

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени. П.О. СУХОГО»

Механико-технологический факультет
Кафедра: ''Обработка материалов давлением''

Электронный учебно-методический комплекс дисциплины

ТЕОРИЯ, РАСЧЁТЫ И КОНСТРУКЦИИ КУЗНЕЧНО-
ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

КУРС ЛЕКЦИЙ
Для студентов специальности 1-36 01 05
«Машины и технология обработки материалов давлением»
дневной и заочной формы обучения

Буренков В.Ф.

ГОМЕЛЬ 2012

ТЕОРИЯ, РАСЧЁТЫ И КОНСТРУКЦИИ КУЗНЕЧНО-
ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ЧАСТЬ 2
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ, МОЛОТЫ,
ВИНТОВЫЕ И РОТАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Глава 1

Гидравлические прессы

1.1 Принцип действия и классификация

Принцип действия гидравлических прессов основан на законе Паскаля.

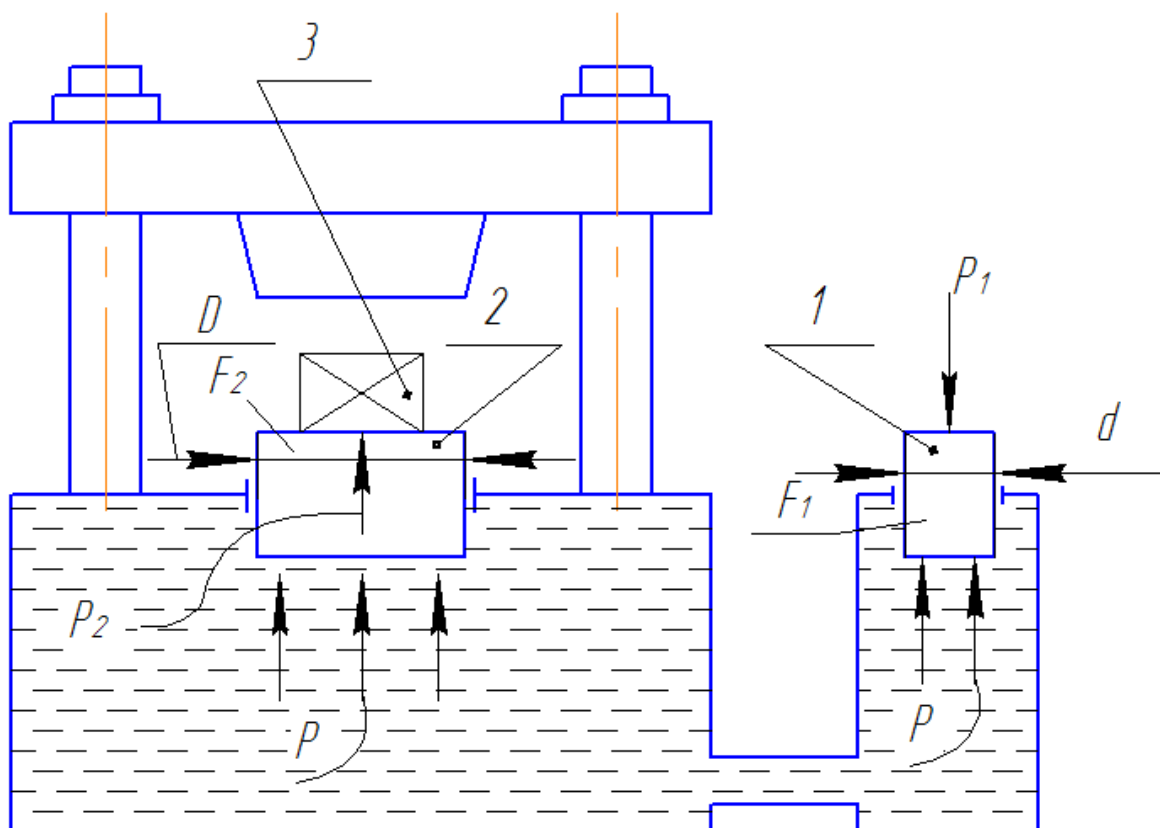
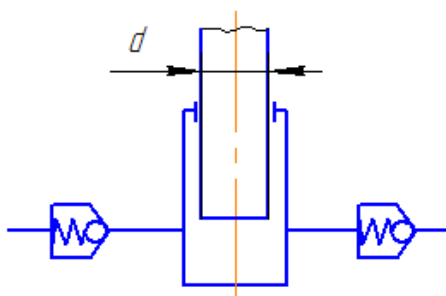


Рисунок 1 -Принципиальная схема гидравлического прессы

Плунжеры имеют диаметры D и d

$$\frac{P_1}{f} = p \quad P_2 = P_1 \cdot \frac{F}{f} = P_1 \cdot \frac{D^2}{d^2}$$



При такой системе можно подавать жидкость порциями.

