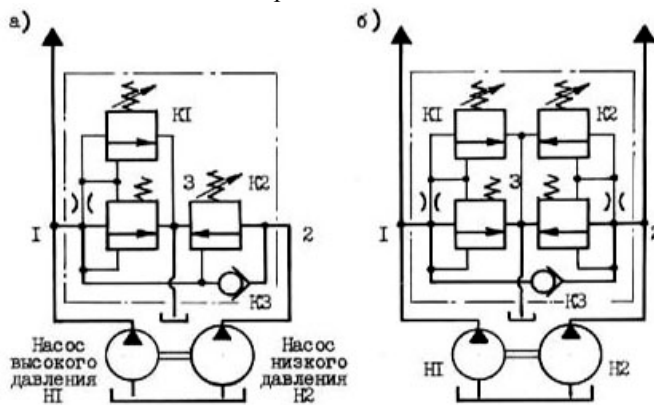


Рис. 4.10. Разделительные панели:

а - схема гидропанелей типа Г53-1 и Г53-2; б - схема гидропанелей типа Г53-34; K1, K2 - переливные клапаны; K3 - обратный клапан; 1, 2 - напорные линии высокого /1/ и низкого /2/ давления; 3 - сливная линия

В схеме: K1 и K2 – переливные клапаны насосов H1 и H2, соответственно; K3 – обратный клапан. Выпускаются гидропанели и для других целей.

Если во время рабочего хода нецелесообразно разгружать полностью насос низкого давления (например, необходимо от него питать ряд вспомогательных механизмов при сравнительно небольшом давлении), то применяются панели несколько другого устройства (рис. 4.10,б):

- холостой ход:  $(H1) \left\{ \begin{matrix} (H1) \\ (K3) \end{matrix} \right\} 1 \dots$   
 $(H2)2 \left\{ \dots \right\}$   
 - рабочий ход:  $(H1)1 \left\{ \begin{matrix} \dots \\ (K1)3(B) \end{matrix} \right\}$  ;  
 $(H2)2 \left\{ \begin{matrix} \dots \\ (K2)3(B) \end{matrix} \right\}$

## 6 ТИПОВЫЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ГИДРОСХЕМЫ

### 6.1 Реверсирование движения рабочего органа

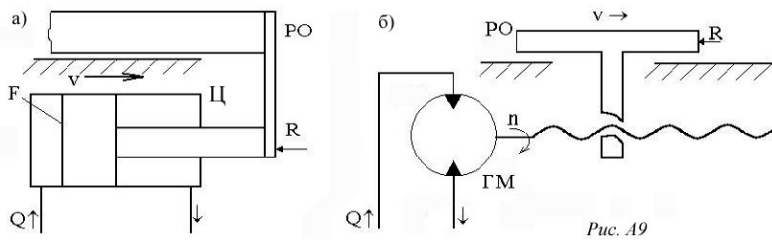
Изменение направления движения рабочих органов обеспечивается:

а) с помощью направляющих распределителей (см., например, рис. 3.1-3.4). Варианты гидросхем с распределителями – см. рис. 3.6,а,в, 3.7,г,д, 4.7,б, а также 5.1,в, 5.3, 5.5, 5.7,в и др.

б) при использовании гидронасосов с переменным направлением потока (см., например, рис. 1.3, обозначение – рис. 1.5,в). Варианты гидросхем с такими насосами – рис. 5.1,б, 7.4 (насос H2)

### 6.2 Регулирование скорости рабочего органа

Рабочий орган (РО) станка, работа или иной машины может приводиться гидродвигателем и получать вращательное (рис. 5.1,а) или поступательное движение. Поступательное движение РО может сообщаться как гидроцилиндром (рис. А9,а), так и гидромотором через реечную или, чаще, винтовую передачу (рис. А9,б).



Ход рабочего органа, когда преодолевается технологическое сопротивление ( $R$ ), называют **рабочим** ( $R \neq 0$ ,  $v = v_p$  – скорость рабочего хода), а когда не преодолевается – **холостым** ( $R = 0$ ,  $v = v_x$  – скорость холостого хода).

Рис. А9

Поскольку  $v \approx \frac{Q}{F}$  для цилиндров и  $\omega \approx \frac{Q}{W}$  для гидромоторов, то для регулирования скорости гидродвигателя необходимо изменять подачу масла  $Q$  в него. При использовании регулируемых гидромоторов можно также изменять его рабочий объем  $W$ .

Изменение подачи масла обеспечивается:

- 1) посредством дросселей при использовании нерегулируемых насосов -т.н. системы дроссельного регулирования (рис. 5.3; 5.5; 7.1; 7.2 и др.),
- 2) в системах машинного (или объемного) регулирования:
  - регулируемым насосом (рис. 5.1,б,в; 7.4),
  - суммированием подачи от нескольких нерегулируемых насосов (рис.4.10; 7.2), – т.н. ступенчатое регулирование.

Любому способу регулирования присущи свои достоинства и недостатки.

### 6.2.1 Дроссельное управление скоростью гидродвигателя

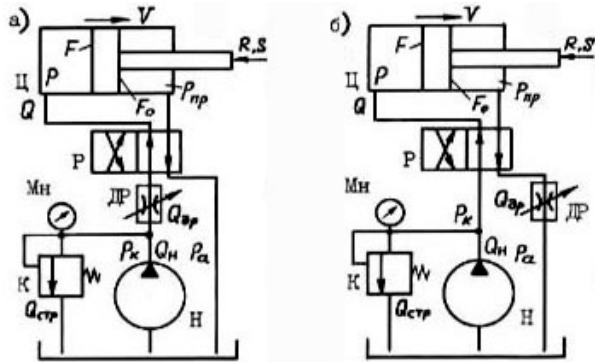


Рис. 5.3. Гидросистемы дроссельного регулирования скорости с дросселем на входе /а/ и на выходе /б/

Рассмотрим системы с дросселем на входе (рис. 5.3,а) и на выходе (рис. 5.3,б).

В них насос обеспечивает постоянную подачу  $Q_n$ . Очевидно:

$$Q = Q_n - \sum q - Q_{стр},$$

где  $Q$  – подача в цилиндр;

$\sum q$  – утечки в системе;

$Q_{стр}$  – расход через переливной клапан К ("стравливание") излишков масла.

Уравнение равновесия сил на поршне цилиндра:

$$p \cdot F = p_{пр} \cdot F_o + R + S,$$

где  $R$  – сила технологического сопротивления;

$S$  – сумма сил трения.

Примем:

-  $S = const$ ,

- давление в сливной линии  $p_a = const$ ,

- давление в напорной линии при работе под нагрузкой  $p_k = const$  (определяется настройкой переливного клапана К).

Для упрощения, потери давления в элементах гидросистемы кроме дросселя учитывать не будем. Тогда:

а) в системе с дросселем на входе

$$p_{пр} = p_a = const$$

и колебания  $R$  вызывают

колебания  $p$ , а значит и  $\Delta p_{др}$ ,

т.к.  $\Delta p_{др} = p_k - p$ .

Поскольку  $v \approx Q_{др} / F$ ,

б) в системе с дросселем на выходе

$$p = p_k = const,$$

и колебания  $R$  вызывают

колебания  $p_{пр}$ , а значит и  $\Delta p_{др}$ ,

т.к.  $\Delta p_{др} = p_{пр} - p_a$ .

Поскольку  $v \approx Q_{др} / F_o$ ,

$$a) \quad Q_{др} = \varphi(\Delta p_{др}^\alpha), \quad \text{где } \alpha = 1 \text{ или } 0,5,$$

то перепад давлений на дросселе  $\Delta p_{др}$ , определяющий подачу (расход) через него, будет обуславливать колебания скорости  $v$ .

Достоинством систем с дроссельным регулированием является их относительная простота. Однако из-за затрат мощности на дросселирование их КПД=0,65-0,67 и такие системы применяют при небольших мощностях (до 3-3,5 кВт).

При дросселировании на входе расход мощности меньше (из-за отсутствия противодействия).

При дросселировании на выходе движение рабочего органа более плавное, т.к., с одной стороны, при наличии противодействия обеспечивается стабилизация сил трения, а с другой – компенсируются утечки в распределителе и цилиндре работой переливного клапана.

## 6.2.2 Стабилизация скорости рабочего органа при дроссельном управлении

Для регулирования и стабилизации скорости применяют регуляторы расхода (регуляторы потока, регуляторы скорости).

В системах с дросселем на **выходе** применяются регуляторы расхода, состоящие из последовательно установленных *редукционного клапана* прямого действия и *дросселя* (рис. 5.4).

Колебания технологической нагрузки  $R$  на штоке цилиндра в такой системе вызывают колебания противодействия  $p_{пр}$ , но редукционный клапан обеспечивает постоянство давления перед дросселем. В результате будет иметь место постоянство перепада давлений на дросселе и подачи масла через него независимо от величины технологического сопротивления на штоке цилиндра.

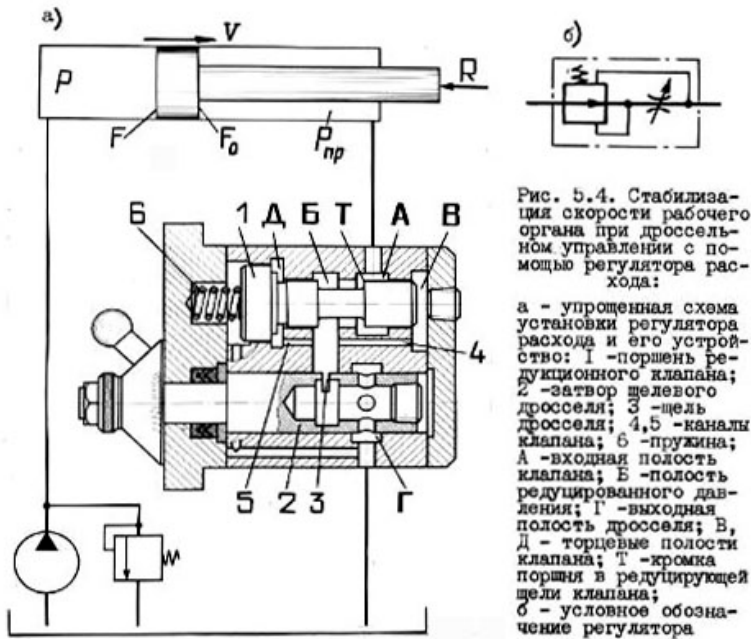


Рис. 5.4. Стабилизация скорости рабочего органа при дроссельном управлении с помощью регулятора расхода:

а - упрощенная схема установки регулятора расхода и его устройство: 1 - поршень редукционного клапана; 2 - затвор щелевого дросселя; 3 - щель дросселя; 4, 5 - каналы клапана; 6 - пружина; А - входная полость клапана; Б - полость регулируемого давления; Г - выходная полость дросселя; В, Д - торцевые полости клапана; Т - кромка поршня в регулирующей щели клапана; б - условное обозначение регулятора

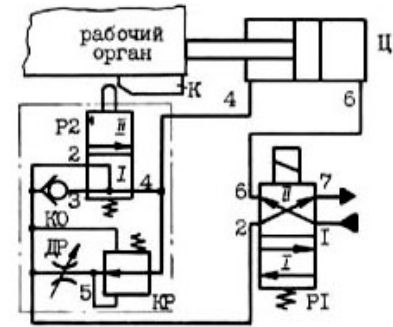


Рис. 5.5. Схема применения регулятора расхода с обратным клапаном и распределителем, управляемым от кулачка рабочего органа

Регулятор расхода, содержащий дроссель, редукционный клапан, обратный клапан и распределитель, управляемый от кулачка цилиндра или перемещаемого им узла (рис. 5.5) позволяет обеспечить следующий цикл движения рабочего органа:

- а) быстрый подвод,
- б) рабочий ход с регулируемой скоростью, независимой от нагрузки,
- в) быстрый отвод.

Гидропотоки, обеспечивающие указанные такты цикла, следующие:

а)  $P1 - II; P2 - I: \dots 1(P1 - II)6(Ц \leftarrow)/(Ц)4(P2 - I)2(P1 - II)7\dots$

б) кулачок  $K$  переключает  $P2 \downarrow II: \dots 1(P1 - II)6(Ц \leftarrow)/(Ц)4(KP)5(DP)2(P1 - II)7\dots$

в)  $P1 - I:$

- в начале отвода:  $\dots 1(P1 - I)2(KO)3(P2 - II)4(Ц \rightarrow)/(Ц)6(P1 - I)7\dots$

- по окончании действия кулачка  $K P2 \uparrow I: \dots 1(P1 - I)2(P2 - I)4(Ц \rightarrow)/(Ц)6(P1 - I)7\dots$

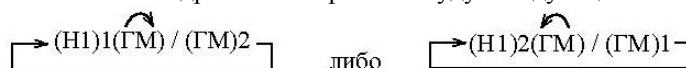
Регуляторы расхода могут иметь и другой состав аппаратов, например, клапан разности давлений (рис. 4.2,а) и дроссель, установленные параллельно один другому (на рис. 7.2 - ДР1, ДР2 и К3). Такие комбинации аппаратов применяются в системах с дросселем на входе.

## 6.2.3 Машинное управление скоростью гидродвигателя

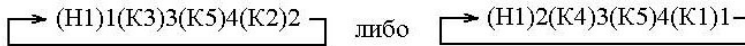
6.2.3.1. В гидроприводе вращательного движения по рис. 5.1,а скорость выходного звена (вала гидромотора) может изменяться с помощью регулируемого насоса, регулируемого мотора или с помощью обеих указанных гидромашин.

При использовании регулируемого насоса привод будет обеспечивать постоянство крутящего момента на валу гидромотора. При использовании регулируемого мотора будет постоянной развиваемая им мощность. Использование регулируемых насоса и мотора позволяет обеспечить требуемое соотношение характеристик привода и увеличить диапазон регулирования скорости.

6.2.3.2. В схеме по рис. 5.1,б регулирование частоты гидромотора и реверсирование производится с помощью насоса  $H1$ . Гидропотоки при этом будут следующими:



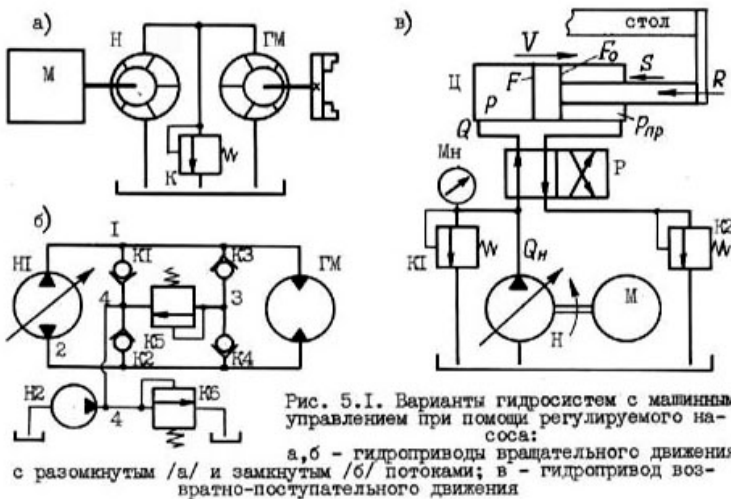
При перегрузке циркуляция масла идет по контуру:



в зависимости от того, какая линия является напорной (1 или 2).

Клапан К5 является предохранительным. Подпитывание замкнутой системы производится вспомогательным насосом Н2 через обратный клапан К1 (если линия 1 – всасывающая) или К2 (если линия 2 – всасывающая). Требуемое давление подпитывания (обычно 0,3-0,5 МПа) обеспечивается с помощью переливного клапана К6.

6.2.3.3. Рассмотрим вариант гидропривода возвратно-поступательного движения (рис. 5.1,в). В нем: Н – регулируемый насос, К1 – предохранительный и К2 – подпорный (до 0,15 МПа – для стабилизации сил трения) клапаны.



Уравнение равновесия сил на поршне цилиндра:  $p \cdot F = p_p \cdot F_0 + R + S$ ,

где R – сила технологического сопротивления; S – сумма сил трения.

Можно считать  $S = \text{const}$  и  $p_{np} = \text{const}$ . Тогда при изменении R соответственно будет изменяться p и пропорционально ему будут изменяться утечки в системе  $\Sigma q$ :

$\Sigma q = k \cdot p$ , где k – т.н. коэффициент утечек. В результате подача в цилиндр Q при настроенной подаче  $Q_n$  насоса изменяется.

$$\text{При } R=0 \quad v_x \approx \frac{Q_n}{F},$$

при  $R \neq 0$ ,  $v_p \approx \frac{Q_n - \Sigma q}{F}$ , т.е.  $v_p < v_x$ ,

что получается из-за возрастания объёмных потерь  $\Sigma q$  при рабочем ходе.

$$\Lambda = \frac{v_x - v_p}{v_x} = \frac{\Sigma q}{F \cdot v_x} = \frac{k \cdot p}{F \cdot v_x} \text{ – коэффициент неравномерности хода.}$$

Плавность хода тем выше, чем меньше  $\Lambda$ .

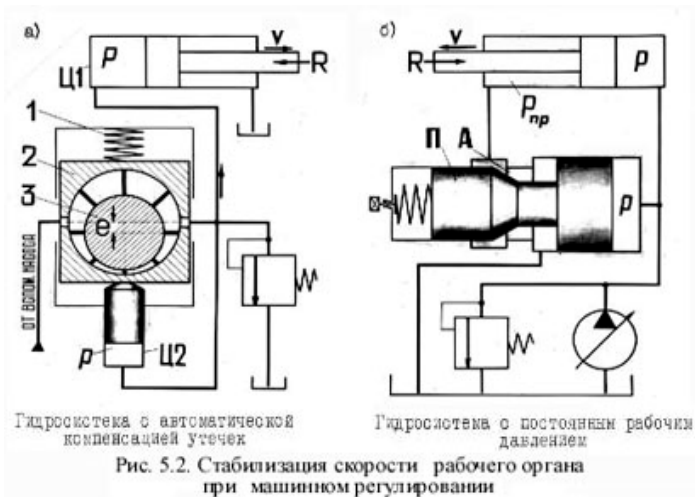
Так как v уменьшается с увеличением  $\Sigma q$  и p, а p – функция от R, то увеличение R вызывает падение v. Это является недостатком способа регулирования.

Однако способ достаточно экономичен, т.к. во-первых, мощность пропорциональна нагрузке на поршне ( $N = p \cdot Q_n$ ), и во-вторых, поскольку подачей масла ( $Q_n$ ) регулируется v, то чем меньше v, тем потребляемая мощность меньше. Т.е. мощность устанавливается применительно к конкретному режиму работы. Такие системы предпочтительнее в мощных станках. Т.к. в системах не используются дроссели, а значит нет потерь мощности на дросселирование потока масла, то КПД систем с машинным управлением достаточно высок.

## 6.2.4 Стабилизация скорости рабочего органа при машинном регулировании

Рассмотрим некоторые гидросистемы, обеспечивающие постоянство v независимо от R при машинном регулировании.

### 6.2.4.1 Гидросистема, автоматически компенсирующая утечки (рис. 5.2,а)



С увеличением  $R$  повышается  $p$ . Это вызывает увеличение утечек  $\Sigma q$  и уменьшение  $v$ . Но с увеличением  $p$  плунжер Ц2, сжимая пружину 1, сдвигает статорную обойму 2 насоса, увеличивая эксцентриситет  $e$ , а значит и подачу насоса. Тем самым компенсируются утечки, и скорость поршня остается постоянной.

#### 6.2.4.2 Гидросистема с постоянным рабочим давлением (рис. 5.2,б)

Сохранение постоянного давления  $p$  при колебаниях  $R$  достигается за счет соответствующего изменения противодействия  $p_{пр}$ , что обеспечивается изменением проходного сечения, а значит и сопротивления щели А специального клапана при перемещении его поршня П. При  $p = \text{const}$  утечки не изменяются, а значит и скорость остается постоянной.

### 6.2.5 Машинно-дрессельное управление регулированием скорости гидродвигателя

В системах с дроссельным управлением значительная часть потенциальной энергии рабочей жидкости превращается в тепловую энергию; электромотор и гидронасос имеют завышенные мощность и массу; для поддержания температуры рабочей жидкости в допустимых пределах (до  $+65^\circ\text{C}$ ) используют избыточную рабочую жидкость в системе и её принудительное охлаждение.

Улучшение энергетических характеристик обеспечивается при использовании в системе с дроссельным управлением регулируемого насоса с регулятором для дистанционного управления подачей.

Во многих современных станках с программным управлением и роботах высокой грузоподъемности используются регулируемые пластинчатые насосы.

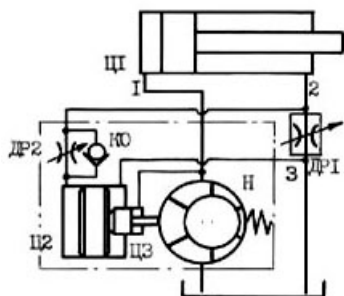


Рис. 5.6. Стабилизация скорости рабочего органа при машинно-дрессельном управлении /упрощенная схема/

В системе по рис. 5.6 для изменения скорости цилиндра Ц1 изменяют величину щели дросселя ДР1. В случае, например, увеличения щели, давление в системе (линии 1 и 2) падает и регулятор (Ц2, Ц3, пружина) обеспечивает перемещение статора пластинчатого насоса влево, эксцентриситет увеличивается, подача насоса возрастает, что обеспечивает увеличение скорости поршня Ц1.

При уменьшении щели давление в системе возрастает и статор перемещается вправо, в результате подача масла насосом и скорость поршня Ц1 уменьшаются.

