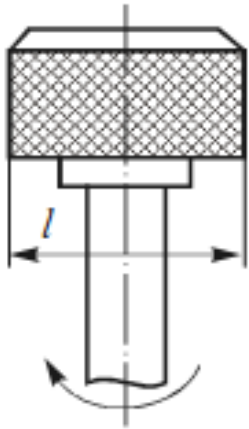
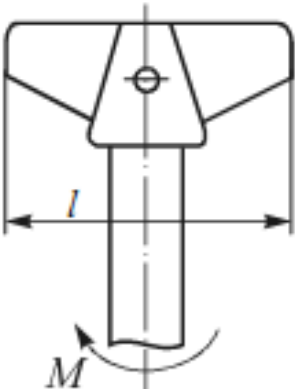
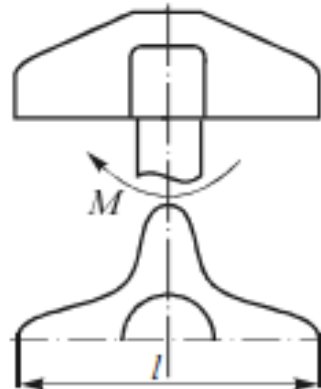
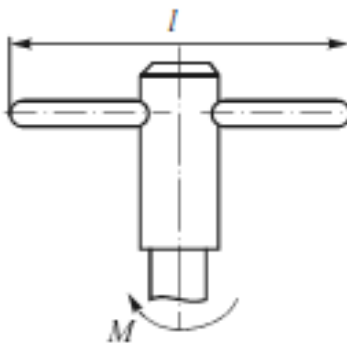
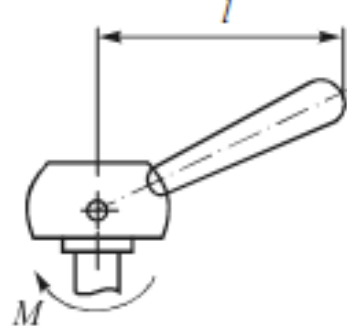


ВЫБОР И РАСЧЕТ ПРИВОДОВ

Зажимные устройства во многих случаях могут приводиться в действие рабочим (табл. 1), но нужно стремиться к замене ручного труда механизированным приводом. Для этого в приспособлениях используются приводы, которые могут быть

- пневматическими;
- гидравлическими;
- пневмогидравлическими;
- магнитными;
- электромеханическими;
- центробежно-инерционными;
- от сил резания (энергия привода главного движения станков);
- от движущихся элементов станков.

Значение моментов M (Нм), обеспечиваемых при различных конструктивных формах и размерах l (мм) элементов ручных зажимных устройств

Форма устройства									
									
l	M	l	M	l	M	l	M	l	M
20	700...1500	30	1200...2500	40	4000...6500	80	7000...8500	75	8500...13000
24	900...1800	35	2500...5000	50	5000...7000	100	8000...9500	94	9500...14000
30	1000...2200	45	4000...6500	60	6000...8000	120	9500...11000	117	10000...15000
36	1200...2500	50	6000...7500	80	8000...9500	140	10000...13000	150	11000...16000
		70	7000...8500						

При применении механизированных приводов облегчается труд рабочих, стабилизируются значения зажимных сил повышается быстродействие приспособлений и повышается производительность оборудования.

Пневматические приводы могут быть

- поршневыми;
- диафрагменными;
- сильфонными;
- вакуумными.

Поршневые и диафрагменные пневмоприводы подразделяются:

по схеме действия

- односторонние;
- двусторонние

по методу компоновки с приспособлением

- прикрепленные;
- встроенные;
- агрегатированные

по виду установки

- стационарные;
- вращающиеся

по количеству приводных систем

- одинарные;
- сдвоенные.

Конструкция пневмодвигателей

Конструкции пневмоцилиндров стандартизованы

Стандартные диаметры цилиндров составляют ряд 50; 60; 75; 100; 125; 150; 200; 250; 300 мм.

Пневмоцилиндры выпускаются двух исполнений:

- без торможения (исполнение 1);
- с торможением (исполнение 2).

Для увеличения плавности хода штока в пневмоцилиндрах применяются тормозные золотники (рис.).

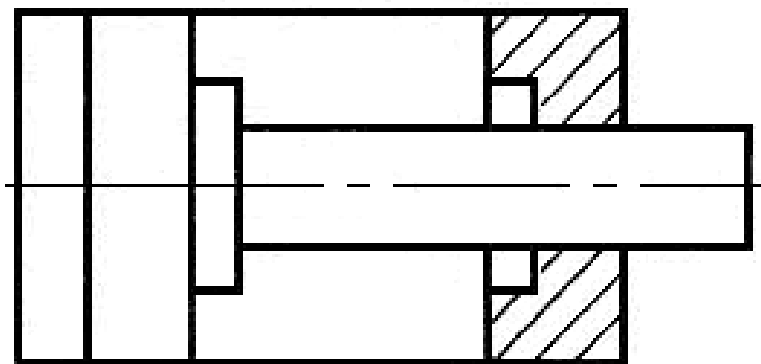


Рис. 1. Пневмоцилиндр с
тормозным золотником

Пневмоцилиндры могут крепиться:

- на удлиненных стяжках;
- на лапах;
- на переднем или заднем фланце;
- на проушине или фланце.

Конец штока может иметь наружную или внутреннюю (для диаметров свыше 50 мм) резьбу.

Встроенные пневмоцилиндры целесообразно применять в специальных приспособлениях в массовом и крупносерийном производстве, а также в базовой части переналаживаемых приспособлений в серийном производстве.

Стандартные пневмоцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком предназначены для привода перемещений узлов различного производственного оборудования, технологической оснастки, устройств автоматики, устройств автоматизации и механизации.

Они работают на сжатом воздухе давлением до 10 атм, температуре воздуха -45...+60 °С, скорость перемещения штока до 0,5 м/с.

По направлению действия усилия, развиваемого пневмоцилиндром, различают *тянущий* и *толкающий* режимы работ.

Наиболее ответственными элементами конструкции пневмоцилиндров являются уплотнения кольцевых зазоров в сопряжениях поршней с цилиндрами, штоков с отверстиями, а также уплотнения золотниковых пар.

К уплотнениям предъявляются следующие требования:

- герметичность при всех рабочих режимах;
- высокая износостойкость и минимальные потери на трения;
- надежность работы при высоких и низких температурах и способность не разрушаться при химическом взаимодействии с рабочим телом;
- удобство монтажа и демонтажа и отсутствие необходимости подтяжки и регулировки при эксплуатации;
- Экономичность.

В пневмоцилиндрах используют два типа уплотнений:

- манжеты (воротники) V-образного сечения;
- кольца круглого сечения.

Расчет пневмоцилиндров

Возможны три случая:

- требуется определить усилие на штоке при заданном диаметре цилиндра и давлении воздуха;
- требуется определить диаметр поршня при известном усилии на штоке и давлении;
- требуется определить время срабатывания пневмоцилиндра.

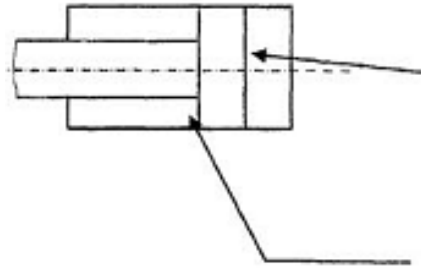
Усилие на штоке:

1) Для цилиндров одностороннего действия



$$W = 0,785D^2p\eta - P$$

2) Для цилиндров двустороннего действия



при давлении в поршневой полости

$$W = 0,785D^2p\eta$$

при давлении в штоковой полости

$$W = 0,785(D^2 - d^2)p\eta$$

где D , d – диаметры цилиндра и штока; p - давление сжатого воздуха; η – коэффициент полезного действия цилиндра; P – сопротивление сжатой пружины в конце рабочего хода поршня (обычно $P = 5 \dots 20\%$ от W);

3) Для цилиндров с рычагами-усилителями

$$W = 0,785D^2pi\eta$$

где i – передаточное отношение сил рычажного механизма.