Стабилизация скорости поршня Ц1 при настроенном дросселе ДР1 обеспечивается следующим образом. Увеличение нагрузки на поршне цилиндра Ц1 приводит к уменьшению давления в линии 2 и перепада давлений на дросселе ДР1, а следовательно к уменьшению расхода через него и скорости движения, однако при этом пружина насоса сдвигает статор вместе с

поршнем Ц2 влево, увеличивая эксцентриситет. Насос увеличивает подачу масла, что обеспечивает компенсацию просадки скорости.

При уменьшении нагрузки на поршне Ц1 возрастает перепад давлений на ДР1, поршень Ц2 смещает статор вправо и подача масла уменьшается. Это происходит до тех пор пока перепад давлений на дросселе не уменьшится до требуемой величины.

Т.о., регулятор за счёт изменения подачи насоса поддерживает примерно постоянным перепад давлений на ДР1 и расход через него, обеспечивая постоянство скорости поршня Ц1 независимо от нагрузки.

Для демпфирования регулятора установлен дроссель ДР2.

Компенсация утечек, зависящих от давления нагнетания, осуществляется изменением подачи насоса при изменении эксцентриситета. Для этого напорная линия 1 связана со вспомогательным цилиндром Ц3 регулятора.

### 6.3 Синхронизация работы гидродвигателей с помощью делителей потока (расхода)

Синхронизация движений нескольких гидродвигателей (т.е. обеспечение равенства скоростей) может обеспечиваться различными способами и устройствами. Наиболее распространены устройства, называемые делителями потока или расхода [с. 141-143].



Рассмотрим возможный вариант делителя потока (рис. 5.7,а,б).

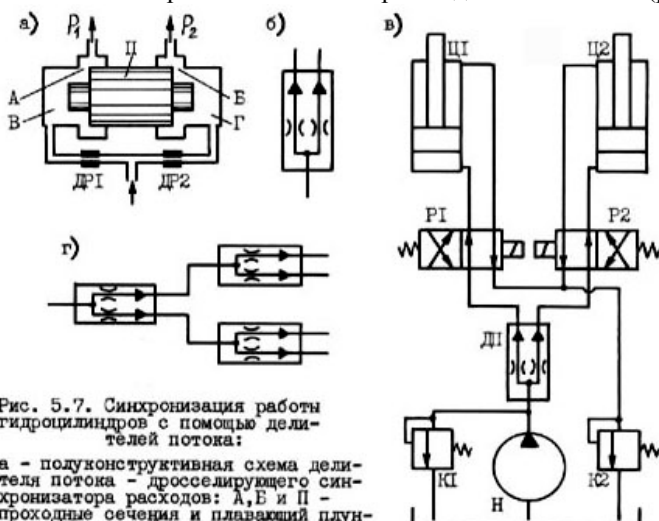


Рис. 5.7. Синхронизация работы гидроцилиндров с помощью делителей потока:

а - полуконструктивная схема делителя потока - дросселирующего синхронизатора расходов: А, В и П - проходные сечения и плавающий плунжер регулируемого дросселя; В, Г - камеры; ДР1, ДР2 - нерегулируемые дроссели; б - условное обозначение делителя потока; в - схема синхронизации работы двух гидроцилиндров; г - схема последовательного деления потока

Деление потока осуществляется с помощью двух нерегулируемых дросселей ДР1 и ДР2 и плавающего плунжера П регулируемого дросселя, который при равных давлениях  $p_1$  и  $p_2$  в линиях, ведущих к гидродвигателям, например, к цилиндрам Ц1 и Ц2 (рис. 5.7,в) будет находиться в среднем положении между выходными каналами, устанавливая одинаковые проходные сечения А и Б регулируемого дросселя.

При изменении нагрузки на одном из двигателей, приводящем к изменению его скорости, давления  $p_1$  и  $p_2$  станут разными и плунжер, в результате создавшейся разности давлений масла в камерах В и Г, переместится в направлении камеры с меньшим давлением и частично перекроет соответствующую щель (А или Б), при этом подача через щели станет разной, но это обеспечит выравнивание скоростей гидродвигателей.

В том случае, если движение одного гидродвигателя по какой-либо причине прекратится, плунжер П полностью перекроет щель, через которую происходит питание другого двигателя и в результате его движение также прекратится.

Схемы синхронизации движения нескольких (более 2) гидродвигателей проектируются с последовательным делением потока (рис. 5.7,г).

## 7 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

### 7.1 Аппараты и приборы для контроля давления

К этой группе относятся реле давления и манометры.

7.1.1 **Реле давления** предназначены для осуществления автоматических переключений по давлению или для контроля определенного уровня давления масла.

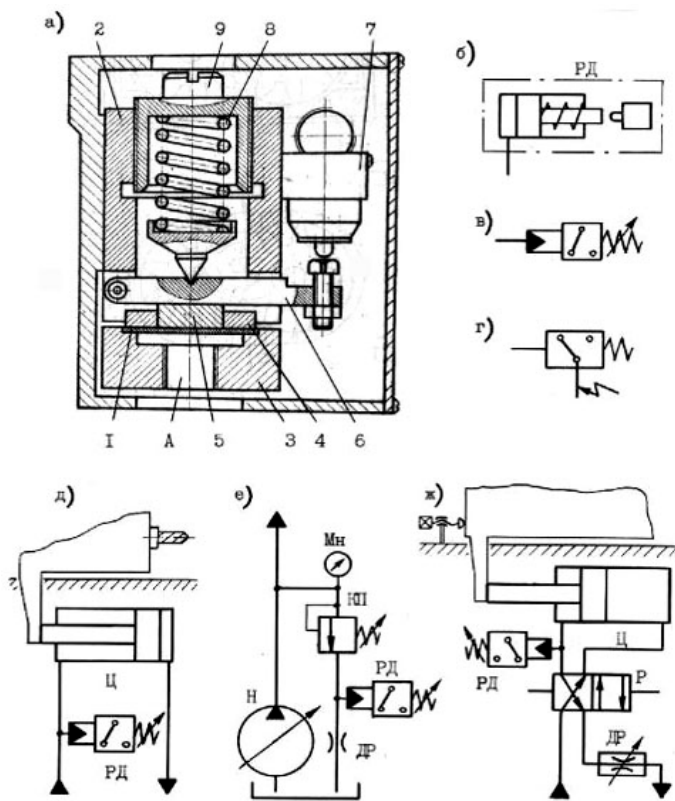


Рис. 6.1. Гидравлическое реле давления:

а - вариант конструкции реле: 1 - мембрана; 2 - корпус; 3 - крышка; 4 - шайба; 5 - толкатель; 6 - рычаг; 7 - микропереключатель; 8 - пружина; 9 - регулировочный винт; А - отверстие для подключения контролируемой гидролинии; б-г-встречающиеся условные обозначения реле; д-ж - типовые схемы применения реле давления в гидросистемах

Когда рабочий орган останавливается, прижимаясь к упору, поток масла через ДР прекращается, давление в штоковой полости цилиндра падает и РД выдает сигнал на переключение распределителя Р.

7.1.2 **Манометры** служат для визуального контроля давления. Чтобы манометр из-за колебаний давления не был выведен из строя, следует между ним и гидролинией устанавливать демпфер и специальный переключатель (см., например, рис. 6.6). Применение многопозиционного переключателя позволяет с помощью одного манометра контролировать давление в нескольких линиях гидросистемы.

## 7.2 Уплотнения

Уплотнения, применяемые в станочных гидроприводах, должны удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать хорошую герметичность,
- быть надежными и долговечными в эксплуатации,
- создавать минимальный уровень трения,
- быть удобными для монтажа и демонтажа,
- иметь небольшие габаритные размеры, низкую стоимость и т.д.

Различают уплотнения, предназначенные для герметизации неподвижных и подвижных соединений, а также деталей, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движение.

Для уплотнения неподвижных соединений применяются резиновые кольца круглого сечения (рис. 6.2,е; см. также на рис. 2.6 поз. 6; на рис. 4.3,а - уплотнение детали 4 и др.) и прокладки из различных материалов (прессшпана, меди, резины, полимерных и других материалов).

Для уплотнения валов и осей часто применяют манжеты резиновые армированные.

Для подвижных соединений возвратно-поступательного движения применяются следующие уплотнения:

а) **кольца поршневые чугунные** (рис. 6.2,а). Они могут работать при высоких давлениях ( $p \leq 50$  МПа) и скоростях ( $v \leq 7,5$  м/с), отличаются большой долговечностью (8-10 лет), имеют весьма низкий уровень трения.

Силу трения (Н) в уплотнениях можно определить по формуле:  $S = \pi \cdot D \cdot b \cdot \beta \cdot (p + n \cdot p_k)$ ,

где  $D$  - диаметр поршня, мм;  $b$  - ширина кольца, мм;

$\beta = 0,07-0,15$  - коэффициент трения кольца (увеличивается при уменьшении скорости движения);

$n$  - количество колец (при  $p = 6,3$  МПа и  $D = 40-500$  мм  $n = 2-3$ );

В варианте конструкции реле (рис. 6.1,а) масло в камеру с мембраной подводится через канал А. При увеличении давления мембрана поднимается и через толкатель поворачивает рычаг, воздействующий на микропереключатель.

Условные обозначения реле давления показаны на рис. 6.1,б,в,г.

Рассмотрим примеры использования реле давления (РД).

В схеме по рис. 6.1,д РД подключено к рабочей камере цилиндра и отрегулировано на давление, которое на 0,3-0,5 МПа меньше, чем максимально допустимое. При наличии перегрузки в механизме подачи (например, в результате затупления сверла) РД обеспечивает включение сигнальной лампы на пульте управления.

Если давление в напорной линии больше величины, на которую рассчитано РД, оно может быть подключено к сливной линии предохранительного клапана КП гидросистемы (рис. 6.1,е). При увеличении давления сверх давления настройки КП масло сливается в бак через дроссель ДР, обеспечивающий в сливной линии подпор, достаточный для срабатывания РД.

Возможным вариантом использования РД в системе, где рабочий орган перемещается до жесткого упора с последующим реверсом движения, является следующий (рис. 6.1,ж): при движении рабочего органа влево дроссель ДР, установленный в сливной линии, создает подпор в штоковой полости цилиндра.

$p_k$  – контактное давление кольца, МПа:

D	320	320	320	320
$p_k$	0,056	0,056	0,056	0,056

б) **уплотнения шевронные резинотканевые** (рис. 6.2,б, см. также на рис. 2.6 поз. 10). Используются при давлениях  $p \leq 63$  МПа, скоростях  $v \leq 3$  м/с и температурах от  $-50$  до  $+100^\circ\text{C}$ . Число манжет: 3 при  $p \leq 6,3$  МПа, 4 при  $p \leq 10$  МПа и т.д. Манжеты устанавливаются между опорным и нажимным кольцами.

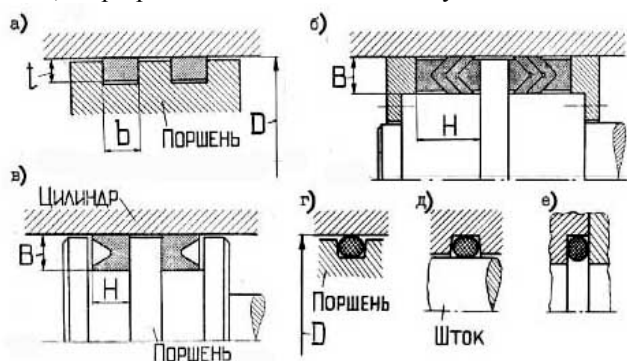


Рис. 6.2. Уплотнения:

а - кольца поршневые; б - уплотнения резинотканевые шевронные многослойные; в - манжеты /воротники/ резиновые уплотнительные; г-е - кольца резиновые уплотнительные круглого сечения

г) **кольца резиновые уплотнительные круглого сечения** (рис. 6.2,г,д). Эти уплотнения предельно просты и компактны, отличаются удобством монтажа и достаточно хорошей уплотняющей способностью. Используются при  $p \leq 32$  МПа (в неподвижных соединениях -  $p \leq 50$  МПа),  $v \leq 0,5$  м/с и температурах от  $-60$  до  $+200^\circ\text{C}$ .

Сила трения (Н):  $S = \pi \cdot D \cdot q$ ,

где  $D$  - диаметр уплотняемой поверхности, мм;

$q$  - удельная сила трения,  $q \approx 0,1-3$  Н/мм при  $p=5-25$  МПа и  $d_2=1,4-8,5$  мм ( $d_2$  - диаметр сечения кольца).

Срок службы уплотнений зависит от температуры и качества материала. Например, гарантийный срок эксплуатации уплотнительных колец составляет:

для резины группы 2 при температуре:  $+25^\circ\text{C}$  - 6 лет,  $+50^\circ\text{C}$  - 3700 час.,  $+70^\circ\text{C}$  - 720 час.;

для резины группы 4 при температуре:  $+25^\circ\text{C}$  - 7 лет,  $+50^\circ\text{C}$  - 8500 час.,  $+70^\circ\text{C}$  - 1800 час.

### 7.3 Аккумуляторы

Аккумулятор – это ёмкость, предназначенная для аккумуляции энергии масла, находящегося под давлением. Конструктивные схемы аккумуляторов даны на рис. 6.3.

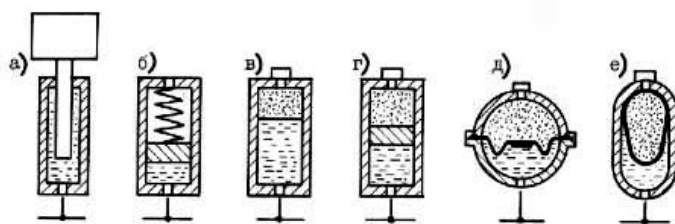


Рис. 6.3. Полуконструктивные схемы аккумуляторов:

а,б - аккумуляторы грузовой /а/ и пружинный /б/; в-е - пневмогидроаккумуляторы без разделения рабочих сред /в/ и с разделением: поршневой /г/, мембранный /д/, баллонный /е/

В грузовом аккумуляторе давление почти постоянно и не зависит от расположения плунжера. Однако применение грузовых аккумуляторов ограничивается из-за трудоемкости ремонтов и больших затрат, необходимых для страховки грузов при аварии.

Давление в пружинном аккумуляторе изменяется пропорционально линейной характеристике. Пружинные аккумуляторы для больших расходов жидкости и давления свыше 2 МПа оказываются громоздкими.

В пневмогидравлических аккумуляторах давление жидкости меняется по законам изменения давления в газах. Из-за сжимаемости газа пневмогидроаккумуляторы часто используются в качестве демпфирующих устройств.

Работа пневмогидроаккумулятора, заряженного сжатым газом, более эффективна, поскольку, при том же рабочем объёме, выделяемое им в гидросистему количество масла существенно больше.

Аккумуляторы чаще всего используются для накопления гидравлической энергии при медленных рабочих ходах узлов с тем, чтобы кратковременно получить достаточно большие потоки масла для обеспечения ускоренных холостых перемещений их. Такое решение позволяет существенно уменьшить подачу насоса, питающего гидросистему, и повысить её КПД.

Сила трения манжет составляет: при  $d \leq 100$  мм  $\approx 8\%$ , а при  $d < 250$  мм  $\approx 6\%$  усилия, развиваемого поршнем ( $d$  - диаметр канавки, в которой находится уплотнение);

в) **манжеты (воротники) уплотнительные резиновые** (рис. 6.2,в). Применяются при  $p \leq 50$  МПа,  $v \leq 0,5$  м/с и температурах от  $-60$  до  $+200^\circ\text{C}$ .

Сила трения (Н):  $S = \pi \cdot D \cdot l \cdot \beta \cdot (p + p_k)$ ,

где  $D$  - диаметр уплотняемой поверхности, мм;  $l$  - ширина рабочей части манжеты ( $l \leq H$ ), мм;

$\beta = 0,1-0,13$  - коэффициент трения;  $p_k = 2-5$  МПа, контактное давление, возникающее при монтаже;

В *грузовых аккумуляторах* (а) аккумуляция и возврат энергии происходят за счет изменения потенциальной энергии груза, в *пружинных* (б) – за счет упругой деформации пружины, в *пневмогидроаккумуляторах* (в-е) – вследствие сжатия и расширения газа, причем масло может находиться в непосредственном контакте с газом (в) либо указанные рабочие среды могут разделяться поршнем (г), мембраной (д) или эластичным баллоном (е).

В зажимных механизмах применение аккумуляторов позволяет компенсировать утечки в гидросистеме и поддерживать в процессе обработки заданное давление зажима при выключенном или разгруженном насосе.

Аккумуляторы могут использоваться для уменьшения пульсации давления или исключения пиков давления при переходных режимах.

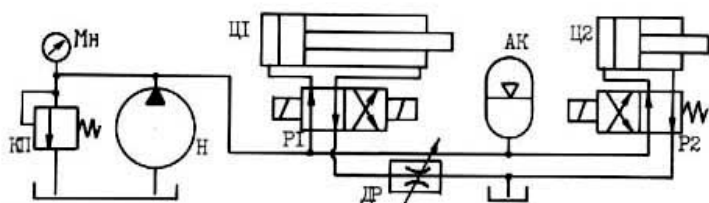


Рис. 6.4. Пример применения аккумулятора в гидросистеме /АК - гидропневмоаккумулятор/

Для питания Ц1, работающего, например, в течение 120 с, достаточно иметь подачу насоса 2,5 л/мин, а для Ц2 в течение 3 с требуется подача насоса 18 л/мин. Без использования аккумулятора необходимо установить насос Н с подачей 25 л/мин, причем практически в течение всего времени работы большая часть масла, подаваемого насосом, будет сливаться в бак через переливной клапан КП, не производя полезной работы, что приведет к интенсивному разогреву масла в гидроприводе.

Применение аккумулятора АК позволяет использовать насос с подачей 5 л/мин. При работе Ц1 масло, подаваемое насосом, заполняет аккумулятор и в небольшом количестве сливается в бак через клапан КП. При переключении распределителя Р2 масло поступает в цилиндр Ц2 одновременно от насоса и аккумулятора, что обеспечивает высокое значение мгновенной подачи масла.

Рассмотрим пример использования аккумулятора (рис. 6.4).

Цилиндр подачи Ц1 обеспечивает медленное перемещение рабочего органа со скоростью, определяемой настройкой дросселя ДР, а шток цилиндра выталкивателя Ц2 кратковременно перемещается с высокой скоростью.

## 7.4 Фильтры

Опыт эксплуатации станочных гидроприводов свидетельствует о том, что при соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удастся повысить надежность гидрофицированных механизмов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50 %.

При обслуживании гидрофицированного оборудования необходимо строго придерживаться рекомендаций по выбору масел, соблюдать основные правила их хранения и транспортирования, тщательно удалять загрязнения, образующиеся при изготовлении, сборке или ремонте узлов гидропривода, поддерживать герметичность гидросистемы, соблюдать правила заполнения гидросистемы маслом, систематически проводить анализ уровня его загрязненности и основных физико-химических показателей, осуществлять своевременную замену масла и промывку гидросистемы.

Эффективным средством поддержания чистоты гидросистем в процессе эксплуатации гидроприводов является очистка масла с помощью фильтров.

Основную часть загрязнений рабочих жидкостей составляют кварц, полевые шпаты и окислы металлов. Размеры этих частиц колеблются в пределах от 10 до 100 мкм с преимущественным преобладанием частиц величиной 10-25 мкм. Увеличивать степень загрязнения рабочей жидкости могут:

- механические частицы, оставшиеся после изготовления или ремонта гидромашин и аппаратуры (стружка, отделившиеся заусеницы);
- механические частицы, оставшиеся после изготовления и сборки гидрولينий (брызги металла при сварных работах, окалина);
- продукты износа деталей гидромашин и аппаратуры гидропривода при его эксплуатации;
- продукты старения и износа уплотнений;
- продукты механического и химического разрушения (деструкции) жидкости;
- воздушная пыль, проникающая в бак в результате всасывающего эффекта.

Для обеспечения надёжной работы гидроприводов применение фильтров является обязательным.

Фильтры гидросистем служат для выполнения следующих функций:

- очистка жидкости при её заливке (заправочные фильтры);
- очистка воздуха, соприкасающегося с жидкостью (воздушные фильтры гидробаков);
- непрерывная очистка рабочей жидкости при работе гидросистем (рабочие фильтры, вмонтированные в линии гидросистем).

Остановимся на последних, т.е. на фильтрах, применяемых для очистки масла при работе гидросистем.

Фильтры могут осуществлять *полнопоточную* (рис. 6.5,а-в) или *пропорциональную* (рис. 6.5,г,д) фильтрацию масла и могут устанавливаться во *всасывающей*, *напорной* или *сливной* линиях гидросистемы (см. рис. 6.5,а-д). При этом следует учитывать, что фильтр может эффективно защищать только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, остальные элементы получают лишь частичную защиту.

С увеличением длительно действующих в гидropередачах давлений требования к чистоте рабочих жидкостей повышаются. В таких случаях

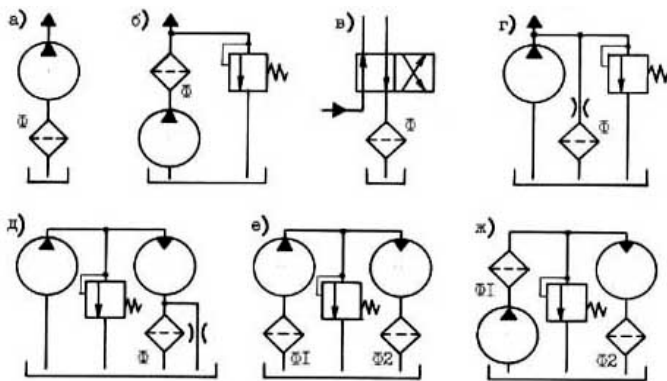


Рис. 6.5. Некоторые варианты установки фильтров в гидросистемах: а-в - в линиях всасывающей /а/, напорной /б/, сливной /в/ для полнопоточной фильтрации; г,д - для пропорциональной фильтрации; е - в линиях всасывающей и сливной; ж - в линиях напорной и сливной

Полную фильтрацию потока в гидросистеме можно производить, устанавливая фильтр на линии слива (см. рис. 6.5,в).

Пропорциональную или частичную фильтрацию потока в разомкнутой гидросистеме можно производить, устанавливая фильтр на дополнительной линии слива (см. рис. 6.5,г,д), а в замкнутой (см. рис. 5.1,б) – устанавливая его на линии нагнетания 4 вспомогательного насоса Н2. При этом очищается только часть потока, но фильтры имеют малые размеры и массу. Поэтому способ фильтрации части потока является достаточно распространённым.

Реальные схемы фильтрации современных технологических машин и станочного оборудования представляют собой различные сочетания фильтров, устанавливаемых в разных линиях гидросистемы (например, см. рис. 6.5,е,ж; рис. 6.6; рис. 7.3).

Фильтрующие элементы изготавливают из металлических сеток, металлокерамики, войлока, картона. Для задержания ферромагнитных частиц могут применяться самостоятельные магнитные фильтры или комбинированные с обычными.

Современные фильтры, как правило, оснащаются перепускными клапанами, пропускающими масло в обход засоренного фильтроэлемента. Наличие перепускного клапана позволяет защитить фильтроэлемент от разрушения, однако часто приводит к заблуждению - уверенности в чистоте гидросистемы в то время, как фильтр практически не работает. В этой связи фильтры оснащаются также средствами для визуальной или электрической индикации засоренности.

Различают *абсолютную* и *номинальную* тонкости фильтрации. Первая характеризует минимальный размер загрязняющих частиц, полностью задерживаемых фильтром, последняя - размер частиц, задерживаемых на 95-98 %.

Тонкость фильтрации определяется сроком службы и назначением гидропривода. Так, для гидропередач с ограниченным сроком службы может допускаться размер загрязняющих частиц до 25 мкм, для обычных систем с повышенным сроком службы – до 10-15 мкм, для следящих систем с высоким сроком службы – до 5 мкм, для гидросистем прецизионного оборудования тонкость фильтрации должна составлять 1-3 мкм.

## 7.5 Гидробаки

В гидробаках находится запас рабочей жидкости, который необходим для улучшения теплоотвода, для предотвращения эмульсирования жидкости, а также для очистки её от мелких взвесей.

Гидробак обычно сваривается из листовой стали, внутри него может делаться несквозная перегородка, разделяющая бак на два неравных отсека. Высоту перегородки принимают равной  $(2/3)h$ , где  $h$  – глубина заполнения бака жидкостью. В больший отсек сливается рабочая жидкость из системы; из меньшего производится забор жидкости насосом. В большем отсеке происходит оседание крупных частиц, попадающих в систему из гидролиний, соединений и отдельных гидроагрегатов, а также освобождение жидкости от избыточного воздуха, поступающего в неё через неплотности соединений. В меньшем отсеке происходит оседание мелких взвесей, имеющихся в жидкости.

Толщина стенок гидробака и перегородки принимается от 0,8 до 2 мм. При больших размерах гидробака рекомендуется на стенках и днищах выдавливать желобки жесткости.

Для того, чтобы оседающие на дно бака взвеси не попадали во всасывающую гидролинию, отверстие всасывающего патрубка находится выше дна гидробака на 50-60 мм. Отверстие сливного патрубка находится также на расстоянии 50-60 мм от дна гидробака. Это позволяет исключить насыщение рабочей жидкости воздухом при её поступлении в бак. Ёмкость гидробака выбирается в зависимости от давления в системе, объёмного КПД насоса и общего КПД всей системы, вида регулирования скорости рабочих органов, а также наличия в системе охлаждающих устройств, интенсивности работы исполнительных органов, температуры окружающего воздуха.

через фильтр необходимо пропускать не менее 20-30 % полного потока жидкости.

Достаточно эффективным является установка фильтра на линии всасывания насоса (см. рис. 6.5,а). При этом весь поток, поступающий в систему, очищается. Однако такие фильтры имеют большие размеры и требуют частой замены для обеспечения малого гидравлического сопротивления линий всасывания.

Установка фильтров на напорных гидролиниях (см. рис. 6.5,б) позволяет эффективно очищать поток, но требует фильтров с тяжёлыми корпусами, способных противостоять высокому давлению.

Воздушный объём над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающей средой через специальное отверстие (сапун), снабженное фильтром тонкой очистки для защиты внутреннего объёма бака от мелкодисперсного загрязнителя, содержащегося в атмосфере.

Рабочая жидкость заливается через горловину, снабжённую сетчатым фильтром.

С целью улучшения отстоя масла и отвода тепла минимальная ёмкость бака должна в 2-3 раза превышать минутную подачу насоса.

Часто баки выполняют закрытыми и заполняют воздухом или другим газом под давлением. Применение закрытых баков улучшает работу всасывающих линий, насосы при работе лучше заполняются жидкостью.

Расположение и конструкция бака должны обеспечивать простоту его заполнения и легкий контроль уровня жидкости.

## 7.6 Насосные установки

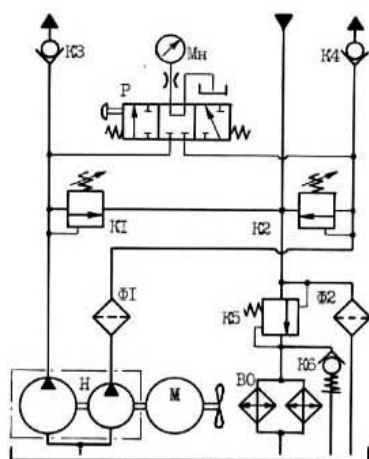


Рис. 6.6. Вариант насосной установки:  
 Н - двоярный пластинчатый насос;  
 К1, К2 - клапаны настройки давления в напорных линиях;  
 К3, К4 - обратные клапаны;  
 К5 - подпорный клапан сливной линии;  
 ВО - радиаторы воздушного охлаждения;  
 К6 - подпорный клапан защиты радиаторов от перегрузки;  
 Ф1 - полнопоточный фильтр напорной линии насоса меньшей подачи;  
 Ф2 - сливной фильтр;  
 Мн - манометр;  
 Р - золотник включения манометра

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

Выпускаются насосные установки различных видов и назначений. На рис. 6.6 показана схема установки со двоярным пластинчатым насосом, подающим два независимых потока масла. На рис. 7.3 (снизу, слева) показана схема установки с регулируемым пластинчатым насосом, предназначенной для обеспечения вспомогательных движений в многоцелевом станке.

## 8 РАСЧЁТ ГИДРОСИСТЕМ

Расчёт гидросистемы проводится обычно после разработки её принципиальной схемы и цикла работы.

Исходными данными для расчёта являются величины технологических *нагрузок* и *скорости* перемещений приводимых гидродвигателями рабочих органов. Конечная цель расчёта – выбор насоса, обеспечивающего требуемую *подачу* масла под необходимым *давлением*.

Для того, чтобы, например, цилиндр развивал скорость  $v$  и силу  $P$  на штоке, в него должна обеспечиваться подача масла  $Q$  под давлением  $p$ :

$$v = Q/F, \quad P = p \cdot F.$$

Если геометрические параметры цилиндров ( $F$ ) или других двигателей из конструктивных или иных соображений регламентируются, то их выбирают, исходя из этих соображений, а затем по  $P$  и  $F$  находят  $p$ , а по  $v$  и  $F - Q$ . Чаще задаются давлением, затем по  $p$  и  $P$  находят  $F$ , а по  $v$  и  $F - Q$ .

Обычно в станочных гидроприводах принимают рабочее давление в пределах 2-6,5 МПа. При этом для автоматизации медленно протекающих процессов выбирают меньшие давления, а для быстро протекающих – большие. При необходимости удовлетворения требований в части компактности систем, а также для мощных станков могут приниматься более высокие давления. Противодавление принимают равным 0 либо 0,3-0,5 МПа.

Для реализации разработанной схемы выбирают марку масла, гидроаппараты конкретных типов, сечения трубопроводов и т.д. Определяют утечки в аппаратах, потери давления в аппаратах и линиях и, с учетом этого, потребные подачу и давление масла, по которым выбирают конкретный тип насоса или насосную установку.

## 9 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ

### 9.1 Привод с четырёхщелевым дросселирующим распределителем

В варианте привода по рис. 8.1 имеется:

Н – нерегулируемый насос;

К – переливной клапан; давление в гидросистеме устанавливается с помощью этого клапана и контролируется манометром МН;

Р – **четырёхщелевой дросселирующий распределитель** (распределитель с т.н. следящим или управляющим золотником). Нижняя часть золотника представляет собой шуп, ролик которого контактирует с копиром;

Ц – цилиндр перемещения каретки В с фрезой и корпуса дросселирующего распределителя. Цилиндр закреплен на неподвижной стойке А станка, а его шток соединен с фрезерной кареткой В, находящейся на вертикальных направляющих стойки и несущий фрезу. Каретка должна быть уравновешена (например, грузом).

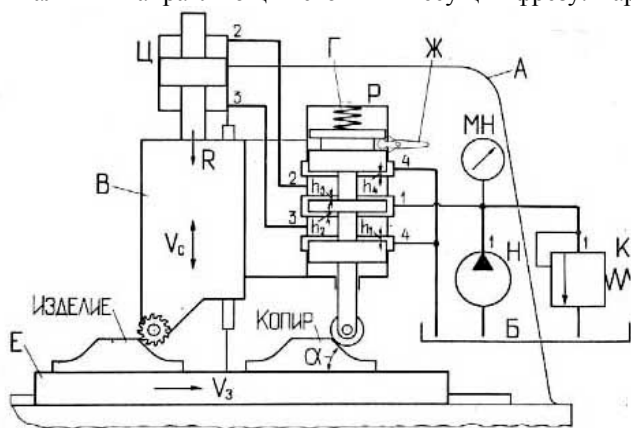


Рис. 8.1. Вариант схемы гидравлического следящего привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем и копировальным управлением

Перед началом работы, при установке заготовки каретка находится в крайнем верхнем положении, а золотник в крайнем нижнем. При этом щели  $h_2 \ll h_3$  и  $h_4 \ll h_1$  в которых установлена каретка В, несущая корпус дросселирующего распределителя и режущий инструмент (фрезу). Шток поршня цилиндра Ц соединен с кареткой В.

В нижней части золотника имеется щуп с роликом, контактирующий с копиром.

При установке заготовки фрезерная каретка находится в верхнем положении. Следящий золотник под действием пружины Г занимает нижнее положение. При этом положении золотника  $h_2 \ll h_3$  и  $h_4 \ll h_1$ .

При включении подачи масла поток, поступающий в нижнюю полость дросселирующего распределителя, и поток, выпускаемый из верхней, дросселируются больше (больше перепад давления), чем поток масла, поступающий в верхнюю полость распределителя, и поток, выпускаемый из нижней. Таким образом, в нижней полости распределителя, линии 3 и нижней полости гидроцилиндра устанавливается низкое давление, а в верхней полости цилиндра – высокое. Вследствие этого поршень с кареткой В перемещается вниз. Когда щуп остановится на копира, каретка будет ещё некоторое время двигаться. При этом щели  $h_1$  и  $h_3$  будут уменьшаться, а щели  $h_2$  и  $h_4$  – увеличиваться. В момент, когда проходные сечения всех щелей сравняются настолько, что разность давлений в полостях гидроцилиндра окажется незначительной, перемещение каретки вниз прекратится.

Столу Е сообщается движение с постоянной скоростью  $v_3$  ( $v_3$  – т.н. задающая скорость) и копир, при повышающемся профиле, будет перемещать щуп и золотник вверх, при понижающемся – вниз. Проходные сечения одной пары щелей будут увеличиваться, другой – уменьшаться. В результате начнется перемещение со скоростью  $v_c$  (т.н. скоростью слежения или следящей подачей), зависящей от  $v_3$  и угла  $\alpha$  профиля копира, фрезерной каретки и корпуса дросселирующего распределителя.

При этом проходные сечения щелей  $h_2$  и  $h_4$  увеличиваются, а щелей  $h_1$  и  $h_3$  уменьшаются. Давление в нижней полости гидроцилиндра растёт, а в верхней – падает. Когда разность давлений окажется достаточной для преодоления силы сопротивления, каретка начнет также смещаться вверх. Это движение, совершаемое по команде управляющего золотника, немедленно передается распределителю с помощью обратной связи, осуществленной в данном случае закреплением его корпуса непосредственно на каретке. Обратная связь ослабляет командный сигнал золотника, снижая его до нуля при среднем положении. Если перемещение шупа под действием копира прекращается, то проходные сечения щелей выравниваются, разность давлений в полостях цилиндра уменьшается и перемещение каретки прекращается.

Обратная связь в следящей системе обеспечивается соединением корпуса дросселирующего распределителя с фрезерной кареткой. Действие этой связи сводится к тому, что движение звена управления в сторону открытия проходных щелей распределителя вызывает движение звена, направленное на их закрытие. Таким образом, обратная связь восстанавливает равновесие в системе после исполнения управляющего сигнала.

Непрерывное протекание процессов рассогласования и восстановления обуславливает слежение исполнительного органа за перемещением звена управления.

При понижении профиля копира щуп и золотник под действием пружины Г будут перемещаться от среднего положения вниз; проходные сечения  $h_1$  и  $h_3$  увеличиваются, а щелей  $h_2$  и  $h_4$  уменьшаются. Давление в верхней полости гидроцилиндра увеличивается, а в нижней – уменьшается. В момент достижения необходимой силы, действующей сверху, каретка начнет перемещаться вниз, осуществляя слежение. Таким образом, совокупность продольной скорости  $v_3$  копира и заготовки и вертикальной скорости  $v_c$  (скорость слежения) шупа и режущего инструмента обеспечивает воспроизведение профиля копира на заготовке.

При этом ролик шупа, обкатывая контур копира, находится с ним в постоянном контакте.

Для ручного управления отводом вверх каретки с фрезой и шупом служит рукоятка Ж.

Щели распределителя  $h_1, h_2, h_3, h_4$  образуются кромками буртов золотника и окон корпуса распределителя и изменяются при изменении осевого положения золотника.

Напорная линия 1 соединяется дросселирующим распределителем через щели  $h_1$  и  $h_4$  со сливной линией 4, а через  $h_2$  и  $h_3$  – с нижней (линия 3) и верхней (линия 2) полостями цилиндра. Действие привода основано на том, что при изменении щелей изменяются давления в полостях цилиндра, а значит и силы, действующие на поршень сверху и снизу. Поршень со штоком перемещается при наличии определенной разности сил в направлении их равнодействующей, совпадающей с направлением перемещения шупа.

Такой привод широко применяется в копировальных станках, так как обеспечивает достаточно высокую точность копирования и обладает высокой чувствительностью. В приводе могут использоваться цилиндры с двухсторонним и односторонним штоками и гидромотора.

В следящих приводах кроме четырехщелевых распределителей могут приниматься двух- и однощелевые распределители.

## 9.2 Погрешность воспроизведения, нечувствительность и устойчивость следящей системы

Скорость слежения  $v_c$  прямо зависит от величины  $v_3$  и угла  $\alpha$  подъема профиля копира. В приводе по рис. 8.1  $v_3 = \text{const}$  и  $v_c$  возрастает с увеличением  $\alpha$ .

Чем выше  $v_c$ , тем больше должна быть подача масла в цилиндр и из него, а значит и величина смещения золотника от нейтрального положения.

Расстояние, на которое должен смещаться золотник от нейтрального положения, для того чтобы обеспечились необходимая разность давлений в полостях цилиндра и необходимая скорость его перемещения, определяет собой *погрешность воспроизведения (копирования)*, так как в процессе обработки на такое же расстояние смещаются друг относительно друга щуп и режущий инструмент. Это обуславливает отличие профиля обработанной поверхности от контура копира.

Таким образом, чем больше скорость слежения  $v_c$ , а также нагрузка  $R$  на гидродвигателе, тем больше погрешность воспроизведения.

На качество копируемой поверхности, кроме того, влияет сила трения в рабочем органе, которая изменяется в зависимости от величины и знака скорости слежения и обуславливает образование *зоны нечувствительности* следящего привода.

На рис. 8.2 показано отличие профиля изделия 1 от профиля копира 2, зависящее от погрешности воспроизведения следящего привода и его нечувствительности.

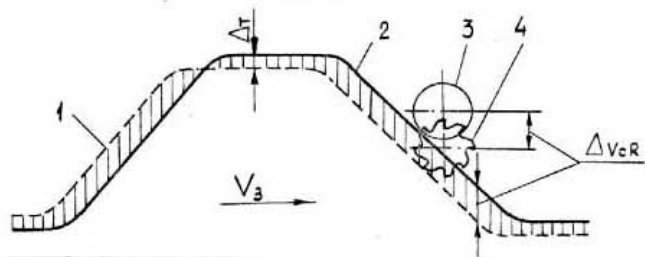


Рис. 8.2. Отличие профиля изделия от профиля копира в результате погрешности воспроизведения следящего привода и его нечувствительности: 1 - контур изделия; 2 - контур копира; 3 - ролик щупа; 4 - фреза

Величина  $\Delta_{v_c R}$  характеризует погрешность копирования, обусловленную погрешностью воспроизведения следящего привода, связанную с величиной скорости слежения  $v_c$  и нагрузкой  $R$ . Величина  $\Delta_T$  – погрешность копирования, обусловленная нечувствительностью следящего привода в результате действия сил сухого трения.

Таким образом, в результате погрешности следящего привода, пропорциональной величине скорости слежения, контур изделия получается как

бы сдвинутым относительно профиля копира в направлении, обратном направлению скорости задания  $v_3$ .

Инерция и упругость масла, а так же запаздывание при прохождении сигнала управления обуславливают возможность возникновения колебаний в системе. При увеличении амплитуды колебаний система может стать неустойчивой.

Амплитуда этих колебаний может уменьшаться или увеличиваться. Если, например, трение в направляющих рабочих органов будет значительным, колебания будут затухающими, а системе устойчивой. Но если энергия, поступающая по цепи обратной связи, окажется достаточной для преодоления сил трения с некоторым запасом, амплитуда колебаний будет нарастать, объект управления (рабочий орган) будет раскачиваться все сильнее, и система будет неустойчивой.

Под устойчивостью следящей системы управления понимается ее способность возвращаться к установившемуся состоянию после прекращения воздействий, которые вывели систему из этого состояния.

Устойчивость определяет работоспособность системы.

На динамическую точность и производительность станка влияет быстрдействие следящей системы, которая характеризуется временем переходного процесса.

Правильный выбор следящего привода заключается в том, чтобы при заданных режимах работы стенка ограничить погрешность воспроизведения и нечувствительность привода требуемыми пределами.

Чувствительность и погрешность копирования также зависят от соотношения осевых размеров поясков золотника и кольцевых канавок его корпуса. По этому признаку различают дросселирующие распределители с *положительным, отрицательным и нулевым перекрытием* (рис. 8.3).

Распределители с положительным перекрытием (см. рис. 8.3,б) имеют повышенную зону нечувствительности, так как смещение золотника от среднего положения на величину  $x_0$  не вызовет соответствующего движения инструмента, в результате чего значительно увеличится погрешность копирования.

Распределители с отрицательным перекрытием (см. рис. 8.3,в) лишены этого недостатка, однако их применение сопровождается значительным перепусканием масла из напорной линии системы в сливную, что может привести к падению давления и большим потерям мощности в то время, когда золотник находится вблизи от своего среднего положения.



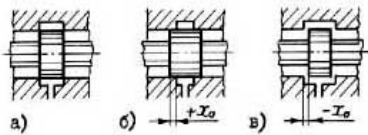


Рис. 8.3. Виды перекрытий в дросселирующих гидродистрибуторах: а - нулевое; б - положительное; в - отрицательное

Наилучшими характеристиками обладают дросселирующие распределители с нулевым перекрытием (см. рис. 8.3,а), но практически выполнить его сложно. Поэтому предпочитают распределители с весьма малым отрицательным перекрытием.

### 9.3 Привод с двухщелевым дросселирующим распределителем (рис. 8.4)

Масло от насоса Н подается по линии 1 в штоковую полость цилиндра Ц, а через полость А, щель  $h_1$  дросселирующего распределителя Р и далее по линии 2 – в поршневую полость цилиндра. Цилиндр, таким образом, оказывается включенным по дифференциальной схеме. Через щель  $h_2$  распределителя поршневая полость цилиндра соединяется со сливной линией 3. Давление масла в штоковой полости цилиндра постоянно, а значит, постоянна и сила, действующая на поршень снизу. При перемещении управляющего золотника изменяются размеры щелей  $h_1$  и  $h_2$ , давление масла в поршневой полости цилиндра и сила, действующая на поршень сверху, изменяются. Нарушение равновесия сил на поршне обуславливает перемещение его каретки В с инструментом и корпуса дросселирующего распределителя в направлении, соответствующем знаку разности сил.

Достоинством привода является относительная простота изготовления золотника и корпуса распределителя, недостатком, по сравнению с предыдущим приводом, – меньшие возможности варьирования схемы и меньшая развиваемая сила при равных диаметрах цилиндров.