Диаметр цилиндра

Для цилиндра двустороннего действия

$$KW = 0,785D^2p\eta,$$

где K – коэффициент надежности закрепления

Найденный диаметр округляют до ближайшего размера нормального ряда, а затем проверяют действительную силу на штоке.

Время срабатывания цилиндра

Точный расчет чрезвычайно сложен. На рис. 2 показана типовая диаграмма работы пневмоцилиндра.

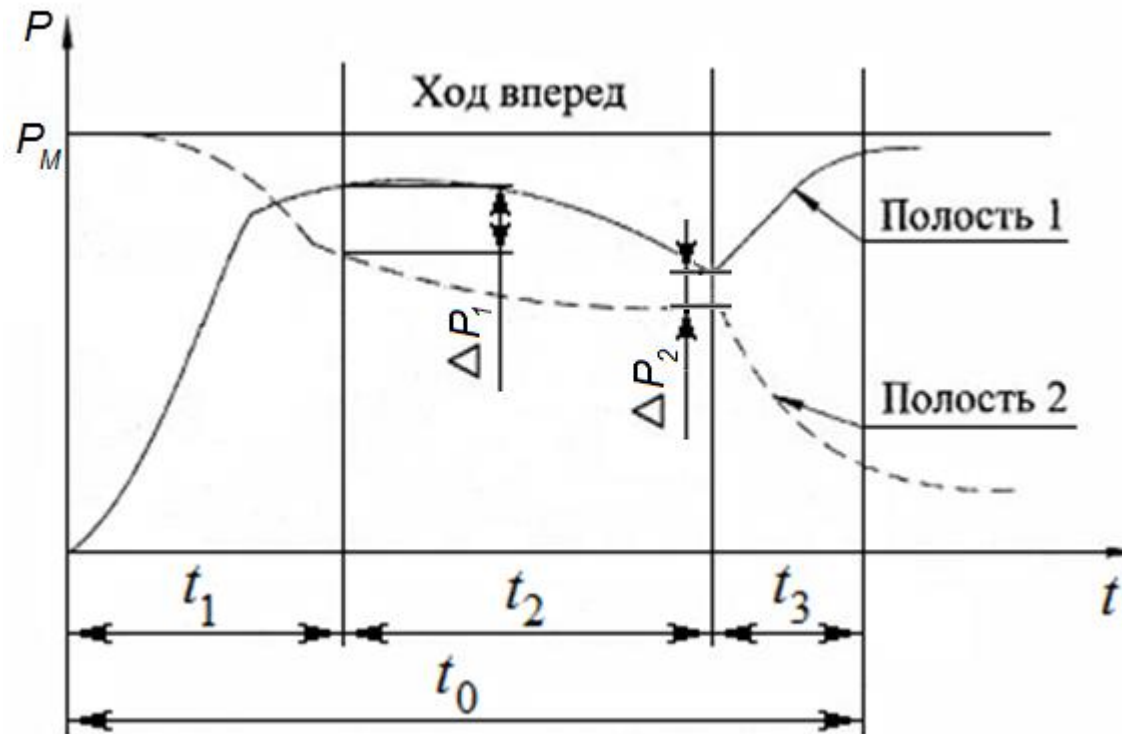


Рис. Временная
диаграмма работы
пневмоцилиндра

(--- поршневая полость,
- - - - штоковая полость)

t_0 – время срабатывания цилиндра – время в течение которого давление в поршневой области изменяется от атмосферного до магистрального (P_M);

t_1 - время выстоя поршня – время от начала открытия впускного клапана до начала движения поршня (давление растет, но усилие на поршне не превышает силы трения покоя);

t_2 – время движения поршня (в этом интервале в зависимости от размеров цилиндра давление может либо возрасть, либо падать);

t_3 – время последействия, т.е. время от момента окончания хода поршня до полного выравнивания давления в поршневой полости цилиндра с магистральным.

Выводы по диаграмме:

- поршень начинает движения в момент, когда усилие на штоке достигает

$$W = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p_1 > F_{\text{тр}},$$

где Δp_1 – разность давлений в полостях в начале хода поршня;

- в конце хода поршня усилие на штоке определяется не полным магистральным давлением p_m , а разностью Δp_2 , которая в 2...3 раза меньше p_m

(следствие из вывода - нельзя немедленно после окончания хода поршня прикладывать технологическое усилие, так как изделие может быть вырвано из приспособления).

- для уменьшения t_2 необходимо быстрее стравливать воздух из штоковой полости

Время срабатывания пневмоцилиндра

$$t_0 = t_1 + t_2 + t_3 \approx \frac{V}{SV_B}$$

где V - объем полости при данной длине хода; V_B – скорость движения воздуха ($V_B = 17...25$ м/с в воздуховоде; S – сечение воздухопроводных каналов)

$$t_0 = \frac{V}{SV_B} = \frac{L\pi \frac{D^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4} V_B} = \frac{LD^2}{d^2 V_B}$$

где d – диаметр воздуховода; D – диаметр поршня; L – длина хода поршня

Диафрагменные пневмоцилиндры (пневмокамеры)

Пневмокамеры в качестве рабочего органа имеют упругие растягивающиеся мембраны , зажатые между двумя крышками.

На рис. 3 представлена пневмокамера одностороннего действия.

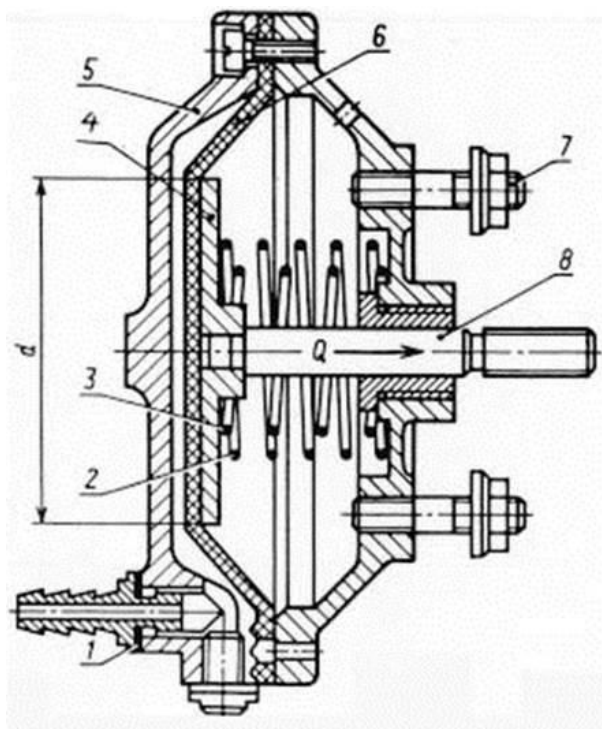


Рис. 3. Пневмокамера одностороннего действия:

1 – шуцер; 2, 3 – пружина; 4 – стальной диск;
5 – корпус; 6 – диафрагма; 7 – шпилька; 8 -
ШТОК

По сравнению с поршневыми мембранные пневмодвигатели имеют ряд преимуществ:

- у камер одностороннего действия отсутствуют какие-либо уплотнения, а у двигателей двустороннего действия требуется уплотнение только штока;
- Компактность, небольшой вес и технологичность изготовления;
- мембраны долговечны (выдерживают до 600000 включений, тогда как манжеты цилиндров выходят из строя примерно через 10000 включений).

Основные недостатки мембранных пневмодвигателей:

- небольшой ход штока;
- непостоянство развиваемых усилий.

Стандартные диаметры D пневмокамер составляют: 160; 200; 250; 320; 400 мм.