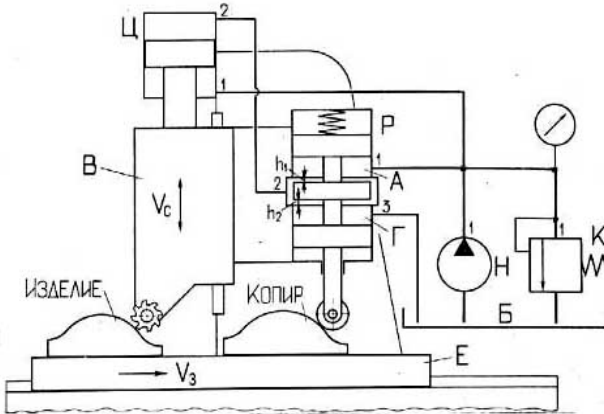


Рис. 8.4. Вариант схемы следящего гидропривода с двухщелевым дросселирующим распределителем и копировальным управлением

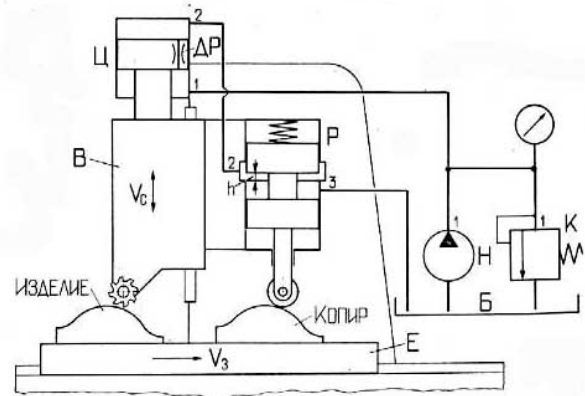


Рис. 8.5. Вариант схемы следящего гидропривода с однощелевым дросселирующим распределителем и копировальным управлением

### 9.4 Привод с однощелевым дросселирующим распределителем (рис. 8.5)

Масло от насоса Н по линии 1 подается в штоковую полость цилиндра Ц дифференциального действия, из которой через встроенный в поршень дроссель ДР проходит в поршневую полость. Из поршневой полости масло идет по линии 2, через щель  $h$  дросселирующего распределителя Р в сливную линию 3. Давление в штоковой полости и сила, действующая на поршень снизу, постоянны.

Давление в поршневой полости цилиндра, а значит и сила, действующая сверху, зависят от величины щели  $h$ . При нарушении равновесия сил на поршне он будет перемещаться в направлении, определяемом знаком разности сил.

В таком приводе конструкция распределителя максимально упрощена, но привод уступает другим следящим приводам по точности копирования, а также по скорости слежения, величина которой ограничена из-за небольшой пропускной способности дросселя цилиндра.

### 9.5 Следящие приводы с постоянной скоростью копирования

Особенностью приводов с постоянной задающей скоростью  $v_3 = \text{const}$  (см. рис. 8.1, 8.4, 8.5) является зависимость величины скорости копирования  $v_k$ , (или иначе – *контурной* подачи) от крутизны профиля копира  $\alpha$ :

$$v_k = \sqrt{v_3^2 + v_c^2}; \quad v_k = \frac{v_3}{\cos \alpha} \quad (\text{рис. А10}). \quad \text{Например, при } \alpha = 45^\circ \quad v_k \approx 1,4v_3; \quad \text{при } \alpha = 60^\circ \quad v_k \approx 2v_3.$$

Поэтому следящие приводы с  $v_3 = \text{const}$  целесообразно применять при  $\alpha$  до  $45^\circ$ . Если требуется обрабатывать профили с  $\alpha > 45^\circ$ , применяют приводы с  $v_k = \text{const}$ , достигаемой автоматическим регулированием  $v_3$  (рис. А11).

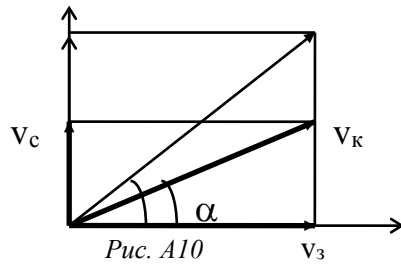


Рис. А10

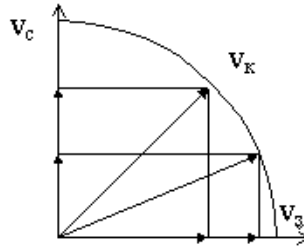


Рис. А11

Рассмотрим вариант такого привода со специальным регулятором (рис. 8.6).

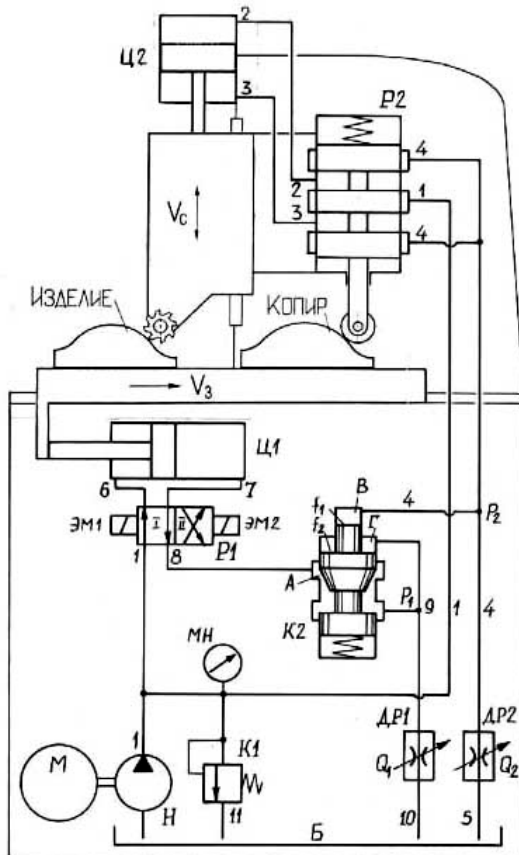


Рис. 8.6. Схема однокоординатного следящего гидропривода с автоматическим регулированием задающей скорости для обеспечения постоянства скорости копирования

В нем  $v_3$  и  $v_c$  обеспечиваются цилиндрами Ц1 и Ц2, которые управляются распределителями, соответственно: направляющим Р1 и четырёхщелевым дросселирующим Р2. Для обеспечения регулирования  $v_3$  и  $v_c$  применены *квадратичные* дроссели ДР1 и ДР2. К дросселям масло подходит под давлениями  $p_1$  и  $p_2$  соответственно и под этими же давлениями масло поступает в верхние полости Г и В автоматического регулятора К2, действуя на его поршень сверху с силой  $p_1 \cdot f_2 + p_2 \cdot f_1$ . Снизу на поршень действует пружина с силой  $P_{пр}$ , которую можно считать постоянной. При изменении  $v_c$  изменяется  $p_2$ , это нарушает равновесие сил на поршне, он смещается, щель А, а значит и давление  $p_1$ , изменяются (например, если  $p_2$  растёт при больших открытиях щелей дросселирующего распределителя Р2 и увеличении  $v_c$ , то  $p_1$  уменьшается). Это вызывает изменение  $v_3$  ( $v_3$  уменьшается, если  $v_c$  возрастает). Перемещение поршня регулятора прекращается при восстановлении равновесия сил на нем  $p_1 \cdot f_2 + p_2 \cdot f_1 = P_{пр}$ .

При равенстве  $f_1$  и  $f_2$  обеспечивается  $p_1 + p_2 = \text{const}$ . А так как используемые в системе дроссели ДР1 и ДР2 являются *квадратичными*, расход через которые  $Q_{др} = \varphi(\sqrt{\Delta p_{др}})$  или  $Q_{др}^2 = \varphi_1(\Delta p_{др})$ , то сумма квадратов расходов через них будет постоянной:

$$Q_1^2 + Q_2^2 = \text{const}.$$

Это, в свою очередь, будет обеспечивать

$$v_3^2 + v_c^2 = v_k^2 = \text{const},$$

т. е. постоянство скорости копирования  $v_k$ .

## 9.6 Многокаскадные гидроусилители

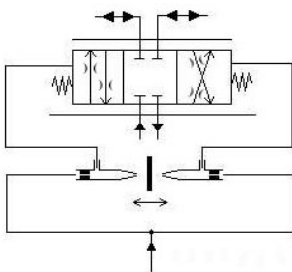


Рис. А12

С целью уменьшения мощности входного сигнала применяют системы с двух-, трех- и более каскадным усилением. Существует достаточное количество различных конструктивных вариантов многокаскадных усилителей. К примеру, от копира через щуп приводится следящий золотник малого диаметра, корпус которого является следящим золотником большого диаметра.

В первом каскаде усиления могут применяться устройства типа сопло-заслонка (рис. А12), устройства со струйной трубкой и другие.

## 9.7 Электрогидравлические следящие и шаговые приводы

Гидравлические следящие приводы часто применяются в копировальных станках и в станках с ЧПУ. В копировальных станках возможно использование электрогидравлического следящего привода (ЭГСП), а в станках с ЧПУ – ЭГСП и электрогидравлического шагового привода (ЭГШП).

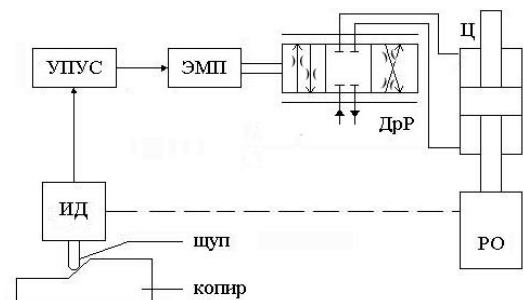


Рис. А13

9.7.1 В электрогидравлических следящих приводах (ЭГСП) применяются дросселирующие распределители с электроуправлением.

В ЭГСП копировальных систем (рис. А13) копир воздействует на шуп датчика, например, индукционного (ИД), сигналы от которого через устройство преобразования и усиления сигналов (УПУС) поступают на электромагнитный преобразователь (ЭМП), обеспечивающий перемещение золотника дросселирующего распределителя (ДрР). ДрР управляет гидродвигателем (Ц) привода рабочего органа (РО) станка. Обратная связь обеспечивается закреплением ИД на РО.

9.7.2 При использовании ЭГСП в станках с ЧПУ работа привода определяется числовой программой, а не профилем копира. Структура ЭГСП подачи РО станка с ЧПУ можно представить следующей схемой.

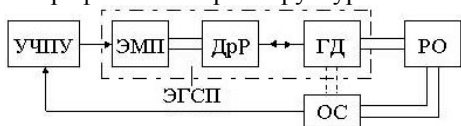


Рис. А14

На схеме (рис. А14) показаны:

УЧПУ – устройство ЧПУ,  
ЭМП – электромагнитный преобразователь,  
ДрР – дросселирующий распределитель,  
ГД – гидродвигатель, в качестве которого могут использоваться

гидроцилиндр, гидромотор, поворотный гидродвигатель,

РО – рабочий орган,

ОС – устройство обратной связи.

В ЭГСП обратная связь по положению РО или ГД осуществляется электромеханическим измерительным устройством.

11.7.3 Используемые в станках с ЧПУ ЭГШП имеют следящую систему в гидроусилителе. Структурная схема ЭГШП будет следующей.

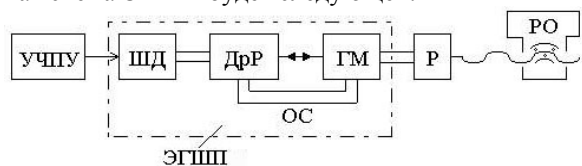


Рис. А15

На схеме (рис. А15) показаны:

УЧПУ – устройство ЧПУ,  
ШД – маломощный шаговый электродвигатель,  
ДрР – дросселирующий распределитель,  
ГМ – гидромотор, Р – редуктор.

В рассматриваемом варианте привода с ЭГШП шаговый электродвигатель малой мощности поворачивает следящий золотник ДрР кранового типа, что обеспечивает подачу масла в ГМ и поворот его вала, связанного с корпусом ДрР, на угол, равный углу поворота вала ШД. Обратная связь, таким образом, обеспечивается связью ГМ с ДрР.

В ЭГШП других исполнений используются дросселирующие распределители осевого типа, соединённые с ШД прецизионной винтовой передачей.

## 9.8. Гидроаппаратура с пропорциональным управлением.

### Гидроаппаратура с цифровым управлением

9.8.1 Аппараты с пропорциональным управлением используются для дистанционного управления параметрами гидроприводов и в качестве звеньев замкнутых систем автоматического регулирования.

Пропорциональное управление применяется для распределителей, дросселей, регуляторов расхода и клапанов давления. Аппараты с пропорциональным управлением комплектуются специальными электромагнитами, обеспечивающими множество промежуточных положений. Пропорциональный электромагнит может воздействовать на запорно-регулирующий элемент аппарата непосредственно либо через блок управления, и тогда аппарат является двухступенчатым (или непрямого действия).

Распределители с пропорциональным управлением могут иметь один или несколько каскадов усиления. Функционально они приближаются к дросселирующим распределителям, но по быстродействию, коэффициенту усиления, чувствительности и некоторым др. параметрам (линейность, гистерезис, дрейф нуля и пр.) им уступают. Однако они конструктивно проще, дешевле, менее чувствительны к засорению и широко унифицированы с обычными направляющими распределителями.

9.8.2 Для перемещения запорно-регулирующих элементов в клапанах и дросселях применяются также маломощные шаговые двигатели и винтовые передачи. Управление ими производится от силовых выходов программируемых контроллеров, применяемых на многих металлорежущих станках и автоматических линиях.

Такие аппараты назвали аппаратами с цифровым управлением. Они уступают пропорциональным аппаратам в быстродействии, но более надёжны и стабильны в работе.

## 10 ПОСТРОЕНИЕ ГИДРОКИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ СТАНКОВ

### 10.1 Гидрокинематика круглошлифовального станка модели 3152М (рис. 7.1)

10.1.1 Привод главного движения (вращения шлифовального круга):  $n_{ш} = 1440 \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot 0,98$ , об/мин

10.1.2 Привод окружной подачи (вращения детали):  $n_d = (1400; 2800) \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{D_3}{D_4} \cdot \frac{65}{120} \cdot 0,98^2$ , об/мин

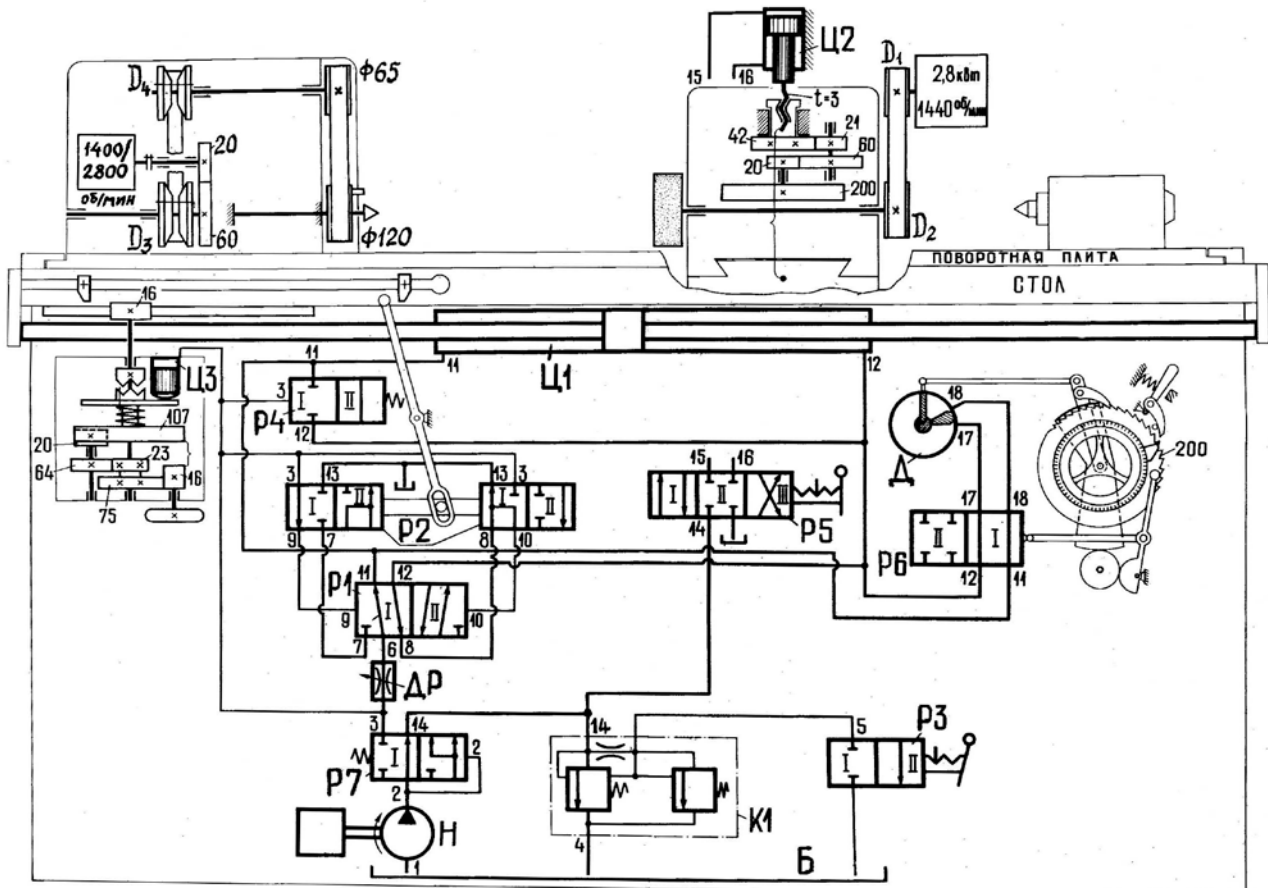


Рис. 7.1. Гидрокинематическая схема круглошлифовального станка мод. 3152М

#### 10.1.3 Продольная подача стола

Для привода подач применена гидросистема с дроссельным управлением. Цикл начинается при включении вручную распределителя Р3 вправо – в позицию (положение) I (будем показывать: Р3 → I), при этом клапан К1 начинает работать как переливной и подача включается. Одновременно: Ц3↓, размыкая муфту ручного продольного перемещения, Р4 → I, разобщая полости цилиндра Ц1.

Гидропоток управления будет следующим:

1(Н)2(Р7-И)3(Р2-И)9(Р1 → I)/(Р1)10(Р2-И)13(Бк).

Рабочий гидропоток

1(Н)2(Р7-И)  $\left\{ \begin{array}{l} 3(ДР)6(Р1-И)11(Ц1 \rightarrow)/(Ц1)12(Р1-И)8(Р2-И)13(Бк) \\ 14(К1)4(Бк) \end{array} \right.$

обеспечивает движение стола (подачу) вправо.

В записях гидропоток: 13(Б) и 4(Б) – сливные линии и бак.

В конце хода стола вправо переставной упор посредством рычага переключает Р2 ← II.

Поток управления:

1(Н)2(Р7-И)3(Р2-И)10(Р1 ← II)/(Р1)9(Р2-И)13(Бк)

Рабочий гидропоток:

$$1(H)2(P7 - II) \begin{cases} 3(ДР)6(P1 - II)12(Ц1 \leftarrow) / (Ц1)11(P1 - II)7(P2 - II)13(Бк) \\ 14(K1)4(Бк) \end{cases}$$

Стол движется влево и т.д.

Если вручную  $P3 \leftarrow II$  клапан  $K1$  открывается, насос разгружается,  $P7 \rightarrow I$  и автоматическая подача прекращается,  $P4 \leftarrow II$  и полости  $Ц1$  соединяются между собой. Пружиной включается кулачковая муфта ручного перемещения стола, т.е. становится возможным перемещение стола по кинематической цепи:

$$\text{маховик} - \frac{16}{75} \cdot \frac{23}{64} \cdot \frac{20}{107} \cdot 16 - \text{реечная передача.}$$

#### 10.1.4 Поперечная подача шлифовальной бабки

При каждом реверсе стола срабатывает гидравлическая цепь

либо:  $1(H)2 \dots 11(P6 - I)18(Д) / (Д)17(P6 - I)12 \dots (Бк)$

либо:  $1(H)2 \dots 12(P6 - I)17(\bar{Д}) / (Д)18(P6 - I)11 \dots (Бк)$

При полном повороте шибера поворотного гидродвигателя ( $Д$ ) в любом направлении происходит также поворот кривошипа и качательное движение собачки, а значит и поворот храпового колеса на  $a$  зубьев.

$$S_n = \frac{a}{200} \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{21}{42} \cdot 3, \text{ мм/ход (при } a=1, S_n=0,0025 \text{ мм/ход).}$$

Требуемое  $a$  обеспечивается при установке сектора, перекрывающего часть зубьев храповика на пути собачки, в соответствующее положение.

Автоматическое отключение подачи осуществляется с помощью переставного упора на лимбе, обеспечивающего через рычажную систему перекрытие сектором зубьев храповика на пути собачки и переключающего  $P6$  в положение  $II$ .

Для компенсации износа круга поперечное перемещение его может быть произведено при повороте храповика на 1 или несколько зубьев специальным рычажком с собачкой. Круг при повороте храповика на 1 зуб перемещается на

$$\frac{1}{200} \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{21}{42} \cdot 3 = \frac{1}{400} \text{ мм} = 2,5 \text{ мкм}$$

Возможно ручное перемещение храповика с помощью маховика.

#### 10.1.5 Быстрые поперечные перемещения шлифовальной бабки

Быстрые перемещения происходят при включении  $P5$  в  $I$  или  $III$  позицию. Давление в системе при этом падает, пружина  $P7 \rightarrow I$  и подачи (продольная и поперечная) автоматически отключаются. Рабочие гидропотoki будут следующими:

- при подводе:  $1(H)2(P7 - I)14(P5 - I)15(Ц2 \downarrow) / (Ц2)16(P5 - I)(Бк)$

- при отводе:  $1(H)2(P7 - I)14(P5 - III)16(Ц2 \uparrow) / (Ц2)15(P5 - III)(Бк)$ .

### 10.2 Силовая головка с гидропанелью подач типа 5У4242

Силовые головки являются основными нормализованными узлами агрегатов станков. Силовая головка имеет, как правило, выходной вал (шпиндель), с которого движение передается инструментальным шпинделям шпиндельной коробки.

Рассматриваемая силовая головка (рис. 7.2) размещается на направляющих станины и приводится в движение цилиндром  $Ц1$ , шток которого закреплен на станине, а корпус цилиндра встроен в головку и является, таким образом, подвижным.

Силовая головка работает по циклу:

*А. Быстрый подвод*

*Б. Первая рабочая подача ( $S_1$ )*

*В. Вторая рабочая подача ( $S_2 < S_1$ )*

*Г. Быстрый отвод*

*Д. Останов в исходном положении.*

Гидросистема головки обеспечивает дроссельное управление скоростями рабочих ходов и ступенчатое и дифференциальное – холостых.

Для управления работой силовой головки используется гидропанель подач, состоящая из следующих аппаратов:

$H1$  – насос высокого давления с малой подачей масла – для осуществления рабочих ходов;

$H2$  – насос низкого давления с большой подачей масла – для осуществления холостых ходов;

$P1$  – основной распределитель;

- К1 – предохранительный клапан, настраиваемый на давление, большее максимального рабочего на 0,5-1 МПа и срабатывающий при засорении фильтра Ф;
- К2 – переливной клапан напорной линии насоса Н2;
- К3 – переливной клапан напорной линии насоса Н1 и, одновременно, дифференциальный клапан для поддержания постоянной разности давлений на дросселях ДР1 и ДР2;
- К4 – подпорный клапан;
- Р2, Р3 и Ц2 – вспомогательные распределители и цилиндр;
- РД – реле давления.

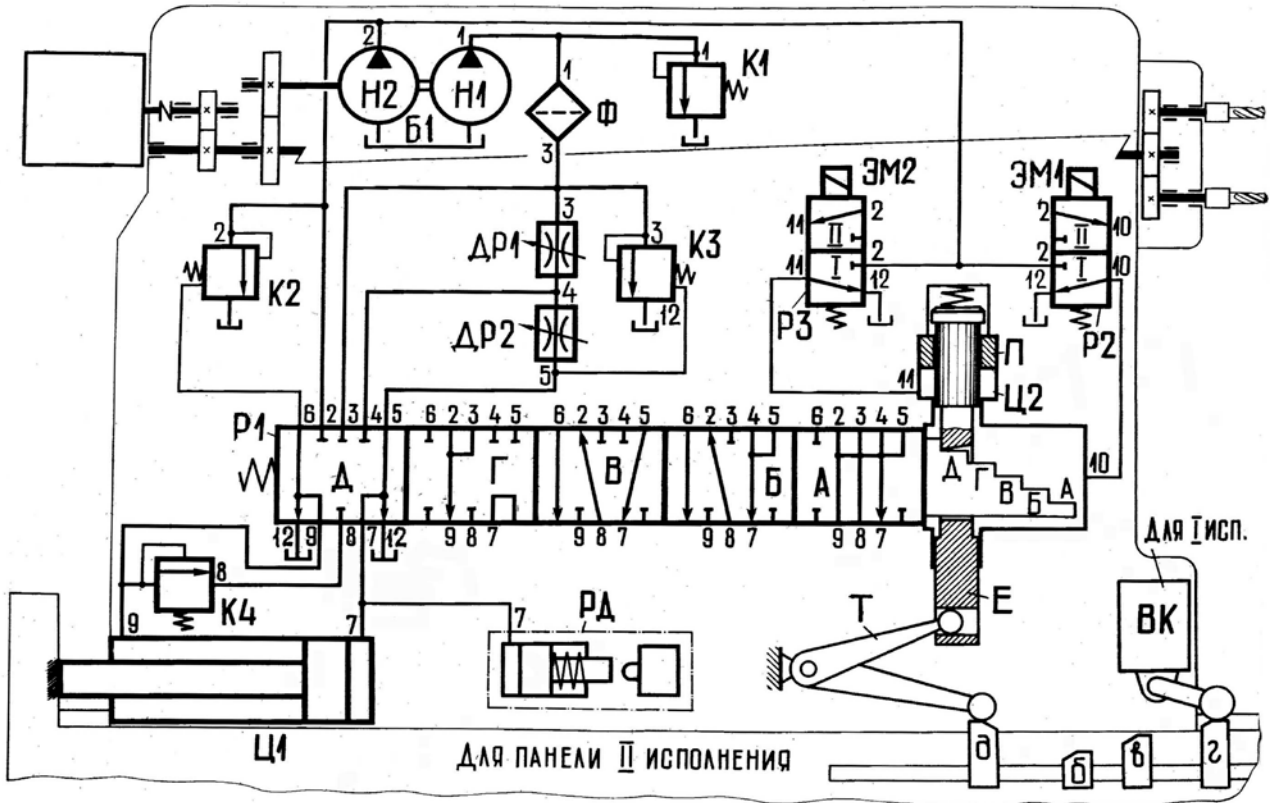


Рис. 7.2. Гидрокинематическая схема силовой головки с гидропанелью подач типа 5У4242

Работа головки обеспечивается следующим образом:

*А. Быстрый подвод*

При нажмем на пусковую кнопку включается электромагнит ЭМ1, переключающий распределитель Р2 в положение (позицию) II (Р2 ↓ II). В результате гидропоток: (Н2)2(Р2-II)10(Р1 ← А) обеспечивает перемещение золотника распределителя Р1 в положение А, после чего головка начинает движение, а подпружиненный фиксатор Е опускается в крайнее нижнее положение (до упора в ступень А гребенки золотника Р1), фиксируя распределитель в позиции А. При освобождении пусковой кнопки ЭМ1 обесточивается и Р2 ↑ I.

Основной гидропоток:

(Н1)1(Ф)3 } (Р1 - А)7(Ц1 →)/(Ц1)9, т.о. масло из линий 2, 3, 9 через Р1-А поступает и цилиндр Ц1, и он, работая по дифференциальной схеме, осуществляет быстрый подвод головки.

*Б. Первая рабочая подача*

Переставной упор б через рычаг Т поднимает фиксатор Е на одну ступень гребенки в положение Б. Пружиной (Р1 → Б)/(Р1)10(Р2-I)12(Бк). При этом (К2)6(Р1-Б)12(Бк), в результате К2 открывается и Н2 разгружается: (Н2)2(К2)12(Бк).

*Примечание.* В этих записях и далее: 12(Бк) – сливная линия и бак.

Основной гидропоток:

$$(H1)1(\Phi)3 \left\{ \begin{array}{l} (DP1)4(P1-B)7(\Psi1 \rightarrow) / (\Psi1)9(K4)8(P1-B)2(K2)12(Бк) \\ (K3)12(Бк) \end{array} \right.$$

Подача настраивается дросселем ДР1. Каналы 4 и 5 через (P1-B) соединяются, поэтому давление в них практически одинаково, в результате через ДР2 масло не идет, и клапан К3 поддерживает постоянную разность давлений на дросселе ДР1, обеспечивая тем самым постоянство расхода через него, а значит и постоянство подачи независимо от колебаний усилия подачи.

#### *В. Вторая рабочая подача*

Переставной упор **в** через рычаг Т поднимает фиксатор Е еще на одну ступень (В).

Пружиной (P1 → В)/(P1)10(P2-I)12(Бк). При этом по-прежнему: (K2)6(P1-B)12(Бк) и (H2)2(K2)12(Бк).

Основной гидропоток:

$$(H1)1(\Phi)3 \left\{ \begin{array}{l} (DP1)4(DP2)5(P1-B)7(\Psi1 \rightarrow) / (\Psi1)9(K4)8(P1-B)2(K2)12(Бк) \\ (K3)12(Бк) \end{array} \right.$$

Подача настраивается дросселем ДР2.

#### *Г. Быстрый отвод*

В головках могут быть применены панели двух исполнений.

В гидропанели I исполнения под действием упора **г** срабатывает конечный выключатель ВК, включая электромагнит ЭМ2.

В гидропанели II исполнения предусмотрен жесткий упор. При останове головки на жестком упоре давление в поршневой полости Ц1 (канал 7) возрастает, срабатывает реле давления РД и включает реле времени, которое по истечении выдержки времени включает электромагнит ЭМ2.

В любом случае при включении ЭМ2 Р3 ↓ П и гидропоток (H2)2(P3-II)11(Ц2 ↑) поршнем П цилиндра Ц2 поднимает фиксатор Е еще на одну ступень (Г).

Пружиной (P1 → Г)/(P1)10(P2-I)12(Бк).

Основной гидропоток:

$$\left. \begin{array}{l} (H5)5 \\ (H1)1(\Phi)3 \end{array} \right\} (Б1-L)8(П1 \leftarrow) \setminus (П1)1(Б1-L)15(РК)'$$

Ц1 осуществляет быстрый отвод головки. ЭМ2 обесточивается и Р3 ↑ I.

#### *Д. Останов в исходном положении*

Упор **д** через рычаг Т поднимает фиксатор Е в верхнее положение (Д).

Пружиной (P1 → Д)/(P1)10(P2-I)12(Бк),

в результате каналы 5 и 6 соединяются со сливной линией, клапаны К2, К3 открываются и насосы разгружаются:

(H1)1(Φ)3(K3)12(Бк),

(H2)2(K2)12(Бк),

(Ц1)7

(Ц1)9

} (P1-D)12(Бк) и полости Ц1 также соединяются со сливной линией.

### **10.3 Гидросистема обрабатывающего центра модели ИР-500МФ4 (рис.7.3)**

Все формообразующие и некоторые вспомогательные движения на станке осуществляются с помощью высокомоментных электродвигателей постоянного тока. Остальные вспомогательные движения выполняются посредством гидропривода, питаемого от гидростанции с регулируемым пластинчатым насосом.

Насос позволяет производить механическую настройку на необходимые рабочий объем и рабочее давление. При росте давления в системе сверх давления настройки насоса, величина эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса резко уменьшаются, доходя практически до нуля. Реле давления РД1 контролирует давление масла в линии нагнетания. При падении давления масла реле давления дает сигнал на отключение гидросистемы станка. Все масло, нагнетаемое в гидросистему, очищается, проходя последовательно через приемный фильтр Ф1 и фильтр тонкой очистки Ф2. Отработавшее масло сливается в бак через фильтр Ф3. В гидросистеме имеется 14 цилиндров, назначение которых следующее:

Ц1 – переключение ступеней коробки скоростей;

Ц2 – разжим оправки инструмента;

Ц3 – фиксация шпинделя в определенном положении;

Ц4 – выдвижение руки манипулятора;

Ц5 – вертикальное перемещение манипулятора;

Ц6 – поворот руки манипулятора;

Ц7 – фиксация положения инструментального магазина;  
 Ц8 – уравнивание шпиндельной бабки;  
 Ц9 – подъем стола перед поворотом;  
 Ц10 – зажим спутника на столе;  
 Ц11, Ц12 – перемещение спутников;  
 Ц13, Ц14 – поворот платформы смены спутников.

Гидросистема станка выполнена на аппаратуре модульного монтажа – распределителях с электроуправлением, двояных дросселях с обратными клапанами, редукционных клапанах.

Уравнивающий цилиндр Ц8 подключен через клапан К8.

Разжим и зажим спутника на столе контролируется с помощью реле давления РД3 и РД4.

*На схеме станка позиции распределителей не пронумерованы, поэтому будем обозначать их: нижняя – I; средняя – 0; верхняя – II.*

Элементы кинематики и гидросистемы станка на схеме показаны в исходных положениях. Электромагниты отключены.

Рассмотрим, как осуществляются на станке вспомогательные движения, приняв к сведению следующее:

начало всех гидропотоков общее:  $1(\Phi 1)2(H)3(\Phi 2)4 \left\{ \begin{array}{l} \dots \\ (PД1) \end{array} \right.$  и в приводимых далее записях гидропото-

ков повторяться не будет, так же как и общее их окончание, а именно: ...9(Ф3)11(Бк), где 11(Бк) – сливная линия и бак.

### 10.3.1 Переключение диапазонов коробки скоростей

Переключение диапазонов скоростей приводится гидроцилиндром Ц1, который связан через штангу с блоком 23-57 коробки.

При поступлении команды от системы ЧПУ на включение первой механической ступени коробки скоростей включается электромагнит ЭМ1. Он переключает золотник распределителя Р1 в позицию I (P1 ↑ I).

Поток масла

...(КО22)5(К1)15(P1-I)17(КО2)13(Ц1 →)/(Ц1)14(ДР1)16(P1-I)...

перемещает поршень цилиндра Ц1, а следовательно и штангу с вилкой вправо. Происходит включение первой механической ступени коробки скоростей (30:57)-(23:66). Скорость переключения настраивается дросселем ДР1.

При поступлении команды от системы ЧПУ на включение второй механической ступени коробки скоростей отключается электромагнит ЭМ1 и включается электромагнит ЭМ2. Он переключает золотник распределителя Р1 в позицию II (P1 ↓ II).

Поток масла

...(КО22)5(К1)15(P1-II)16(КО1)14(Ц1 ←)/(Ц1)13(ДР2)17(P1-II)...

перемещает поршень цилиндра Ц1, а следовательно и штангу с вилкой влево. Происходит включение второй механической ступени коробки скоростей (30:57)-(57:32). Скорость переключения настраивается дросселем ДР2.

При снятии задающих команд электромагниты ЭМ1 и ЭМ2 отключаются и золотник распределителя под действием пружин устанавливается в позицию 0 (P1-0), соединяя таким образом обе полости гидроцилиндра Ц1 со сливом.

### 10.3.2 Привод механизма ориентации шпинделя

Ориентация шпинделя (фиксация его в определенном положении) производится с помощью цилиндра Ц3 и рычажной системы.

По команде от системы ЧПУ станка "ориентация шпинделя" включается электромагнит ЭМ4. Он переключает золотник распределителя Р3 в позицию II (P3 ↓ II).

Поток масла:

...(КО22)5(К3)19(P3-II)20(КО3)22(Ц3 ←)/(Ц3)23(ДР4)21(P3-II)... перемещает поршень цилиндра Ц3 влево. В результате рычаг проворачивается вокруг оси против часовой стрелки и фиксирующий ролик фиксирует шпиндель. Скорость фиксации настраивается дросселем ДР4.

При поступлении команды от системы ЧПУ станка "расфиксация шпинделя" отключается электромагнит ЭМ4 и пружина переключает золотник распределителя Р3 в позицию I (P3 ↑ I).

Поток масла

...(КО22)5(К3)19(P3-I)21(КО4)23(Ц3 →)/(Ц3)22(ДР3)20(P3-I)... перемещает поршень цилиндра Ц3 вправо. В результате рычаг поворачивается вокруг оси по часовой стрелке и фиксирующий ролик выходит из трапецеидального паза шпинделя. Шпиндель расфиксируется. Скорость расфиксации настраивается дросселем ДР3.



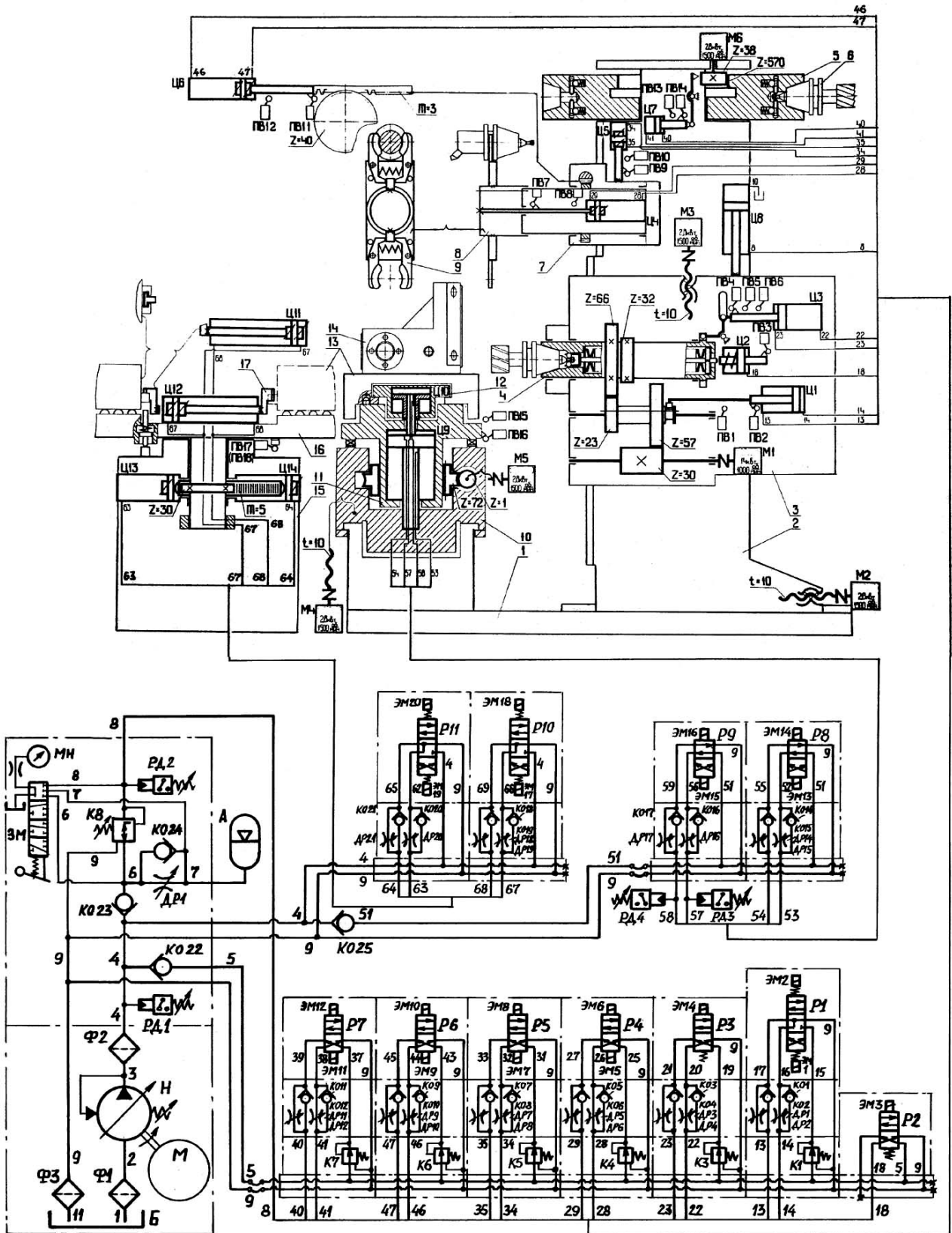


Рис. 7.3. Гидрокинематическая схема многоцелевого станка мод. IP-500MФ4

### 10.3.3 Гидравлическое уравновешивание шпиндельной бабки

Гидравлическое уравновешивание шпиндельной бабки осуществляется гидроцилиндром Ц8, который монтируется на верхнем торце стойки 2. Нижний конец штока цилиндра жёстко крепится к шпиндельной бабке 3. Масло подается в штоковую полость цилиндра Ц8 от насоса, если привод перемещений и подач (высокомомментный электродвигатель с шариковинтовой парой) перемещает бабку вверх, и вытесняется из штоковой

полости в сливную линию, если - вниз. Клапан давления К8 поддерживает постоянное давление в штоковой полости гидроцилиндра Ц8 независимо от направления и скорости движения шпиндельной бабки, определяемых приводом подач. Шпиндельная бабка уравнивается потоками:

$$\begin{aligned} & \text{- при движении бабки вверх} - 1(\Phi 1)2(\text{H})3(\Phi 2)4(\text{K}023)6(\text{K}8)8 \begin{cases} (\text{Ц}8) \\ (\text{PД}2) \end{cases}, \\ & \text{- при движении бабки вниз} - (\text{Ц}8)8 \begin{cases} (\text{K}8)9(\Phi 3)11(\text{Б}). \\ (\text{PД}2) \end{cases} \end{aligned}$$

Аккумулятор А позволяет обеспечить требуемую подачу масла в цилиндр при больших скоростях перемещения бабки вверх, а так же сглаживает колебания давления в системе при переходных режимах.

### 10.3.4 Приводы цикловых движений при автоматической смене инструмента

Движения при автоматической смене инструмента рассмотрим в последовательности осуществления его цикла.

#### 1) Расфиксация инструментального магазина

По команде от системы ЧПУ станка "смена инструмента" включается электромагнит ЭМ12. Он переключает золотник распределителя Р7 в позицию II (Р7↓II).

Поток масла

...(K022)5(K7)37(P7-II)38(K011)41(Ц7→)/(Ц7)40(ДР12)39(P7-II)... перемещает поршень цилиндра Ц7 вправо, рычаг поворачивается вокруг оси против часовой стрелки и магазин расфиксируется. Скорость расфиксации настраивается дросселем ДР12.