Толщина мембраны t в зависимости от диаметра пневмокамеры D $t = 3...10$ мм.

Диаметр опорной шайбы:

- для резинотканевых мембран $d = 0,7D$;
- для резиновых $d = D - 2t - (2...4)$ мм.

Используются два типа мембран:

- плоские;
- тарельчатые.

Материалы мембран – ткань прорезиненная, покрытая с двух сторон маслостойкой резиной или резина с тканевой прокладкой, маслостойкая.

Длина хода штока h зависит от материала мембран, диаметра и толщины мембраны (рис. 4):

$$h = (0,18 \dots 0,45)D$$

Усилие на штоке (одностороннего действия) для тарельчатых и плоских мембран из прорезиненной ткани в исходном положении штока

$$W = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p - P$$

где D - диаметр пневмокамеры, d - диаметр опорной шайбы, p - давление воздуха, P – усилие возврата пружины.

В положении после перемещения на расстояние $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских мембран

$$W = \frac{0,75\pi}{16} (D + d)^2 p - P$$

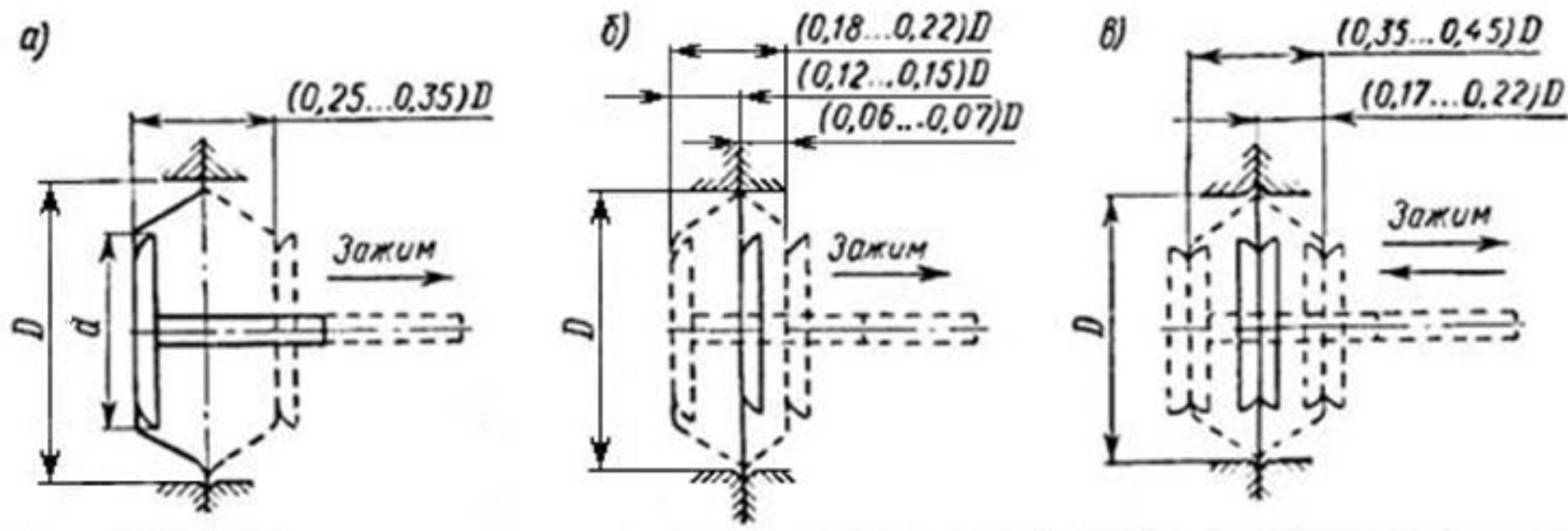


Рис. 4. Рациональные длины ходов штока от исходного положения:

а – тарельчатая прессованной резинотканевая мембрана из ткани бельтинг по ГОСТ 2924-67;

б – плоская резинотканевая мембрана;

в – плоская резиновая мембрана с тканевой прокладкой или без нее

Для плоских резиновых мембран в исходном положении

$$W = \frac{\pi}{4} d^2 p - P$$

В положении после перемещения на $0,22D$

$$W = \frac{0,9\pi}{4} d^2 p - P$$

Пневматическая аппаратура и пневмопанели

Эти устройства используются для управления пневмоприводом.

Применяется следующая пневмоаппаратура.

Для пуска, реверсирования и включения пневмодвигателя:

- распределительные краны;
- клапаны с ручным управлением;
- пневмораспределители с автоматическим управлением.

Для регулирования давления в полостях цилиндра применяют пневмоклапаны давления.

Для регулирования скорости движения поршня используют дроссели (регуляторы потока).

Для торможения поршня в конце хода применяют тормозные золотниковые устройства.

Для последовательного включения двух пневмодвигателей одного приспособления применяют краны последовательного включения.

Для предотвращения аварии в случае внезапного падения давления воздуха в сети используют обратные клапаны и реле давления.

Для очистки сжатого воздуха от влаги и механических примесей применяют фильтры-влагоотделители.

Для насыщения сжатого воздуха маслом (масляным туманом), смазывающим трущиеся детали пневмодвигателя применяют маслораспылители (пневматические масленки).

Для подключения пневмопривода к цеховой пневмосети или его отключения на время длительных перерывов в работе применяют вентили (вводные краны).

При автоматизации цикла работы приспособления или станка на базе путевой пневмоавтоматики для автоматического управления воздухораспределителями используют трехходовые клапаны или пневматические путевые выключатели;

- для образования пауз (задержек) в движениях, предусмотренных циклом используют пневмоклапаны выдержки времени.

Обязательным минимальным набором
пневмоаппаратуры любого привода должны быть:

- — распределительный кран;
- — маслораспылитель;
- — фильтр-влагоотделитель.

Гидравлический привод

Гидравлический привод имеет ряд преимуществ по сравнению с другими типами приводов:

- высокие давления в системе позволяют применять рабочие цилиндры небольших диаметров (20, 30, 40, 50, 60 мм) и обеспечивать компактность гидравлических приводов;
- рабочая среда – гидравлические масла, поэтому не требуется дополнительная смазка;
- отсутствие неполадок, вызываемых конденсацией водяных паров (ржавчина и засорение);
- практическая несжимаемость масла позволяет применять гидропривод не только для силовых механизмов, но и для точных перемещений рабочих органов;
- возможность бесступенчатого регулирования усилия зажима и скорости перемещения штока.

Недостатки гидропривода:

- изменение свойств рабочей жидкости в зависимости от температуры;
- высокая стоимость;
- необходимость в квалифицированном обслуживании;
- требуется качественная герметизация всей сочленений гидропривода.

По источнику энергии приводы делятся на:

- пневмогидравлические (воздух);
- механогидравлические (рука рабочего);
- гидравлические (жидкость).

Гидравлический привод состоит из электродвигателя, насоса, резервуара для масла, аппаратуры управления и регулирования.

Гидравлический привод может обслуживать один станок, группу из 2...5 станков, участок станков (30...40 станков).

Давление на выходе насоса обычно составляет составляет 50...80 кгс/см².

Типовая схема гидропривода представлена на рис. 5.

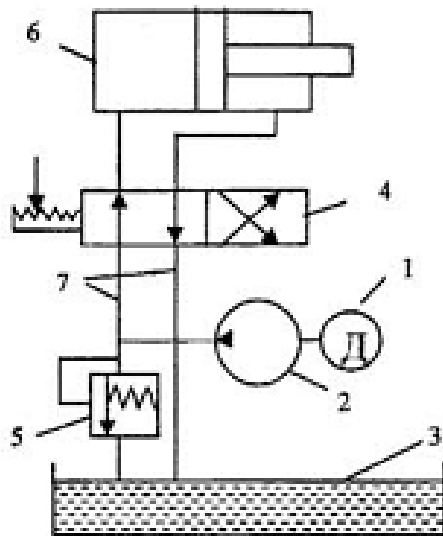


Рис. 5. Типовая схема гидравлического привода приспособления:

1 – электродвигатель; 2 – насос; 3 – резервуар для масла; 4 – аппаратура управления и регулирования; 5 – аппаратура предохранительная; 6 – гидроцилиндр; 7 - трубопроводы

Существует две группы конструкций гидроцилиндров:

- цилиндры, встраиваемые в конструкцию приспособления;
- агрегатированные цилиндры.