#### 2) Поворот магазина для поиска инструмента

В конце хода штока цилиндра Ц7 вправо срабатывает конечный выключатель ПВ14, включается высокомоментный электродвигатель М6 и через шестерни 38:570 поворачивает корпус магазина.

#### 3) Фиксация инструментального магазина

По окончании поворота магазина система ЧПУ станка отключает электромагнит ЭМ12 и включает электромагнит ЭМ11. Он переключает золотник распределителя Р7 в позицию I (Р7↑I).

Гидропоток

...(K022)5(K7)37(P7-I)39(K012)40(Ц7←)/(Ц7)41(ДР11)38(P7-I)... перемещает поршень цилиндра Ц7 влево, рычаг поворачивается вокруг оси по часовой стрелке и магазин останавливается в фиксированном положении. Скорость фиксации настраивается дросселем Д11.

#### 4) Подъем манипулятора

В конце хода штока цилиндра Ц7 влево срабатывает конечный выключатель ПВ13, включается электромагнит ЭМ7. Он переключает золотник распределителя Р5 в позицию I (Р5↑I).

Поток масла

...(K022)5(K5)31(P5-I)33(K08)35(Ц5↑)/(Ц5)34(ДР7)32(P5-I)... перемещает поршень цилиндра Ц5, а следовательно и корпус манипулятора, вверх. Скорость подъема манипулятора настраивается дросселем ДР7. Инструментальная оправка при подъеме оказывается захваченной схватом манипулятора.

#### 5) Вывод инструмента из магазина

В конце хода манипулятора вверх срабатывает конечный выключатель ПВ10, включается электромагнит ЭМ6, который переключает золотник гидрораспределителя Р4 в позицию II (Р4↓II).

Гидропоток

...(K022)5(K4)25(P4-II)26(K05)28(Ц4←)/(Ц4)29(ДР6)27(P4-II)... перемещает поршень цилиндра Ц4, а следовательно и стакан манипулятора, влево. Скорость выдвижения стакана манипулятора настраивается дросселем ДР6.

#### 6) Опускание манипулятора

В конце хода стакана манипулятора влево срабатывает конечный выключатель ПВ7, выключается электромагнит ЭМ7 и включается электромагнит ЭМ8, который переключает золотник распределителя Р5 в позицию II (Р5↓II).

Поток масла

...(K022)5(K5)31(P5-II)32(K07)34(Ц5↓)/(Ц5)35(ДР8)33(P5-II)... перемещает поршень цилиндра Ц5, а следовательно и корпус манипулятора, вниз. Скорость опускания манипулятора настраивается дросселем ДР8.

#### 7) Втягивание руки манипулятора

В конце хода манипулятора вниз срабатывает конечный выключатель ПВ9, выключается электромагнит ЭМ6 и включается электромагнит ЭМ5. Золотник распределителя Р4 перемещается в позицию I (Р4↑I).

Гидропоток

...(K022)5(K4)25(P4-I)27(K06)29(Ц4→)/(Ц4)28(ДР5)26(P4-I)... перемещает поршень цилиндра Ц4, а следовательно и стакан манипулятора вправо. Скорость выдвижения руки настраивается дросселем ДР5.

#### 8) Отвод стойки от стола

В конце хода штока цилиндра Ц4 вправо срабатывается конечный выключатель ПВ8, включается высокомоментный электродвигатель М2. Он приводит во вращение шариковый винт шага 10 мм. В результате стойка перемещается вправо;

9) Подъем шпindelной бабки к манипулятору

В конце хода стойки включается электродвигатель М3, который посредством шариковинтовой пары шага 10 мм поднимает шпindelную бабку. В конце хода бабки вверх инструмент, зажатый в шпindelле, попадает в схват манипулятора.

10) Разжим инструмента в шпindelле

В конце подъема шпindelной бабки включается электромагнит ЭМ3. Золотник распределителя Р2 переводится в положение II (Р2↓II).

Поток

...4(КО22)5(Р2-II)18(Ц2←)/(Ц2)... перемещает поршень цилиндра Ц2, а следовательно и тягу, влево. Пакет тарельчатых пружин сжимается. В результате замок освобождает хвостовик инструментальной оправки.

11) Вывод инструмента из шпindelля

При разжатом инструменте в шпindelле срабатывает конечный выключатель ПВ3, который выключает электромагнит ЭМ5 и включает электромагнит ЭМ6. Золотник распределителя Р4↓II. Поршень цилиндра Ц4 перемещается влево (гидропоток - см. п.5), благодаря чему инструмент выводится из шпindelля.

12) Поворот руки манипулятора

В конце хода руки влево срабатывает конечный выключатель ПВ7 и включает электромагнит ЭМ8. Золотник распределителя Р6 переводится в положение II (Р6↓II).

Гидропоток

...(КО22)5(К6)43(Р6-II)46(КО10)46(Ц6→)/(Ц6)47(ДР9)45(Р6-II)... перемещает поршень цилиндра Ц6, а следовательно и рейку вправо. В результате находящийся в зацеплении с рейкой зубчатый венец, а с ним и гильза поворачивается по часовой стрелке. Скорость поворота руки настраивается дросселем ДР9. Поворот гильзы против часовой стрелки происходит при включении электромагнита ЭМ7, переводе золотника распределителя Р6 в положение I (Р6↑I) и перемещении поршня цилиндра Ц6 влево потоком масла:

...(КО22)5(К6)43(Р6-I)45(КО9)47(Ц6←)/(Ц6)46(ДР10)44(Р6-I)...

13) Ввод очередного инструмента

В конце поворота руки срабатывает конечный выключатель ПВ11 (ПВ12), выключается электромагнит ЭМ6 и включается электромагнит ЭМ5. Золотник распределителя Р4 переводится в положение I (Р4↑I). В результате инструмент вводится в шпindelль (гидропоток - см. п.7).

14) Зажим инструмента в шпindelле

В конце хода руки манипулятора вправо срабатывает конечный выключатель ПВ8, который выключает электромагнит ЭМ3. Под действием пружины золотник распределителя Р2 ставится в положение I (Р2↑I). При этом усилием тарельчатых пружин поршень цилиндра Ц2 перемещается вправо, вытесняя масло из рабочей полости цилиндра Ц2. Отработавшее масло сливается в бак:

(Ц2→)/(Ц2)18(Р2-I)9...

15) Опускание шпindelной бабки

После зажима в шпindelле инструмента шпindelная бабка с помощью электродвигателя опускается вниз и инструмент выходит из схвата манипулятора. Далее движение бабки, а так же стойки и стола, происходит в соответствии с программой обработки детали.

16) Расфиксация инструментального магазина

При зажатом инструменте в шпindelле выключается конечный выключатель ПВ3 и выключает электромагнит ЭМ11, а включает электромагнит ЭМ12. Золотник распределителя Р7 ставится в положение II (Р7↓II). Поршень цилиндра Ц7 перемещается вправо (гидропоток - см. п.1). Инструментальный магазин расфиксируется.

17) Поворот магазина для поиска нужного гнезда

В конце хода штока цилиндра Ц7 вправо нажимается конечный выключатель ПВ14, включается высокомоментный электродвигатель М6 и, через шестерни 38 и 570, поворачивает корпус магазина.

18) Фиксация инструментального магазина

По окончании поворота магазина система ЧПУ станка отключает электромагнит ЭМ12 и включает электромагнит ЭМ11. Золотник распределителя Р7 переводится в положение I (Р6↑I). Инструментальный магазин фиксируется (см. п.3).

19) Выдвижение руки манипулятора

В конце хода штока цилиндра Ц7 влево нажимается конечный выключатель ПВ13, выключается электромагнит ЭМ5 и включается электромагнит ЭМ6. Золотник распределителя Р4 ставится в положение II (Р4↓II). Производится выдвижение руки манипулятора (см. п.5).

20) Подъем манипулятора

В конце хода штока цилиндра Ц4 влево срабатывает конечный выключатель ПВ7, выключается электромагнит ЭМ8 и включается электромагнит ЭМ7. Золотник распределителя Р5 ставится в положение I (Р5↑I). Цилиндр Ц5 осуществляет подъем манипулятора (гидропоток - см. п.4).

#### 21) Установка инструмента в магазин

В конце хода манипулятора вверх срабатывает конечный выключатель ПВ10, выключается электромагнит ЭМ6 и включается электромагнит ЭМ5. Золотник Р4 переходит в положение I (Р4↑I). Инструмент устанавливается цилиндром Ц4 в магазин (гидропоток - см. п.7).

#### 22) Опускание манипулятора

В конце хода штока цилиндра Ц4 вправо срабатывает конечный выключатель ПВ8, выключается электромагнит ЭМУ и включается электромагнит ЭМ8. Золотник распределителя Р5 ставится в положение II (Р5↓II). Производится опускание манипулятора (см. п.6).

Цикл автоматической смены инструмента повторяется после поступления команды от системы ЧПУ станка "смена инструмента".

### 10.3.5 Привод цикловых движений при автоматической смене спутников

Движение цикла автоматической смены спутников также рассмотрим в последовательности его осуществления.

#### 1) Подъем поворотного стола 11

По команде от системы ЧПУ станка "смена спутников" включается электромагнит ЭМ13. Золотник распределителя Р8 ставится в положение I (Р8↑I).

Поток масла

...(КО25)51(Р8-I)55(КО15)54(Ц9↑)/(Ц9)53(ДР14)52(Р8-I)... перемещает цилиндр Ц9, а следовательно и поворотный стол вверх. Скорость подъема настраивается дросселем ДР14.

#### 2) Поворот стола в исходную позицию

В конце подъема стола, по команде конечного выключателя ПВ15, включается высокомоментный электродвигатель М5, который через червячную пару производит поворот стола.

#### 3) Опускание стола после поворота

По достижении поворотным столом исходной позиции выключаются электродвигатель ЭМ5 и электромагнит ЭМ13 и включается электромагнит ЭМ14. Золотник распределителя Р8 переводится в позицию II (Р8↓II).

Гидропоток

...(КО25)51(Р8-II)52(КО14)53(Ц9↓)/(Ц9)54(ДР15)55(Р8-II)... перемещает цилиндр Ц9, а следовательно и поворотный стол вниз до сцепления зубчатых полумуфт. Скорость опускания настраивается дросселем ДР15.

#### 4) Подвод стола в позицию выгрузки

В конце опускания стола нажимается конечный выключатель ПВ16, который включает высокомоментный электродвигатель М4, производящий посредством шариковинтовой пары перемещение стола по направляющим станины в направлении позиции выгрузки.

#### 5) Выдвижение захвата 17 (вправо)

По достижении столом позиции выгрузки включается электромагнит ЭМ18. Золотник распределителя Р10 переключается в позицию II (Р10↓II).

Поток масла

...(Р10-II)66(КО18)67(Ц12 или Ц11 →)/(Ц)68(ДР19)69(Р10-II)... выдвигает шток с захватом того цилиндра, который находится против стола. Шток другого цилиндра при этом остается неподвижным в результате воздействия подпружиненного упора. Скорость выдвижения зацепа настраивается дросселем ДР19, который регулирует расход вытесняемого из цилиндра масла.

#### 6) Разжим спутника на столе станка

В конце выдвижения захвата выключается электромагнит ЭМ15 и включается электромагнит ЭМ16. Золотник распределителя Р9 переключается в позицию II (Р9↓II).

Гидропоток

...(КО25)51(Р9-II)56(КО16)57(Ц10↑)/(Ц10)58(ДР17)59(Р9-II)... перемещает цилиндр Ц10, а следовательно и плиту 12 вверх. Происходит разжим и расфиксация спутника с обработанной деталью. Скорость этого движения настраивается дросселем ДР17. При подъеме спутника его захват сцепляется с захватом цилиндра Ц12 или Ц11.

#### 7) Перемещение спутника со стола на платформу

В конце отжима спутника и подъема плиты 12 выключается электромагнит ЭМ18 и включается электромагнит ЭМ17. Золотник распределителя Р10 переходит в позицию I (Р10↑I).

Поток масла

...(Р10-I)69(КО19)68(Ц12 или Ц11 ←)/(Ц11 или Ц12)67(ДР18)66(Р10-I)... перемещает поршень цилиндра влево. При этом спутник перемещается на ролик поворотной платформы.

#### 8) Поворот платформы на 180°

В каждом цикле происходит один поворот платформы 16 на 180°, который обеспечивает перемещение в позицию загрузки-выгрузки спутника с обработанной деталью, а к столу - спутника с новой заготовкой. В од-

ном цикле платформа поворачивается против часовой стрелки, а в следующем по часовой, что обеспечивается следующим образом:

а) поворот против часовой стрелки

В конце хода поршня цилиндра Ц12 влево выключается электромагнит ЭМ20 и включается электромагнит ЭМ19. Золотник распределителя Р11 перемещается в позицию I (Р11↑I).

Гидропоток

...(Р11-I)65(КО21)64(Ц14←)/(Ц13)63(ДР20)62(Р11-I)... , нагнетаемый в цилиндр Ц14 и вытесняемый из цилиндра Ц13, перемещает зубчатую рейку, зацепленную с зубчатым колесом влево. Платформа поворачивается на 180° против часовой стрелки. Скорость поворота платформы регулируется дросселем ДР20;

б) поворот платформы по часовой стрелке

В конце хода штока цилиндра Ц11 влево выключается электромагнит ЭМ19 и включается электромагнит ЭМ20. Золотник распределителя Р11 переходит в позицию II (Р11↓II).

Гидропоток

...(Р11-II)62(КО20)63(Ц13→)/(Ц14)64(ДР21)65(Р11-II)... , нагнетаемый в цилиндр Ц13 и вытесняемый из цилиндра Ц14, перемещает зубчатую рейку вправо. Платформа поворачивается по часовой стрелке. Скорость этого поворота настраивается дросселем ДР21.

9) Перемещение спутника с заготовкой с платформы на стол станка

В конце поворота платформы срабатывает конечный выключатель ПВ17 (ПВ18), который выключает электромагнит ЭМ17 и включает электромагнит ЭМ18. Золотник распределителя Р10 переходит в позицию II (Р10↓II).

Поток масла будет следующим:

...(Р10-II)66(КО18)67(Ц11 или Ц12→)/(Ц)68(ДР19)69(Р10-II)... . Спутник с заготовкой перемещается на стол станка.

10) Зажим спутника на столе станка

В конце перемещения спутника с платформы на стол станка выключается электромагнит ЭМ16 и включается электромагнит ЭМ15. Золотник распределителя Р9 переходит в позицию I (Р9↑I).

Поток масла

...(КО25)51(Р9-I)59(КО17)58(Ц10↓)/(Ц10)57(ДР16)56(Р9-I)... перемещает цилиндр Ц10, а следовательно и плиту 12 вниз. Происходит фиксация и зажим спутника на столе станка. Скорость движения настраивается дросселем ДР16.

11) Возврат захвата

В конце зажима спутника на столе станка выключается электромагнит ЭМ18 и включается электромагнит ЭМ17. Золотник распределителя Р10 переходит в позицию I (Р10↑I).

Поток масла

...(Р10-I)69(КО19)68(Ц11 или Ц12←)/(Ц)67(ДР18)66(Р10-I)... перемещает поршень цилиндра влево. Происходит возврат захвата в исходное положение.

Цикл автоматической смены спутников повторяется после поступления команды от системы ЧПУ станка "Смена спутников".

## 11 ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОПРИВОДОВ И СИСТЕМ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

### 11.1 Общие сведения

Пневматические системы, представляющие собой технические системы, состоящие из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом), получили широкое применение в самых различных отраслях промышленности.

Энергию сжатого воздуха промышленных пневмосистем используют для приведения в движение механизмов и машин, автоматического управления технологическими процессами и машинами, пескоструйной очистки, перемешивания растворов, распыления красок, транспортирования сыпучих материалов, дутья в доменные печи и т.д.

Наибольшее применение энергия сжатого воздуха получила в пневмоприводах, обеспечивающих работу технологических машин.

Применение пневмоприводов особенно эффективно при механизации и автоматизации таких операций, как зажим деталей, сборка, контроль, транспортирование, упаковка и т. п. тяжёлых и монотонных работ.

Широкому внедрению пневмосистем способствуют их положительные качества: относительная простота конструкции и обслуживания, а следовательно, низкая стоимость и быстрая окупаемость затрат; надёжность работы в широком диапазоне температуры, высокой влажности и запыленности окружающей среды; пожаро- и взрывобезопасность; большой срок службы, достигающий 10 000-20 000 ч (10-50 млн. циклов); высокая скорость перемещения выходного звена пневматических исполнительных устройств (линейного до 15 м/с,

вращательного до 100 000 об/мин); легкость получения и относительная простота передачи энергоносителя (сжатого воздуха).

К основным недостаткам пневмосистем следует отнести сравнительно малую скорость передачи сигнала на значительные расстояния, сложность обеспечения плавного перемещения рабочих органов при колебаниях нагрузки и относительно высокую стоимость сжатого воздуха.

Пневматические системы управления (ПСУ) наряду с электрическими и гидравлическими системами являются одним из наиболее эффективных средств автоматизации и механизации производственных процессов. Средства пневмоавтоматики, используемые для построения систем управления, применяют как отдельно, так и в сочетании с гидравлическими и электрическими устройствами.

Таким образом, пневматические устройства используются не только в силовых приводах, но и в системах управления - для программирования, контроля и управления рабочими процессами в автоматических линиях, манипуляторах и других машинах.

Пневмосистемы реализуются на устройствах трех уровней давления:

- высокого - 0,4-1,6 МПа,
- среднего - 0,1-0,25 МПа,
- низкого - 0,001-0,01 МПа.

Пневмоустройства высокого давления применяют в силовых приводах и для построения систем автоматизации малой сложности. На основании опыта эксплуатации и технических характеристик пневматических устройств рекомендуются следующие значения давления на входе: для пневмоприводов различных машин и систем механизации станков, прессов и т. д. - 0,6-1 МПа, для пневматических систем автоматического управления, построенных на устройствах высокого давления - 0,4-0,6 МПа, для ручного инструмента - 0,4-0,6 МПа. В правильно построенных пневмосетях предприятий колебания давления обычно не превышают 0,05 МПа, а потери давления 5-10% от рабочего давления.

Пневмоустройства среднего давления применяют в относительно сложных системах автоматизации (например, в системах управления автолиний); низкого, в сочетании с усилительными устройствами - для автоматизации сложных систем (например станков с программным управлением).

Под пневматической системой управления понимают совокупность связанных определенным образом пневматических устройств, обеспечивающих формирование заданной последовательности и (или) величины выходных сигналов в зависимости от состояния объекта управления и внешних управляющих воздействий. Носителем информации в них обычно является давление сжатого воздуха.

По источнику рабочей среды промышленные пневмоприводы подразделяются на компрессорные, аккумуляторные и магистральные. В компрессорном пневмоприводе воздух подается в пневмодвигатель компрессором. В аккумуляторном приводе сжатый воздух поступает в пневмодвигатель из пневмоаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода. Широкое распространение в промышленности нашли магистральные пневмоприводы, в которых сжатый воздух подается в пневмодвигатели от пневмомагистрали (заводской, цеховой и т.п.), не входящей в состав привода.

По сравнению с гидравлическими пневматические системы имеют преимущества: отсутствие возвратных линий, централизованное снабжение всех пневматических устройств из заводской магистрали, безопасность в пожарном отношении, малая чувствительность к изменению температуры окружающей среды.

Однако по сравнению с гидравлическими пневматические устройства обладают и недостатками: сравнительно низкое давление в пневматических системах обуславливает увеличение размеров исполнительных устройств, пневматические устройства вследствие сильной сжимаемости воздуха не всегда обеспечивают заданный закон перемещения исполнительных органов.

Для обеспечения надежной работы пневматических устройств необходимо проводить комплекс мероприятий по очистке и сушке сжатого воздуха, внесению смазочных материалов для подачи их с потоком воздуха к трущимся поверхностям пневматических устройств, борьбе с шумом и загрязнением окружающей среды при выхлопе сжатого воздуха в атмосферу.

Компонентами загрязнений сжатого воздуха являются вода и компрессорное масло в жидком и парообразном состоянии, твердые и газообразные загрязнения.

Источником содержащейся в сжатом воздухе воды является водяной пар, всасываемый компрессором в систему вместе с воздухом.

Источниками загрязнения сжатого воздуха маслом могут являться смазка компрессоров и пневматических устройств, масляные фильтры на линии всасывания компрессоров, пары и распыленное в окружающем воздухе масло.

Основное количество твердых загрязнений вносится в пневмосистему при передаче сжатого воздуха по трубопроводам и соединениям.

Основную часть газообразных загрязнений, попадающих в систему вместе с атмосферным воздухом, составляют дымовые газы от сжигания топлива; газы, образующиеся от химических процессов; пары кислот и щелочей, растворители и др. Наиболее часто в сжатом воздухе содержится сернистый газ, который при соединении с конденсатом образует серную кислоту и сернистый ангидрид, разрушающий поверхности устройств и уплотнений.

В промышленности для очистки сжатого воздуха нашли применение силовые поля, фильтрация и осушка.

Обычно фильтрацию воздуха и выделение из него влаги производят в одном устройстве, называемом фильтром-влажнотделителем. Фильтрующие материалы условно разделяют на два вида: поверхностные (частицы удерживаются поверхностью фильтрующего материала) и объёмные (частицы удерживаются не только на поверхности, но и в толще фильтрующего материала). К поверхностным фильтрующим материалам относятся сетки, бумага, ткани, к объёмным – картон, металлокерамика, керамика, войлок и т.д. Наибольшее применение получили металлокерамические и волокнистые фильтрующие материалы.

Одним из важнейших средств повышения надежности пневматических устройств является обеспечение оптимального режима смазывания их трущихся поверхностей. Смазка трущихся поверхностей снижает трение покоя и движения в 2-5 раз, скорость износа в 1,5-2,5 раза, а коррозии – в десятки раз.

Из смазочных аппаратов наиболее широкое распространение получили маслораспылители. Они обеспечивают подачу в пневматические устройства распыленного жидкого смазочного материала.

Увеличение быстродействия пневматических устройств привело к резкому возрастанию интенсивности шума и загрязнению окружающей среды масляными парами, выносимыми с отработанным воздухом.

Для снижения уровня шума при выхлопе сжатого воздуха и улавливания масляных аэрозолей используют специальные глушители комбинированного типа, построенные на базе некоторых типов фильтров-влажнотделителей. При поступлении в такой фильтр-глушитель сжатый воздух проходит через пористые элементы, расширяется, из него выпадают капельки масла и собираются в нижней части резервуара.

В состав пневмосистем, кроме источников рабочей среды и устройств для кондиционирования сжатого воздуха, входят пневмодвигатели, пневмопреобразователи, направляющая аппаратура, регулирующая аппаратура, уплотнительные устройства, пневмолинии.

## 11.2 Пневмодвигатели

В пневмодвигателях энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию движения выходного звена. Различают пневмодвигатели:

- с поступательным движением выходного звена,
- поворотные с ограниченным углом поворота выходного звена,
- с неограниченным вращательным движением выходного звена (пневмомоторы).

Ряд конструкций пневмодвигателей (пневмоцилиндры, поворотные пневмодвигатели, пневмомоторы) по устройству и принципу действия аналогичны соответствующим гидроагрегатам.

Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена разделяют на поршневые, мембранные, сильфонные, камерные и шланговые. Наибольшее распространение получили поршневые пневмодвигатели, которые обычно называют пневмоцилиндрами.

В пневмоцилиндрах одностороннего действия давление сжатого воздуха действует на поршень только в одном направлении; обратно поршень со штоком перемещается под действием пружины, внешних сил или собственного веса.

Пневмоцилиндры с пружинным возвратом применяются в зажимных, фиксирующих, переключающих и других устройствах. В них обеспечивается величина перемещения штока до  $(0,8-1,5)D$  и усилие 0,04-6 кН.

Пневмоцилиндры двустороннего действия изготавливают с ходом поршня от нескольких миллиметров до 7 м. Диаметры цилиндров - 25-400 мм. Величины ходов поршней и диаметров стандартизованы.

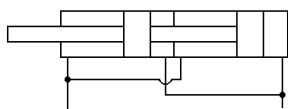


Рис. А16

Пневмоцилиндры двустороннего действия выпускаются без торможения и с торможением в конце хода штока. Усилие на штоке у пневмоцилиндров с односторонним штоком - до 45 кН, а с двусторонним - до 30 кН.

Для увеличения развиваемого усилия в зажимных устройствах с ограничением радиального размера цилиндров применяют сдвоенные цилиндры (рис. А16). Величина перемещений в них - до  $(0,8-1,5)D$  и усилие - до 60 кН.

Для привода патронов, оправок и иных приспособлений (на токарных, токарно-револьверных и других станках), осуществляющих зажим штучных заготовок и пруткового материала, применяются вращающиеся пневмоцилиндры.

Вращающийся цилиндр обычно имеет муфту подвода воздуха, двусторонний пневмозамок и собственно цилиндр. Пневмозамок обеспечивает автоматическое отсечение (запирание) полостей цилиндра при падении давления, что предотвращает разжим детали при вращающемся шпинделе станка.

Эти пневмоцилиндры могут быть аппаратами одностороннего действия, двустороннего действия, сдвоенными; они могут иметь сплошной или полый шток.

Для получения нескольких фиксированных позиций рабочего органа можно использовать:

- а) цилиндр с двумя поршнями и штоками (рис. А17)
- б) два цилиндра с общим штоком (рис. А18)
- в) цилиндр с отверстиями в гильзе (позиционер) (рис. А19)



Рис. А17

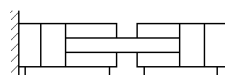


Рис. А18

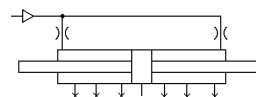


Рис. А19

Многопозиционные пневмоцилиндры обычно используются, если не требуется высокая точность отработки положения (позиции) и если число позиций невелико. В частности, они могут использоваться в станках для переключения передач.

В зажимных, фиксирующих, переключающих, тормозных устройствах станков находят применение мембранные цилиндры (рис. А20). Преимущества мембранных цилиндров – высокая герметичность рабочей полости, отсутствие необходимости в подаче распыленного масла, малая трудоемкость при изготовлении, низкие эксплуатационные расходы; недостатки – малая величина хода, непостоянство усилия по длине хода, относительно низкая долговечность мембран.



Рис. А20

В пневмоприводах станков и прессов применяют, как правило, эластичные мембраны из резины, резиноканевых и синтетических материалов, а мембранные двигатели – преимущественно одностороннего действия.

При использовании в цилиндрах плоских мембран величина хода составляет до  $0,1D$ , а для мембран с гофром до  $0,25D$ ; величины усилий – до 30 кН.

Для поворота рабочих органов на ограниченный угол применяют поворотные пневмодвигатели. Они подразделяются на поршневые и шиберные.

Шиберные поворотные пневмодвигатели имеют конструкцию, аналогичную поворотным гидравлическим двигателям.

Поршневые поворотные пневмодвигатели изготавливаются с передаточными механизмами нескольких типов. Из них широко применяется в автоматических манипуляторах и загрузочных устройствах поршневой поворотный двухпозиционный пневмодвигатель с зубчато-реечной передачей. Угол поворота вала реечного колеса обычно не превышает  $360^\circ$ , крутящий момент до 20 кН·м.

Пневмомоторы предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха во вращательное движение выходного вала. По виду рабочего элемента моторы подразделяют на шестерённые, пластинчатые, поршневые, мембранные, винтовые и турбинные. В зависимости о возможности получения вращения выходного вала в обе стороны или в одну моторы соответственно разделяют на реверсивные и нереверсивные.

Пневмомоторы нашли применение в приводах транспортеров, сверлильных, резьбонарезных и шлифовальных головок, ручного инструмента и других устройств.

### 11.3 Пневмопреобразователи

В эту группу устройств входят: пневмовытеснители, пневмогидропреобразователи, пневмогидронасосы, пневмогидроаккумуляторы, реле давления и пневмоэлектропреобразователи, индикаторы давления.

*Пневмовытеснители* предназначены для передачи давления сжатого воздуха рабочей жидкости без изменения величины давления. Они бывают: без разделителя сред и с поршневым (рис. А21) или мембранным разделителями. Пневмовытеснитель без разделителя сред представляет собой закрытый сосуд, верхняя часть которого сообщена с пневмосистемой через распределитель, а нижняя - с гидроцилиндром.

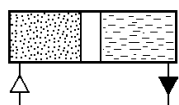


Рис. А21

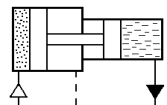


Рис. А22

*Пневмогидропреобразователи* предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию рабочей жидкости с другими значениями давления. Они подразделяются на поршневые (рис. А22), мембранные и комбинированные.

*Реле давления* предназначены для выдачи электрического командного сигнала при достижении в пневматической системе заданного давления или разности давлений. В качестве элемента, на который воздействует воздух, используется поршень, мембрана или сильфон. Принципы действия пневматических и гидравлических реле давления аналогичны.

*Пневмоэлектропреобразователи* конструктивно аналогичны реле давления, однако в них не предусматривается регулирование величины давления срабатывания.

*Индикаторы давления* служат для визуального контроля наличия давления воздуха на различных участках пневматических систем. По способу индикации давления индикаторы можно разделить на штоковые, типа ламп и типа табло.

У штоковых индикаторов (рис. 9.6) признаком наличия давления является шток, выдвинутый на 4-6 мм из цилиндра одностороннего действия с подпружиненным поршнем.

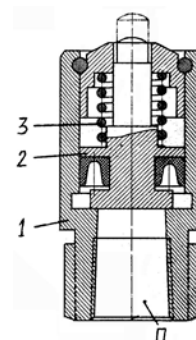


Рис. 9.6. Штоковый индикатор давления: 1 – корпус; 2 – поршень со штоком; 3 – пружина; П – входной канал

### 11.4 Регулирующая пневмоаппаратура



Регулирующая пневмоаппаратура предназначена для изменения давления и расхода сжатого воздуха путем регулирования величины открытия проходного сечения. К ней относятся предохранительные и редукционные клапаны и дроссели.

13.3.1 *Предохранительные клапаны* обеспечивают свободный выход воздуха в атмосферу при повышении давления в пневмосети выше допустимого.

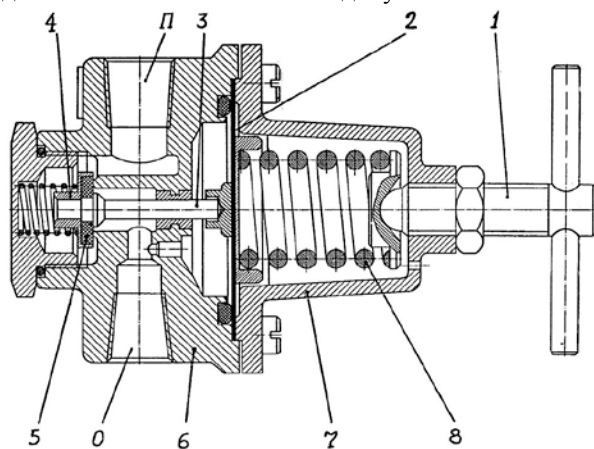


Рис. 9.1. Вариант конструкции редукционного пневмоклапана:  
1 – регулировочный винт; 2 – мембрана; 3 – толкатель;  
4 – редукционный клапан; 5 – прокладка клапана; 6 – корпус;  
7 – крышка; 8 – пружина; П – входной канал (подвод сжатого воздуха); 0 – выходной канал (отвод сжатого воздуха)

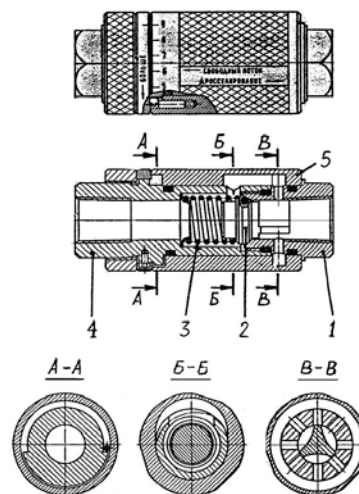


Рис. 9.2. Вариант конструкции пневмодросселя с обратным клапаном:  
1 – штуцер; 2 – клапан; 3 – пружина;  
4 – корпус; 5 – гильза

13.3.2 *Редукционные клапаны* служат для снижения и стабилизации выходного давления. Сжатый воздух в варианте клапана по рис. 9.1 проходит через щель между собственно клапаном 4-5 и седлом корпуса 6. Величина щели изменяется при изменении соотношения между силами пружины 8 и редукированного давления воздуха, действующего на мембрану 2, в результате расход воздуха изменяется, а давление на выходе стабилизируется.

13.3.3 *Дроссели* используют главным образом для регулирования скоростей пневмодвигателей, а также скоростей заполнения или опорожнения емкостей в целях создания временных задержек. Применяются дроссели регулируемые и нерегулируемые. Дроссели часто снабжают обратным клапаном (рис. 9.2) и в этом случае они дросселируют поток воздуха только в одном направлении, а в обратном пропускают воздух лишь с небольшим сопротивлением, создаваемым обратным клапаном.

## 11.5 Направляющая пневмоаппаратура

Направляющая аппаратура предназначена для изменения направления потока сжатого воздуха путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К ней относятся пневмораспределители; обратные пневмоклапаны; пневмоклапаны быстрого выхлопа, последовательности, выдержки времени и логические (ИЛИ; И и др.).

Назначение и принцип действия пневмораспределителей и обратных пневмоклапанов аналогичны рассмотренным в гидравлических системах.

*Пневмоклапаны быстрого выхлопа* служат для повышения быстродействия пневмоприводов путем уменьшения сопротивления выхлопной линии.

*Пневмоклапаны последовательности* предназначены для контроля рабочего цикла в ПСУ по давлению (разности давлений) путем выдачи пневмосигнала при возрастании контролируемого давления (разности давлений) до заданной величины. Такие пневмоклапаны применяются также для переключения пневматически управляемых узлов в тех случаях, когда нельзя использовать для этой цели конечные выключатели (например, при переменной длине хода узла).

### 11.5.1 Пневмораспределители

На рис. 9.4 показаны *четырёхлинейные* распределители с плоскими золотниками и пневматическим управлением. Распределители являются двухпозиционными.

Распределитель с *двухсторонним управлением* (рис. 9.4,а) "запоминает" управляющий сигнал, т.е. после переключения распределителя золотник будет находиться в этом положении вне зависимости от того, продолжает или нет подаваться соответствующий управляющий сигнал.

В распределителе с *односторонним пневмоуправлением* (рис. 9.4,б) золотник будет находиться в левом положении только при наличии на управляющем входе (отверстие в крышке б) давления. При снятии давления

золотник возвращается вправо под действием "пневмопружины", т.е. разности сил от давления подводимого к распределителю воздуха, действующего на левый и правый бурты поршня (золотника) разного диаметра.

На рис. 9.3 показаны *трехлинейные* двухпозиционные распределители с механическим управлением. В случае, когда механическое управляющее воздействие отсутствует, выходной канал (О) соединяется с атмосферой, а воздух из линии питания (П) никуда не проходит. Распределитель находится в первой позиции. Во второй позиции распределителя толкатель 1 максимально опущен вниз, при этом клапан 3 им отжат от своего седла и в результате выходной канал (О) соединен с линией питания (П) и не соединяется с выходом в атмосферу.

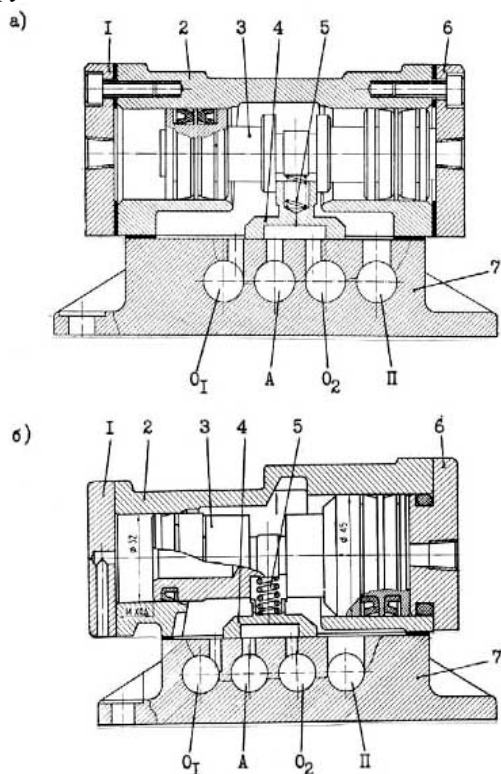


Рис. 9.4. Четырёхлинейные двухпозиционные пневмораспределители с плоскими золотниками и пневматическим двухсторонним /а/ и односторонним /б/ управлением:  
1,6 - крышки; 2 - корпус; 3 - плунжер; 4 - золотник; 5 - пружина; П - входной канал; О<sub>1</sub>, О<sub>2</sub> - выходные каналы; А - атмосферный канал; 7 - основание распределителя

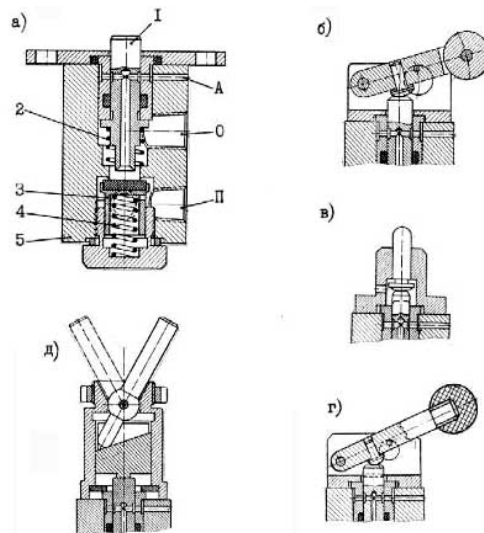


Рис. 9.3. Трёхлинейные двухпозиционные пневмораспределители:  
а - вариант конструкции с толкателем: 1 - толкатель; 2,4 - пружины; 3 - клапан; 5 - корпус; П - входной канал; О - выходной канал; А - атмосферный канал /отвод в атмосферу/;  
в-д - некоторые варианты исполнения распределителей по видам управления: с роликом на рычаге /б/; со штифтом /в/; с кнопкой /г/; с ручкой, имеющей два фиксированных положения /д/

Распределители с управлением по схемам б) или в) часто используются в качестве датчиков положения рабочих органов.

### 11.5.2 Логические пневмоклапаны

Логические пневмоклапаны служат для осуществления логических функций.

*Логический клапан или оператор ИЛИ* (рис. 9.7) предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала при подаче одного или двух входных сигналов. При подаче сжатого воздуха на вход  $x_1$  (будем говорить: сигнал  $x_1=1$ ) запорно-регулирующий элемент (плунжер, шарик, резиновый диск) прижимается к соплу противоположного входа  $x_2$ , соединенного с атмосферой (будем говорить: сигнал  $x_2=0$ ), в результате выход  $f$  оказывается соединенным через вход  $x_1$  с пневмолинией, находящейся под давлением, и отсекается от входа  $x_2$ , сообщаемого с атмосферой, а значит,  $f=1$ . Аналогично срабатывает клапан при подаче сигнала только на вход  $x_2$ . При подаче сжатого воздуха на оба входа -  $x_1$  и  $x_2$  ( $x_1=1, x_2=1$ ) запорно-регулирующий элемент останется в том положении, в котором он находился до этого (оператор "запоминает" сигнал управления), в результате выход  $f$  окажется соединенным через неперекрытый вход с пневмолинией, находящейся под давлением, а значит,  $f=1$ . Сигнал на выходе будет отсутствовать ( $f=0$ ) только тогда, когда на обоих входах сигналов не будет ( $x_1=0, x_2=0$ ). Все это условно показано в виде т.н. таблицы истинности (рис. 9.7,е).

*Логический клапан или оператор И* (рис. 9.8) предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала только при наличии двух входных сигналов.

Корпус оператора разделён на три камеры двумя перегородками с центральными отверстиями. К левой и правой камерам подведены входные каналы  $x_1$  и  $x_2$  соответственно, средняя камера связана с выходным каналом  $f$ . В центральных отверстиях перегородок помещен подвижной элемент - ось с двумя тарелками (резиновыми дисками).

В случае подачи воздуха на вход  $x_1$  и сообщении входа  $x_2$  с атмосферой левая тарель перемещается вправо, прижимаясь к седлу центрального отверстия левой перегородки.

Поскольку тарелки разделены осью, то вместе с левой тарелью перемещается и правая, отходя от своего седла. В результате запирается проход воздуха со входа  $x_1$  на выход  $f$ , одновременно выход  $f$  сообщается с атмосферой через центральное отверстие в правой перегородке и канал  $x_2$ .

Аналогичная картина наблюдается при подаче сигнала лишь на вход  $x_2$ .

Только при одновременной подаче воздуха на оба входа, независимо от положения оси с тарелями (запорно-регулирующий элемент находится в одном из крайних положений, поскольку оператор – устройство двухпозиционное), появляется сигнал на выходе.

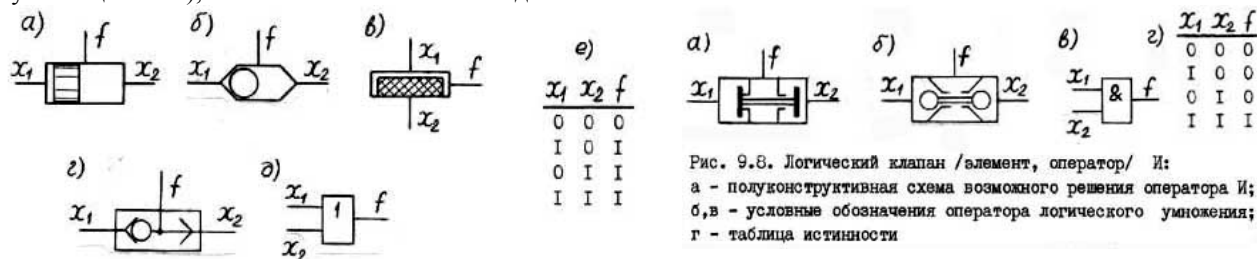


Рис. 9.7. Логические клапаны /элементы, операторы/ ИЛИ:

а, б, в – полуконструктивные схемы операторов ИЛИ с плунжером /а/, шариком /б/, "летающей" мембраной /в/;

г, д – условные обозначения операторов логического сложения;

е – таблица истинности

наличии входного сигнала. К этим клапанам должен постоянно подводиться сжатый воздух (линия питания П).

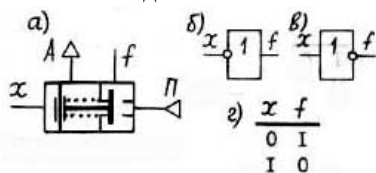


Рис. 9.9. Логический клапан /элемент, оператор/ НЕ:

а – полуконструктивная схема оператора НЕ; б, в – условные обозначения оператора логического отрицания; г – таблица истинности

В инверторе входной сигнал  $x$  через мембранный узел обеспечивает закрытие сопла линии питания (П) и соединение выхода  $f$  с атмосферой (А).