Основные параметры гидроцилиндров должны соответствовать требованиям ГОСТ 6540-68.

Параметры стандартных гидроцилиндров выбираются из диапазона:

диаметры - $D = 10 \dots 800$ мм,

ход поршня - $L = 4 \dots 9500$ мм.

Номинальные давления выбираются из диапазона

$$p_{\text{ном}} = 25 \dots 630 \text{ кгс/см}^2.$$

Кроме стандартных гидроцилиндров применяются вращающиеся.

Аппаратура к гидроприводам делится на два типа:

1. Контрольно-регулирующая:

- предохранительные клапаны;
- обратные клапаны;
- редукционные клапаны (для снижения давления);
- аккумуляторы;
- манометры.

2. Аппаратура управления:

- золотниковые распределительные устройства;
- распределительные краны.

Для насоса рассчитываются:

- производительность

$$Q_{\text{произ}} = \frac{V}{t\eta_1} = \frac{SL}{t\eta_1} = \frac{WL}{pt\eta_1}$$

где S – площадь цилиндра; L – ход поршня; W – усилие на штоке; p – давление жидкости; t – время зажима заготовки; η_1 – объемный КПД, учитывающий утечки масла в системе ($\eta_1 = 0,7 \dots 0,9$).

- требуемая мощность двигателя для привода насоса:

$$N = \frac{pQ_{\text{произ}}}{75 \cdot 100\eta_2} = \frac{WL}{75 \cdot 100t\eta_2}$$

где η_2 – общий КПД насоса

$$\eta_2 = \eta_1 \cdot \eta_{\text{мех}}$$

где $\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД насоса

- усилие на штоке гидроцилиндра:

а) при подачи масла в штоковую полость

$$W = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \eta$$

б) при подачи масла в поршневую полость

$$W = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta$$

где D - диаметр поршня; d - диаметр штока; p - давление рабочей жидкости;
 η - КПД гидроцилиндра.

- внутренний диаметр трубопровода:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{\text{произ}}}{V_{\text{жидк}}}}$$

где $Q_{\text{произ}}$ - производительность (расход жидкости); $V_{\text{жидк}}$ - скорость перемещения жидкости в трубопроводе ($V_{\text{жидк}} = 1,5$ м/с – для всасывающих трубопроводов; $V_{\text{жидк}} = 4,0$ м/с – для нагнетающих).

Пневмогидравлический привод

Обладает преимуществами пневмо- и гидропривода:

- возможность создания высоких давлений;
- быстроедействие;
- небольшие габариты;
- относительно низкая стоимость.

На рисунке 6 представлена схема пневмогидравлического привода прямого действия. Данный привод основан на преобразовании низкого давления сжатого воздуха в высокое давление жидкости за счет разности диаметров D_n и d_n .

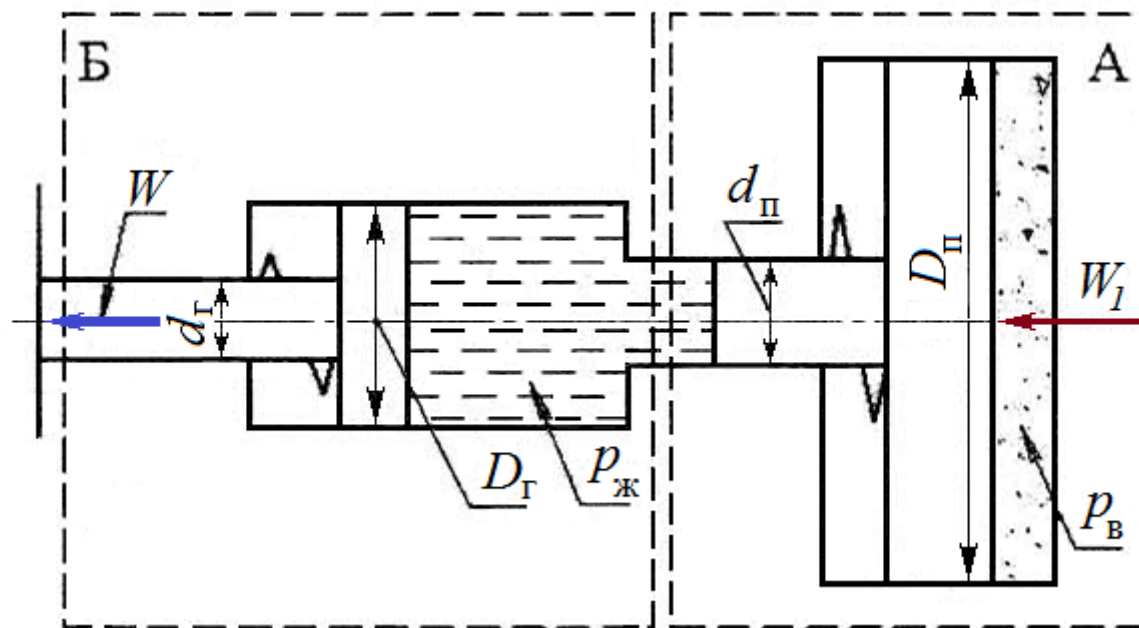


Рис. 6. Схема пневмогидравлического привода
прямого действия

Усилие на штоке привода:

$$W = p_{\text{ж}} \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4} \eta = p_{\text{в}} \cdot \frac{D_{\Pi}^2}{d_{\Pi}^2} \cdot \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4} \eta$$

где $p_{\text{ж}}$ – давление жидкости; $p_{\text{в}}$ – давление воздуха; D_{Π} – диаметр пневмоцилиндра; D_{Γ} – диаметр гидроцилиндра; d_{Π} – диаметр штока пневмоцилиндра; η - КПД привода.

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta'_{\text{м}}$$

где η_0 – объемный КПД привода, $\eta_{\text{м}}$ - механический КПД преобразователя; $\eta_{\text{м}} \approx 0,95$; $\eta'_{\text{м}}$ - механический КПД рабочего гидроцилиндра, $\eta'_{\text{м}} \approx 0,9$

$$\eta = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \approx 0,8$$

Ход штока пневмоцилиндра определяется из равенства перемещаемых объемов жидкости

$$l \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4} = L \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} \quad \text{отсюда} \quad L = l \left(\frac{D_{\Gamma}}{d_{\Pi}} \right)^2$$

где L - ход штока пневмоцилиндра; l - ход штока гидроцилиндра.

Пнеумогидравлический привод с преобразователем давления последовательного действия показан на рис. 7. Он обеспечивает большее давление масла и больший ход рабочих поршней гидроцилиндров по сравнению с преобразователями давления прямого действия.

Преобразователь последовательного действия отличается от преобразователя прямого действия наличием в нем полости низкого давления масла.

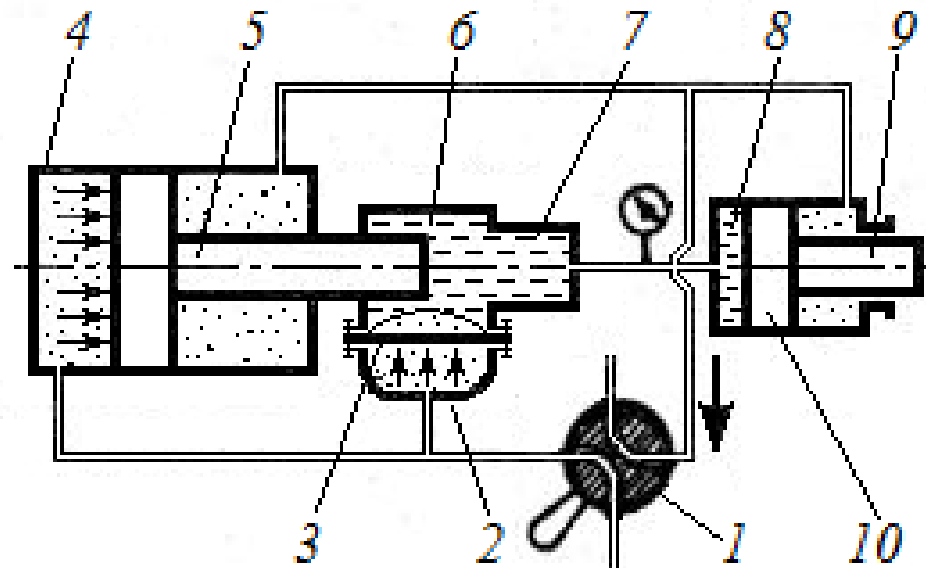


Рис. 7. Схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия

Преобразователь давления последовательного действия работает по следующему замкнутому циклу:

- 1) при низком давлении масла поршни со штоками перемещаются в гидроцилиндрах приспособлений, и штоки через промежуточные звенья предварительно зажимают детали;

2) при высоком давлении масла поршни со штоками гидроцилиндров, перемещаясь через промежуточные звенья, окончательно зажимают детали;

3) после обработки деталей механизм высокого давления переключается на разжим деталей.

Сжатый воздух через распределительный четырехходовой кран 1 по трубопроводам поступает в левую полость пневмоцилиндра 4 и в нижнюю полость пневмокамеры 2 с диафрагмой 3 из маслостойкой резины. Во время перемещения поршня со штоком 5 в пневмоцилиндре 4 вправо и выгибании диафрагмы 3 вверх масло из полости 6 выжимается в левую полость силового цилиндра 8 и перемещает поршень 10 со штоком 9 вправо. При этом шток 9 через промежуточные звенья передвигает зажимы, и деталь предварительно зажимается.

Когда шток 5 перекроет полость 6, то он вытеснит масло из малой полости 7 в левую полость цилиндра 8; перемещение поршня 10 со штоком 9 вправо замедлится, осевая сила на штоке 9 увеличится, поэтому он через промежуточные звенья приведет в движение зажимные устройства, и произойдет окончательный зажим детали. При разжиме детали распределительный кран 1 переключается и сжатый воздух по трубопроводам подается в правые полости цилиндров 8 и 4, а штоки 9 и 5 с поршнями переместятся в исходное левое положение.

Недостатком пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия по сравнению с преобразователями давления прямого действия является:

- более сложная конструкция;
- большая утечка масла;
- вспенивание и окисление масла при непосредственном соприкосновении с воздухом.

Механогидравлический привод

Эти приводы целесообразно применять в условиях мелкосерийного и опытного производства, а также в случаях, когда на заводе отсутствует компрессорная установка или когда применение пневмогидравлического привода сопряжено с известными трудностями. Схема механогидравлического привода представлена на рис. 8.

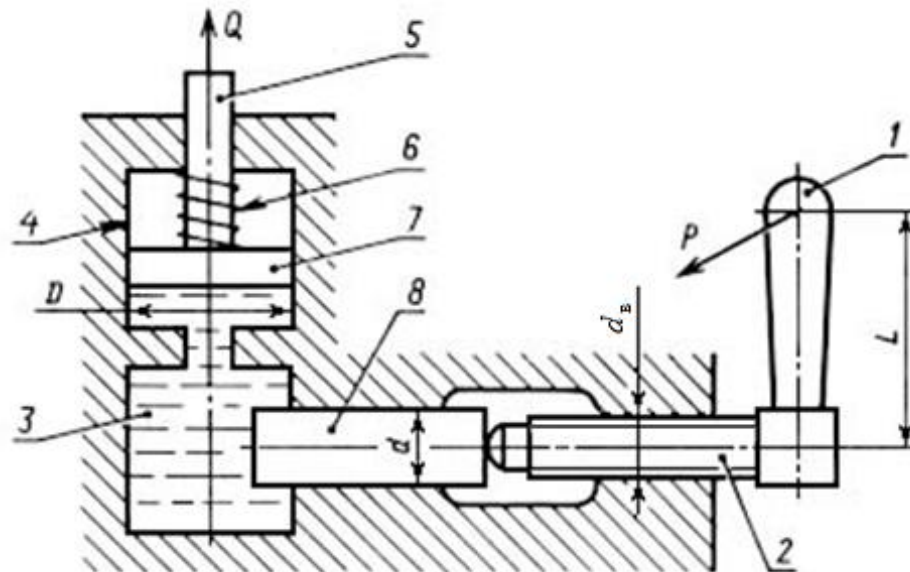


Рис. 8. Схема

механогидравлического привода:

- 1 - рукоятка; 2- винт; 3 - резервуар;
- 4 - цилиндр; 5 - шток; 6 - пружина;
- 7 - поршень; 8 - плунжер

Во время поворота рукоятки 1, винт 2 через плунжер 8 вытесняет масло из резервуара 3 в нижнюю полость цилиндра 4. При этом поршень 7 со штоком 5 перемещается вверх и шток через промежуточные звенья зажимает заготовку. После обработки, вращая рукоятку 1, отводят винт 2 вправо. Возвратная пружина 6 перемещает шток с поршнем вниз, и деталь освобождается.

Сила на штоке гидроцилиндра механогидравлического привода:

$$Q = \frac{PL}{r_{в.ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot \eta - P_{пр}$$

где Q - сила на штоке; P - сила, прикладываемая рабочим к рукоятке винта; L - расстояние от точки приложения силы до оси винта; $r_{в.ср}$ - средний радиус резьбы винта; D - диаметр поршня гидроцилиндра; d - диаметр штока плунжера; $\alpha = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ - угол подъема резьбы; $\varphi = 6^\circ 34'$ - угол трения в резьбовом соединении; $\eta = 0,9$ - коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях; $P_{пр}$ - сила сопротивления возвратной пружины.

Электромеханический привод

Данный привод находит применение в станках токарно-револьверной группы, агрегатных станках и автоматических линиях.

Достоинства привода:

- значительные зажимные усилия;
- быстроедействие;
- возможность автоматизации управления;
- стабильность зажимных усилий.

Привод обязательно имеет самотормозящую передачу – это его главная особенность.

Структурная схема привода (рис. 9) включает в себя:

- источник питания;
- коммутирующее устройство для включения и выключения электродвигателя;

- электродвигатель;
- приводной механизм (редуктор);
- зажимной механизм с самотормозящей передачей.