В повторителе входной сигнал  $x$  через мембранный узел обеспечивает закрытие выхода в атмосферу (А). В результате линия питания (П), подключаемая к оператору через сопротивление для обеспечения в правой камере оператора давления несколько меньшего, чем в левой, соединяется только с выходом  $f$ .

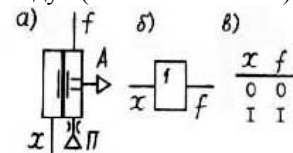


Рис. 9.10. Логический клапан /элемент, оператор/ ДА:

а – полуконструктивная схема оператора ДА; б – условное обозначение оператора логического повторения; в – таблица истинности

Специализированные логические элементы с резиновыми дисками, работающие на давлении 0,14 МПа, входят в т.н. систему ПЭРА (Пневматические элементы релейной автоматики), относящуюся к пневмоавтоматике среднего уровня давления.

### 11.5.3 Трехмембранное реле УСЭППА

Для построения систем пневмоавтоматики станков и других технологических машин примерно с 60-х годов XX века начали широко применять аппаратуру среднего уровня давления, реализованную с использованием элементного принципа, при котором система собирается из пневмоэлементов универсального назначения. Одной из наиболее полных является универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА), которая по своим функциональным и монтажно-коммутационным данным близка к современной промышленной электротехнике. Номенклатура УСЭППА состоит из устройств центральной части, входных, выходных, вспомогательных устройств и монтажно-коммутационных деталей.

Информация через входные устройства (от рабочих органов объекта и датчиков, а также от устройств автоматического ввода программы) поступает в центральную часть системы.

Центральная часть перерабатывает эту информацию и реализует заданную последовательность работы исполнительных механизмов автоматизируемого объекта, выдавая команды им и информацию оператору через выходные устройства.

Набор элементов, образующих УСЭППА, является функционально полным и достаточным для построения любого управляющего устройства аналогового (непрерывного) или аналогово-дискретного действия и любой релейной (дискретной) схемы.

Элементы достаточно просты по конструкции и технологии их изготовления и сравнительно компактны.

Важное свойство элементов системы – их завершенность.

Все элементы имеют определенные технические характеристики, обеспечиваемые при изготовлении, и при включении их в систему управления никакой отладки элементов не требуется.

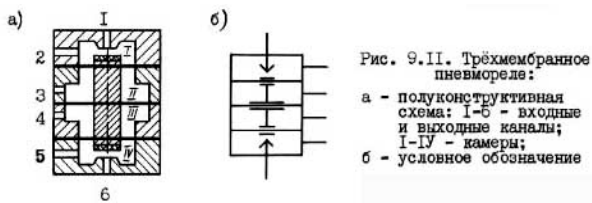


Рис. 9.11. Трёхмембранное пневмореле:  
 а - полуконструктивная схема: I-IV - входные и выходные каналы; I-IV - камеры;  
 б - условное обозначение

Важной особенностью устройства УСЭППА является высокая унификация деталей и стыковой монтаж элементов, при котором коммутация межэлементных входов и выходов обеспечивается при помощи каналов, выполненных в платах. Питание элементов УСЭППА (также как и элементов системы ПЭРА) осуществляется сжатым воздухом с давлением 0,14 МПа.

Рассмотрим устройство и работу одного из основных элементов – трехмембранного пневмореле (рис. 9.11).

Реле состоит из двух корпусных деталей, двух крышек и жёсткого центра, соединенного с тремя мембранами. В реле имеются четыре (I-IV) камеры и шесть (1-6) входных и выходных каналов.

Торцы жесткого центра и сопла в камерах I и IV два пневматических контакта типа сопло-заслонка.

Воздух под давлением подается в камеры II и III, при этом в одну из камер воздух подводится постоянно и под пониженным давлением (давление подпора), а в другую - периодически под давлением, равным давлению питания  $p_{пит}$  (управляющий сигнал). Принимается, что сигнал управления может быть равен 0 или 1, чему соответствует избыточное давление 0 или 0,14 МПа.

При подаче командного сигнала (в камеру II или III) мембранный блок под действием результирующего усилия от давления этого сигнала в одной камере и давления подпора в другой перемещается вниз или вверх, открывая один контакт и закрывая другой.

Давление подпора принимается равным  $0,6 p_{пит}$  (на рис. 9.12 и 9.13 обозначено перекрестной штриховкой), если при отсутствии управляющего сигнала наиболее важный для обеспечения надёжности работы схемы пневмоконтакт должен быть закрыт, и  $0,3 p_{пит}$  (обозначено обычной штриховкой) – если открыт.

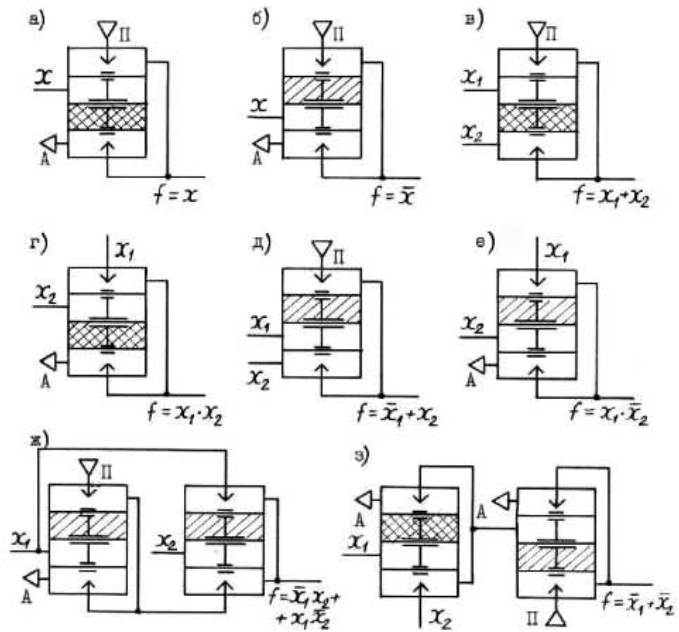


Рис. 9.12. Примеры реализации некоторых логических функций посредством трёхмембранных реле с подпором:  
 а - ДА /повторение/; б - НЕ /инверсия/; в - ИЛИ /дизъюнкция/; г - И /конъюнкция/; д - ЕСЛИ-ТО /импликация от  $x_1$  к  $x_2$ /; е - запрет по  $x_2$  /отрицание импликации от  $x_1$  к  $x_2$ /; ж - раздельное ИЛИ /неравнозначность/; з - НЕ И /штрих Шеффера/

Примеры реализации логических операций посредством мембранного реле показаны на рис. 9.12 – разобраны самостоятельно в последовательности: функция - таблица истинности - работа схемы.

## 11.6 Реализация некоторых функциональных устройств посредством трёхмембранных реле УСЭППА

### 11.6.1 Импульсатор (рис. 9.13,а)

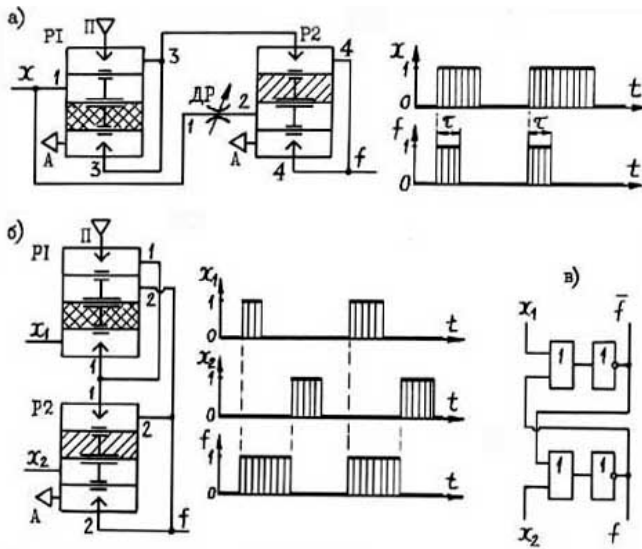


Рис. 9.13. Реализация некоторых функциональных устройств: а - импульсатор; б, в - триггеры с отдельными входами

### 11.6.2 Память

Для примера рассмотрим триггер с двумя входами (рис. 9.13,б). Работа триггера поясняется диаграммой срабатываний:

- \* в исходном состоянии  $x_1 = 0$ ,  $x_2 = 0$ ,  $f = 0$ ,
- \* при включении  $x_1$  (т.е.  $x_1 = 1$ ),  $f = 1$ ,
- \* при отключении  $x_1$  (т.е.  $x_1 = 0$ ),  $f = 1$  (память),
- \* при включении  $x_2$  (т.е.  $x_2 = 1$ ),  $f = 0$ ,
- \* при отключении  $x_2$  (т.е.  $x_2 = 0$ ),  $f = 0$  (память),
- \* при включении  $x_1$  (т.е.  $x_1 = 1$ ),  $f = 1$  и т.д.

Схема состоит из двух реле: P1 и P2.

Исходное состояние:

$x_1 = 0$ , P1↑;  $x_2 = 0$ , P2↓,  
 $f = 2(P2)1(P1) - x_1 - A$  и  $f = 0$ .

**Работа реле:**

$x_1 = 1$ ,  $x_1 - (P1)1(P2)2 - f$  и  $f = 1$ ,

$f = 2(P1)↓$ , в результате пневмоконтакт  $x_1 - 1$  закрывается и  $x_1$  отсекается, но открывается контакт П-1, соединяющий канал питания со схемой.

П-(P1)1(P2)2-f, т.е. остаётся  $f = 1$  при отсечённом  $x_1$ .

$x_2 = 1$ ,  $x_2 - (P2)↑$  и контакты: 1-2 закрывается, 2-A открывается, в результате воздух под давлением на выход триггера не подается и выход соединяется с атмосферой:  $f = 2(P2) - A$ , т.е.  $f = 0$ .

Таким образом, триггер возвращается в исходное состояние до нового включения  $x_1$ .

### 11.7 Элементы струйной пневмоавтоматики (пневмоники)

Элементы струйной техники не содержат подвижных частей. Их действие основано на эффектах соударения струй, притяжения струи к твердой стенке и внутренней обратной связи. Струйные устройства работают в условиях радиации, электромагнитных полей, вибрационных и ударных нагрузок, высоких и низких температур, во взрыво- и пожароопасных условиях и в условиях коррозии. По быстрдействию они уступают только электронным устройствам. Частота срабатываний струйного элемента – до 1000 в секунду (электромагнитное реле – до 100). Струйные элементы работают при низких давлениях сжатого воздуха (0,001–0,002 МПа).

Широко распространены элементы системы "Волга". Из них только в Минстанкопроме СССР было создано более 100 различных систем управления для прессов, станков, роботов.

Рассмотрим для примера элемент **ИЛИ - НЕ ИЛИ** (рис. 9.14).

Импульсаторы предназначены для получения на выходе устройства импульсов заданной длительности.

Как видно из диаграммы, появление входного сигнала  $x$  ( $x=1$ ) вызывает появление выходного сигнала  $f$  ( $f=1$ ). Отключение  $f$  ( $f=0$ ) происходит через промежуток времени  $\tau$ , хотя сигнал  $x$  может подаваться и далее.

Схема состоит из двух реле P1, P2 и дросселя ДР.

$x=0$ ; P1↑; P2↓;  $f = 4(P2)3(P1) - A$ , т.е.  $f = 0$ ; (A - выход в атмосферу);

$x=1$ ; мгновенно P1↓; П-(P1)3(P2)4-f, т.е.  $f = 1$ , кроме того:  $x - 1(ДР)2(P2)$ , давление в полости III реле P2 начинает расти (чем больше сопротивление ДР, тем медленнее).

Через время  $\tau$  P2↑, закроется пневмоконтакт 3-4 и откроется пневмоконтакт 4-A, в результате  $f = 4(P2) - A$ , т.е.  $f = 0$ .

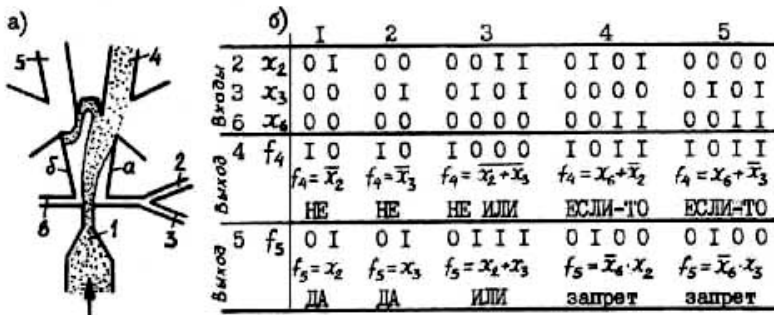


Рис. 9.14. Вариант струйного дискретного элемента / ИЛИ - НЕ ИЛИ с запретом по одному из входов/ :  
а - рабочий профиль; б - таблица истинности

Струя воздуха, вытекающая из канала питания 1, при отсутствии управляющих сигналов в каналах 2,3,6 примыкает к стенке а и идет в выходной канал 4. При наличии управляющих сигналов в канале 2 и 3 (или в обоих одновременно) струя отклоняется к стенке б и идет в выходной канал 5. В результате реализуются функции: на выходе 4 – НЕ и НЕ ИЛИ; на выходе 5 – ДА и ИЛИ. При одновременной подаче сигнала в один из каналов (2 или 3) и в канал 6 струя проходит в выходной канал 4 (давление на входе 6

должно составлять  $\geq 150\%$  давления на входе 2 или 3). При этом обеспечивается реализация функций: на выходе 4 – импликация от  $x_6$  к  $x_2(x_3)$  – ЕСЛИ-ТО –  $f_4 = \bar{x}_2 + x_6$  и  $f_4 = \bar{x}_3 + x_6$ , на выходе 5 – запрет по  $x_6$  –  $f_5 = x_2 \cdot \bar{x}_6$  и  $f_5 = x_3 \cdot \bar{x}_6$ .

### 11.8 Примеры пневматизации с использованием логических элементов

Автоматизация и комплексная механизация производственных процессов обуславливает широкое применение в машинах-автоматах пневматических приводов как весьма надежных, простых и дешевых видов передач.

Пневмосистемы по типу управления могут быть подразделены на три принципиально отличные группы: *централизованные системы с временным управлением, централизованные системы с путевым управлением, децентрализованные системы с путевым управлением.*

**В первых** управляющим устройством является командоаппарат с кулачковым валом. Вал вращается с постоянной скоростью, при этом кулачки нажимают на соответствующие кнопки, подавая сигналы (команды) к распределителям.

Достоинство временного способа управления заключается в простоте системы в целом; недостаток - в подаче сигналов на переключение распределителей через определенные промежутки времени, независимо от того, выполнены ли действия, соответствующие предыдущему такту или нет.

**При централизованном путевом управлении** также используется командоаппарат с кулачковым валом. Но вал поворачивается лишь периодически на некоторый угол и только после того, как поступит сигнал о выполнении операции предыдущего такта. Такое управляющее устройство носит название шагового командоаппарата.

**При децентрализованном путевом управлении** каждый рабочий орган после окончания своего движения включает следующий орган. Управляющее устройство представляет собой определенным образом организованную систему взаимосвязанных двухпозиционных устройств (реле, клапаны и т.п.).

По условиям работы системы управления разделяются на одноктактные и многотактные.

*Тактами* называются отдельные составляющие цикла.

*Циклом* работы считается промежуток времени, по истечении которого все действия начинают повторяться.

*Одноктактными* называются такие системы, у которых комбинация выходных сигналов в любой промежуток времени определяется комбинацией сигналов, поступающих на вход в течение этого же промежутка времени и не зависит от комбинаций сигналов, поступивших на вход в предыдущие промежутки времени. Подобные системы называются иногда автоматами без памяти, или же системами без обратных связей.

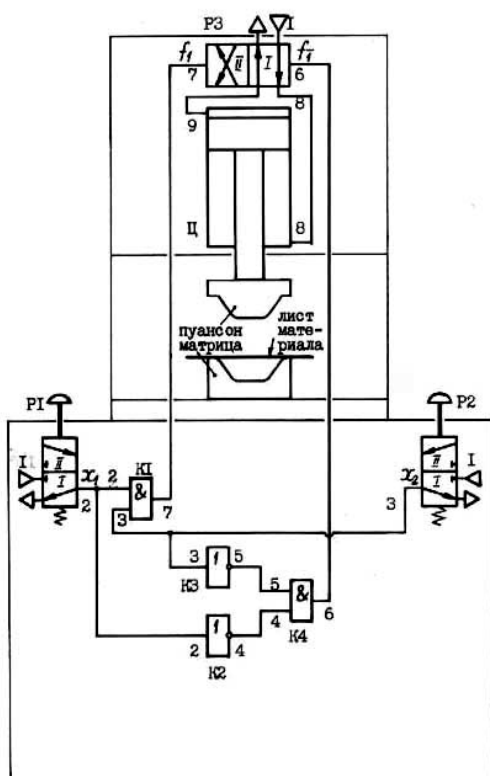


Рис. 9.15. Система безопасного управления работой прессы

Многотактными называются такие системы, у которых комбинация выходных сигналов определяется не только состояниями входов в данный момент времени, но и зависит также от значений входных сигналов в предыдущих тактах. Подобные системы называются иногда автоматами с памятью, или же системами с обратными связями. Поведение такой машины определяется поступившей в данный такт комбинацией входных сигналов и внутренним состоянием системы управления в данный момент времени, причем внутреннее состояние системы обусловлено комбинациями сигналов, поступивших в предыдущих тактах. Сигналы о внутреннем состоянии системы подаются как самими исполнительными устройствами через конечные переключатели (кнопки), так и специальными элементами, которые называются элементами обратной связи, элементами памяти или триггерами.

В связи с широким применением систем пневмоавтоматики вопросы проектирования рациональных структурных схем (структурного синтеза) систем управления пневмоприводами станков, промышленных роботов и других автоматизированных машин имеют весьма актуальное значение.

Для структурного синтеза сложных систем целесообразно использовать методы, основанные на применении аппарата математической логики. При этом основным требованием является выбор оптимальной схемы, прежде всего, с точки зрения, количества её составных элементов, что связано с задачей упрощения логических функций, описывающих условия работы системы управления.

Ниже рассматриваются в качестве примеров две автоматизированные системы управления – относительно простая и более сложная.

### 11.8.1 Система управления прессом (рис. 9.15)

Для предотвращения травматизма движение пуансона должно включаться только при нажатии на две кнопки P1 и P2 (т.е.  $x_1=1$ ;  $x_2=1$ ), расположенных далеко друг от друга.

Введение в схему элемента И (K1) на входе  $f_1$  распределителя P3 (канал 7) позволяет решить эту задачу ( $f_1 = x_1 \cdot x_2$ ).

Чтобы рабочий не заклинивал одну из кнопок в нажатом состоянии, схема должна обеспечивать отвод пуансона только при отпущенных кнопках. Это обеспечивается введением инверторов НЕ (K2 и K3) и элемента И (K4) на входе  $f_2$  распределителя P3 (канал 6:  $f_2 = \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2$ ).

### 11.8.2 Автоматизация работы пневмоподъёмника (рис. 9.16)

Должен обеспечиваться цикл: *подъём детали – сталкивание – отвод толкателя – опускание подъёмника*. В данном случае стоит задача проведения структурного синтеза многотактной децентрализованной пневмосистемы с путевым управлением.

Для синтеза системы управления следует выполнить такие этапы:

- \* составление формализованного описания работы системы по циклограмме или словесному описанию;

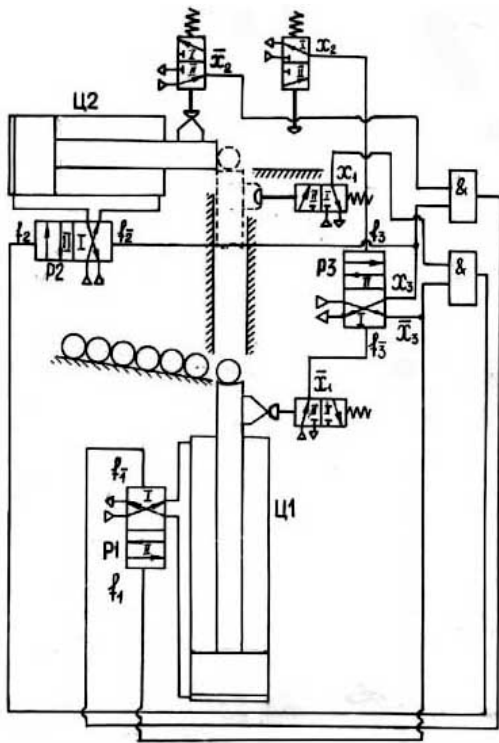


Рис. 9.16. Автоматизация цикла работы пневмоподъёмника с использованием логических элементов

- \* составление логических уравнений;
  - \* упрощение логических уравнений (минимизация системы);
  - \* построение принципиальной схемы).
- Формализованные описания могут быть выполнены с помощью таблиц переходов и графов.

Подробно методика структурного синтеза и минимизации пневматических систем управления рассмотрены в методических указаниях каф. АСС ТулГУ по лабораторной работе "Пневмоавтоматизация макета металлорежущего станка с использованием логических элементов" и в книгах:

- Герц Е.В. Синтез пневматических приводов / Е.В. Герц, В.П. Зенченко, Г.В. Крейнин. - М.: Машиностроение, 1966;

- Наземцев А.С. Пневматические приводы и средства автоматизации: учеб. пособие. -М.: Форум, 2004.