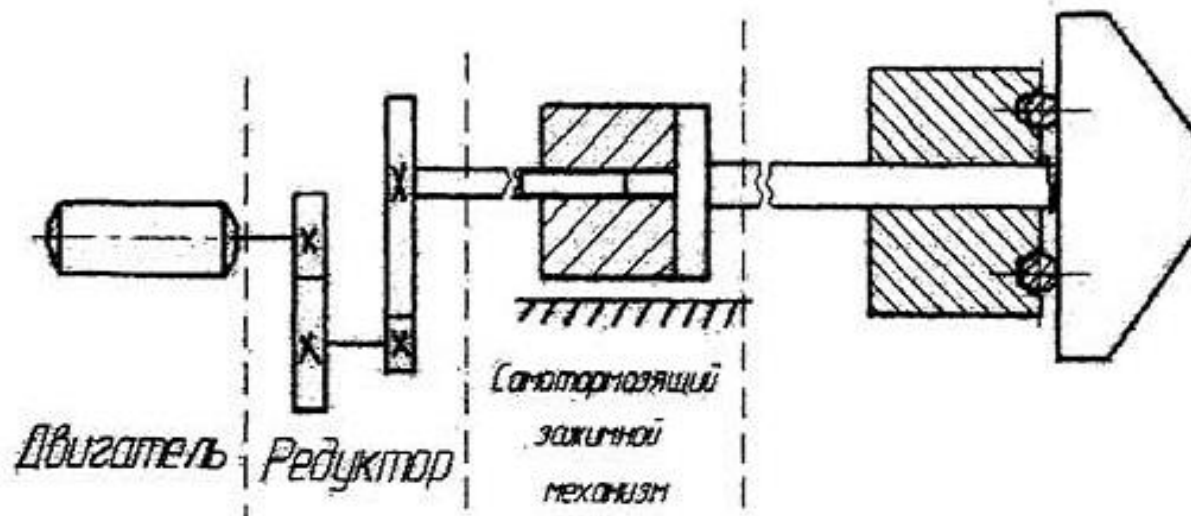


Рис. 9. Схема электромеханического привода

Усилие зажима

$$Q = \frac{M_{кр} \eta i}{r_{ср} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{нр})} = 71620 \frac{N \eta i}{n r_{ср} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{нр})}$$

где N - мощность электродвигателя; n - число оборотов вала электродвигателя; $r_{ср}$ - средний радиус резьбы; ψ - угол подъема резьбы; $\varphi_{нр}$ - угол трения в резьбе; i - передаточное число редуктора; η - КПД редуктора

Вакуумные приводы

Вакуумными называются приводы, с помощью которых под обрабатываемой деталью или над ней создается разреженная полость, в результате чего деталь надежно прижимается к буртику этой полости всей своей опорной поверхностью силой атмосферного давления.

Деформация детали, практически, исключается, хотя при больших размерах опорной поверхности сила зажима выражается сотнями и тысячами ньютонов.

На рис. 10 даны схемы вакуумных зажимных устройств. В корпусе 2 приспособления (рис. 10, а) имеется центрирующая выточка, в которую плоской базовой поверхностью устанавливают обрабатываемую заготовку 1.

Между нижней поверхностью заготовки 1 и корпусом 2 приспособления образуется изолированная от атмосферы полость “А”, соединенная каналом с вакуумным цилиндром 3, работающим от пневмоцилиндра 4 с распределительным краном 5. При создании вакуума в полости “А” избыточное атмосферное давление равномерно прижимает заготовку 1 к установочной поверхности корпуса 2 приспособления. Герметичность полости “А” приспособления обеспечивает резиновый уплотнитель 6. После обработки полость “А” сообщается с атмосферой и деталь освобождается.

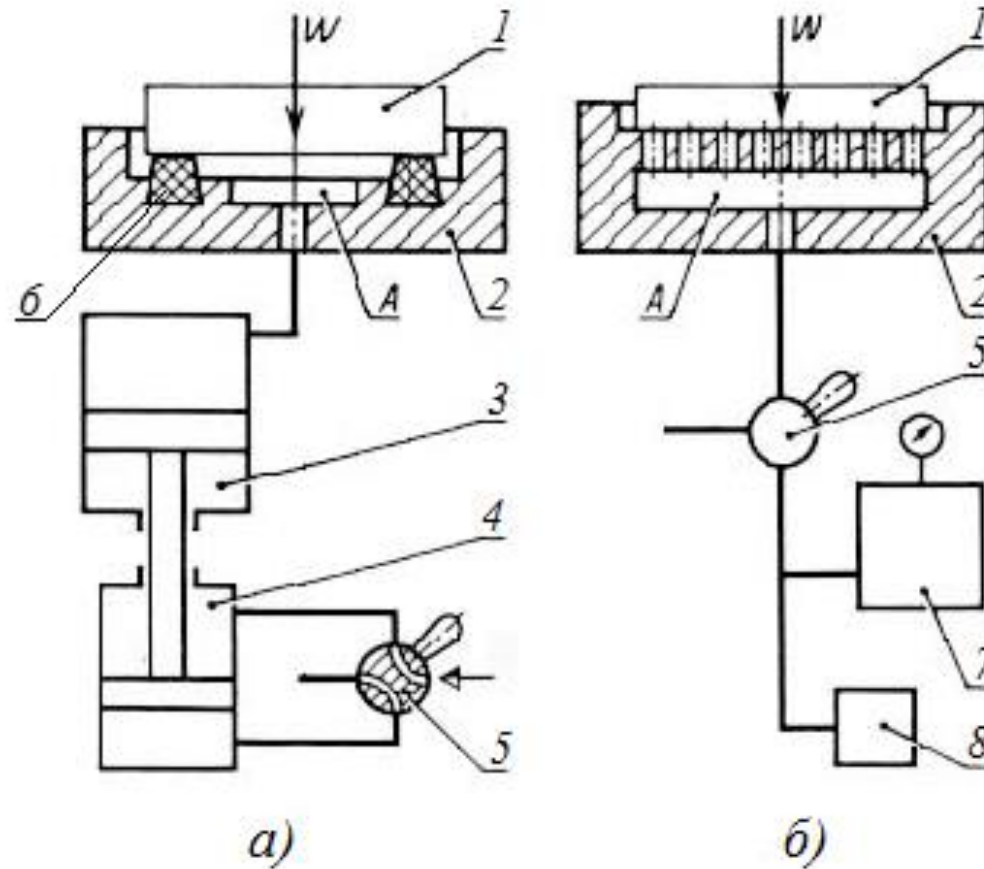


Рис. 10. Схемы вакуумных приводов:

а - с применением пневмоцилиндра; б - с применением вакуумного насоса

А - вакуумная полость

1 - обрабатываемая деталь; 2 - корпус; 3 - вакуумный цилиндр;

4 - пневмоцилиндр; 5 - распределительный кран; 6 - уплотнитель;

7 – распределительный клан; 8 - насос

Сила зажима в вакуумном приспособлении определяется по формуле

$$Q = (p_a - p_o)F - P_{уп}$$

где p_a – атмосферное давление; p_o – остаточное давление в камере после разряжения; F - площадь, ограниченная внутренним контуром резиновой прокладки; $P_{уп}$ – упругая сила сжатой прокладки; $(p_a - p_o) = p_{и}$ - избыточное давление. Избыточное давление составляет не более 0,1...0,15 кгс/см².

Базовая поверхность заготовок может быть обработанной или черновой. Рабочая поверхность приспособления должна иметь шероховатость не более Ra 0,8 мкм.

Отклонение от прямолинейности этой поверхности – не более 0,02 мм на длине 300 мм.

Электромагнитный привод

Привод выполняется в виде плит и планшайб. Питание их производится постоянным током. Приводы отличаются простотой конструкции, удобством управления и невысокой стоимостью. Основная область применения электромагнитного привода – плоскошлифовальные станки.

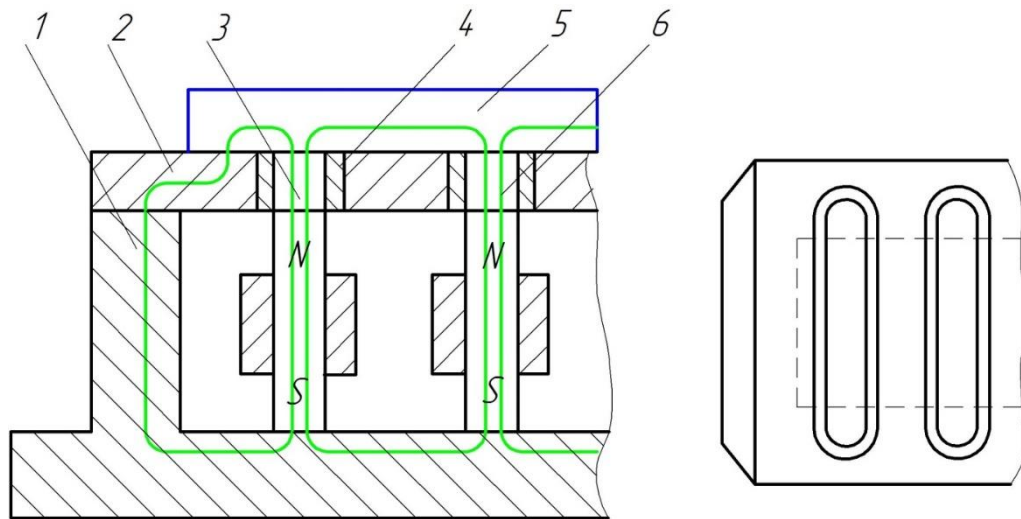


Рис. 10. **Схема электромагнитного привода:**
1 – корпус с окнами;
2 – плита;
3 – плоские сердечники;
4 – немагнитные прокладки;
5 – обрабатываемая деталь;
6 – магнитно-силовые линии

Используются две схемы подключения катушек 5:

- 1) начала всех обмоток (+), концы (-). Ток во всех катушках проходит в одном направлении. Сердечники(+) – северный полюс, корпус (-) – южный полюс. Когда устанавливается деталь разноименные полюсы замыкаются. Поток, проходящий через опорную поверхность детали, сопровождается появлением магнитных сил, которые удерживают заготовку.
- 2) начало 1-й катушки (+), конец (-), начало 2-й катушки (-), а конец (+) и т.д. Сердечники получают чередующуюся полярность. В этом случае корпус не является магнитопроводом может быть изготовлен из любого материала. Однако размер детали должен быть не меньше расстояния между соседними сердечниками.

Исходные данные для расчета:

- размер и конфигурация заготовки в плане;
- материал заготовки;
- силы резания

Расчет электромагнитной плиты ведется в следующей последовательности:

1. Определяется сила зажима

$$Q = \frac{KP_{рез}}{f}$$

2. Назначается число пар полюсов исходя из размера и конфигурации детали.

$$2n = \frac{l_{max}}{t}$$

где l_{max} – наибольшая длина детали; t – шаг полюсов ($t = 35...50$ мм)

3. Определяется удерживающая сила на 1 пару полюсов:

$$Q' = \frac{Q}{2n}$$

4. Рассчитывается площадь поперечного сечения электромагнита:

$$F' = 2,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{Q'}{B^2}$$

где B – магнитная индукция материала сердечника, Т (Тесла)

$$B = \frac{1}{I} \left(\frac{dF}{dl} \right)_{\max}$$

где I - ток в обмотке

5. Определяется общее сопротивление магнитопровода:

$$R = \frac{\sum l_i}{\sum \mu_i F_i}$$

где $\sum l_i$ - длина магнитопровода; μ_i - магнитная проницаемость каждого участка магнитопровода; F_i - поперечное сечение каждого участка магнитопровода

$$\mu = \frac{B}{\mu_0 H}$$

где H – напряженность магнитного поля.

6. Рассчитывается общий магнитный поток:

$$\Phi = 0,7BF'$$

7. Количество ампер-витков обмотки электромагнита составит:

$$Im = \frac{\Phi R}{0,4\pi}$$

где I - ток в обмотке; n - количество витков в обмотке

8. Диаметр обмотки определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4I}{\pi q}}$$

где q - допустимая плотность тока, $q = (3...5) \text{ A/мм}^2$

Кроме того, сила зажима может быть рассчитана по формуле

$$Q = 4,06 \frac{\Phi^2}{S} \quad \text{или} \quad Q = 4,06 B^2 S$$

где Φ – величина магнитного потока, пересекающего опорную поверхность детали; S - площадь, по которому поток распространяется; B – магнитная индуктивность

$$B = \frac{\Phi}{S}$$

Существует три класса точности плит:

- П - повышенной точности;
- В - высокой точности;
- А - особо высокой точности.

Материал сердечников электромагнитов - сталь 10, основные детали выполняются из стали 10 или 15 и чугуна СЧ 15.

Отклонения от плоскостности и параллельности плоских поверхностей - не более 0,02 мм на длине 300 мм.

Шероховатость рабочей поверхности плиты Ra 0,8-0,2 мкм.

Привод с постоянным магнитом

Основное преимущество — автономность действия, так как будучи однажды намагниченным, он сохраняет свою работоспособность в течение длительного времени.

Схема действия магнитной плиты представлена на рис. 11.

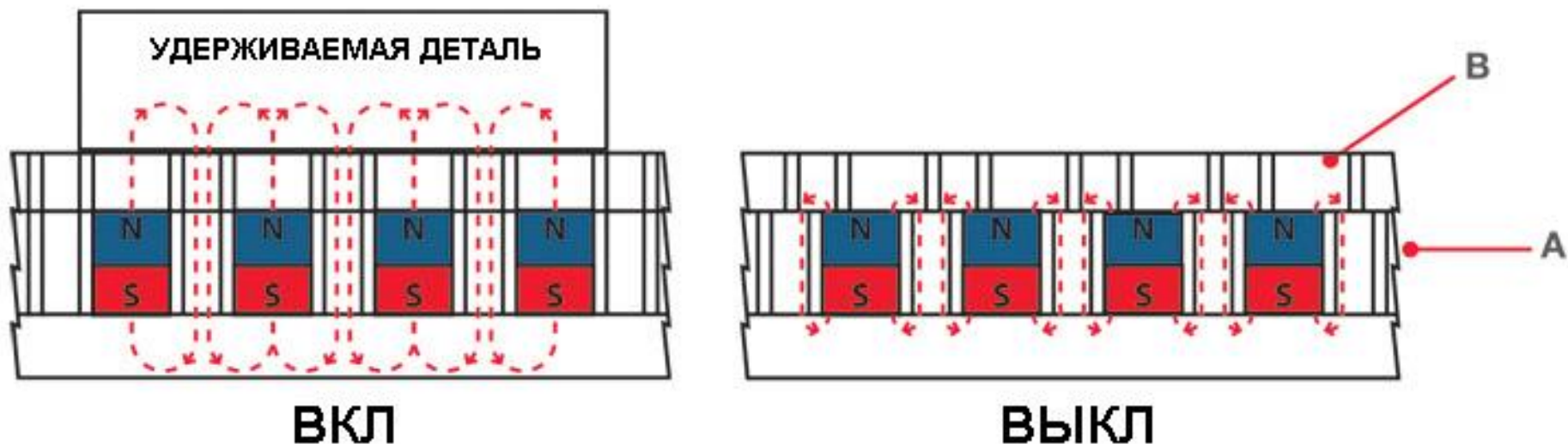
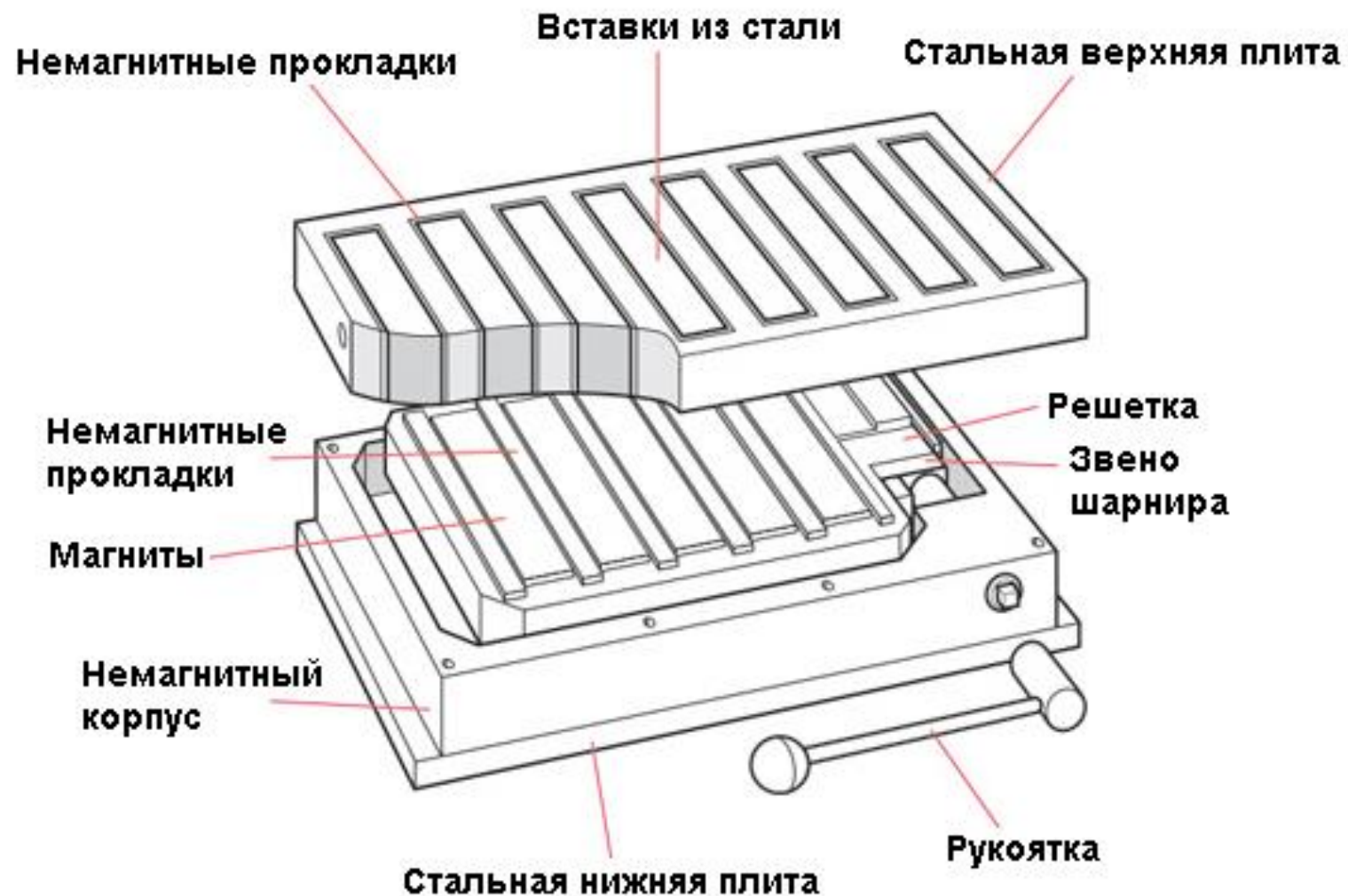
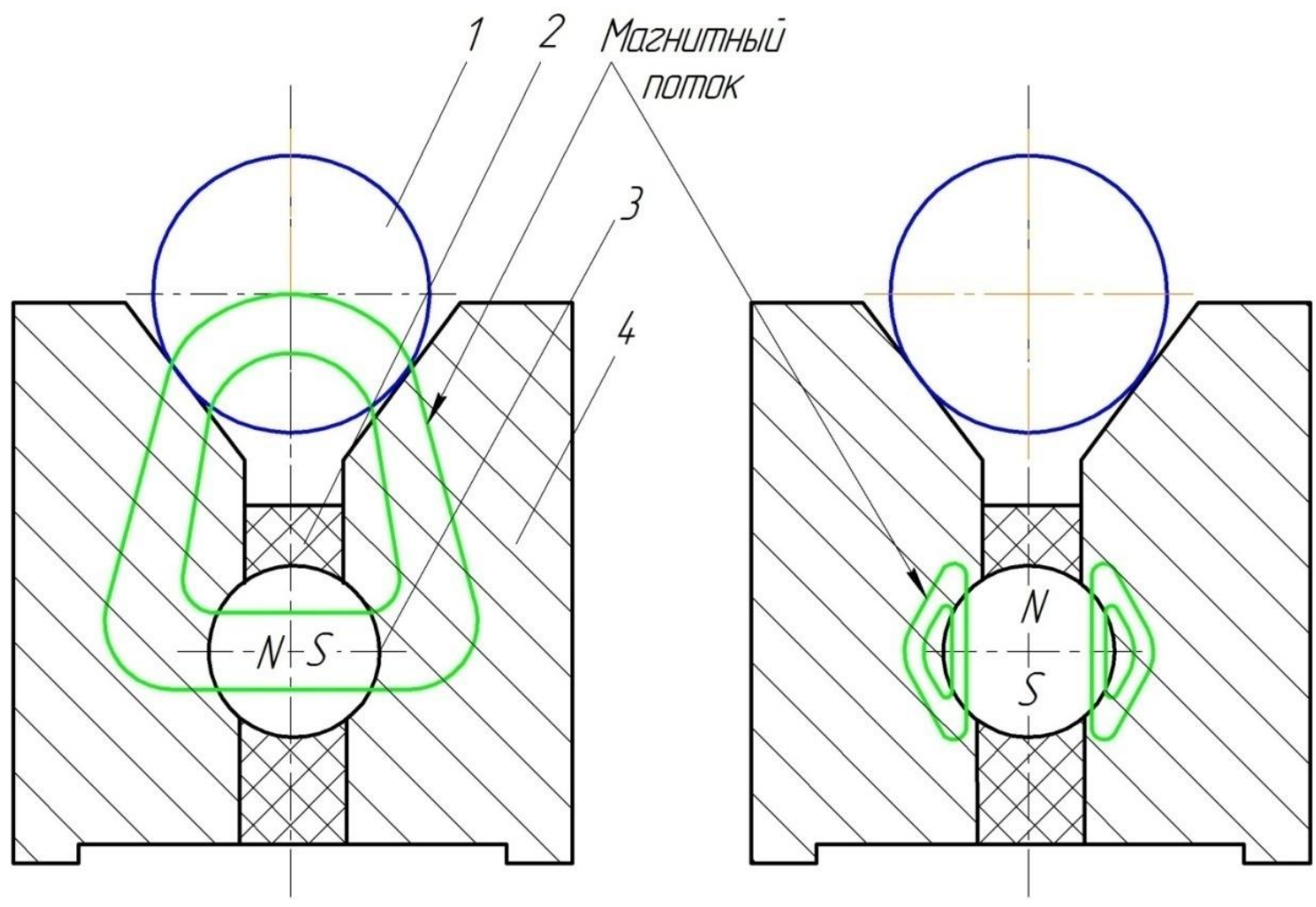


Рис. 11. Схема магнитной плиты с постоянными магнитами

Плита включается и выключается перемещением центрального магнитного узла А. Когда магниты совмещены со стальными пластинами на верхней пластине В, магнитные силы направлены на фиксируемую деталь. Когда магнитный узел сдвинут относительно пластины, магниты «замыкаются» друг на друга, и притяжения детали не происходит.

Конструкция магнитной плиты с ручным переключением





Удерживающая сила плит и патронов - до 15 кгс/см².

Шероховатость рабочей поверхности плит и патронов - в зависимости от точности Ra 1,6-0,2 мкм.

Лучший материал для постоянных магнитов — сталь с высоким содержанием С, В, Со, Х (магнитные свойства сохраняются не менее двух лет). Кроме того — бариевые сплавы - $\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{BaCO}_3$ (порошковая металлургия).

Кроме плит применяются магнитные патроны, служащие для закрепления заготовок из магнитных материалов типа дисков, колец и т.п., а с помощью центрирующих элементов возможна установка заготовок более сложной конфигурации (также при чистовых режимах).

Электроимпульсные магнитные плиты. Заготовка удерживается благодаря постоянной магнитной силе, которая образуется с подачей энергии, буквально в долю секунды. После этого энергия может не подаваться – после отсоединения контролера (он активирует и деактивирует магнитные плиты) деталь надежно удерживается на плите неограниченное время.