1.2 Особенности гидравлических прессов:

- 1) Возможность создания больших усилий развиваемых прессом (за счёт увеличения площади и числа цилиндров, увеличения давления в гидросистеме);
- 2) Обеспечение большого хода за счёт подачи жидкости порциями;
- 3) Возможность регулирования скорости, как плавно, так и ступенчато;
- 4) Возможность регулирования усилия и выдержки под давлением;
- 5) Усилие, развиваемое прессом замыкается в станине, при этом не требуется сложных фундаментов.

Конструктивная схема гидравлического пресса колонного типа

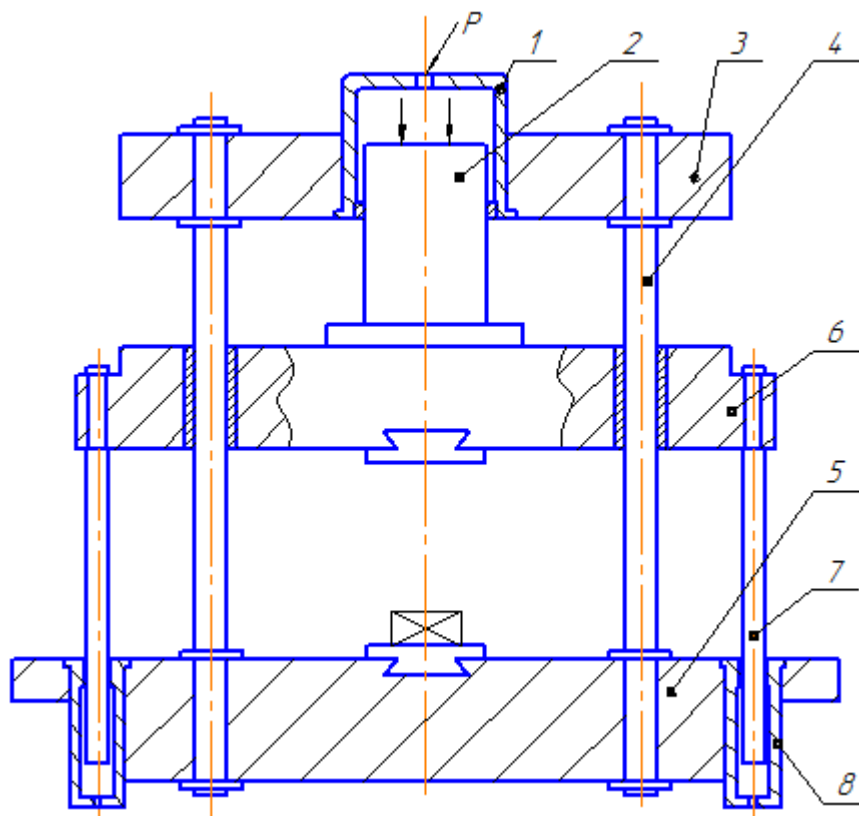


Рисунок 2 - Конструктивная схема гидравлического пресса колонного типа.

- 1-рабочий цилиндр; 2-рабочий плунжер; 3-верхняя неподвижная поперечина; 4-колонна; 5-нижняя неподвижная поперечина;
- 6-подвижная поперечина; 7-плунжер возвратного цилиндра;

8-возвратный цилиндр.

Основные параметры гидравлических прессов:

1) Главный размерный параметр:

Номинальное усилие пресса P_n и рабочее усилие P_p

$$P_n = p_n \cdot F_{\text{ц}} ; \quad P_p = p_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}}$$

p_n - давление в источнике; $F_{\text{ц}}$ - площадь рабочего цилиндра;

$p_{\text{ц}}$ -давление в рабочем цилиндре

2) Линейные параметры:

S - ход ползуна; H – закрытая высота пресса, размеры стола и ползуна (в плане), расстояние между стойками(колоннами) в свету.

3) Скоростные параметры:

$V_{\text{рх}}$ – скорость рабочего хода; $V_{\text{хх}}$ – скорость холостого хода;

$V_{\text{ох}}$ – скорость обратного хода.

Скорость определяется величиной подачи жидкости.

n – частота ходов, $[\text{мин}^{-1}]$.

1.3 Классификация гидравлических прессов

- **По технологическому назначению прессы бывают** для металлов и неметаллических материалов.

В свою очередь прессы для металлов подразделяются на 5 групп:

- 1) Дляковки и штамповки;
- 2) Для выдавливания (трубопрутковые прессы);
- 3) Для листовой штамповки;
- 4) Для правки и сборки;
- 5) Для переработки металлических отходов (пакетировочные и брикетированные прессы).

Прессы для неметаллических материалов служат для прессования пластмасс, листов, плит.

- По конструкции станины

Одно- и двухстоечные

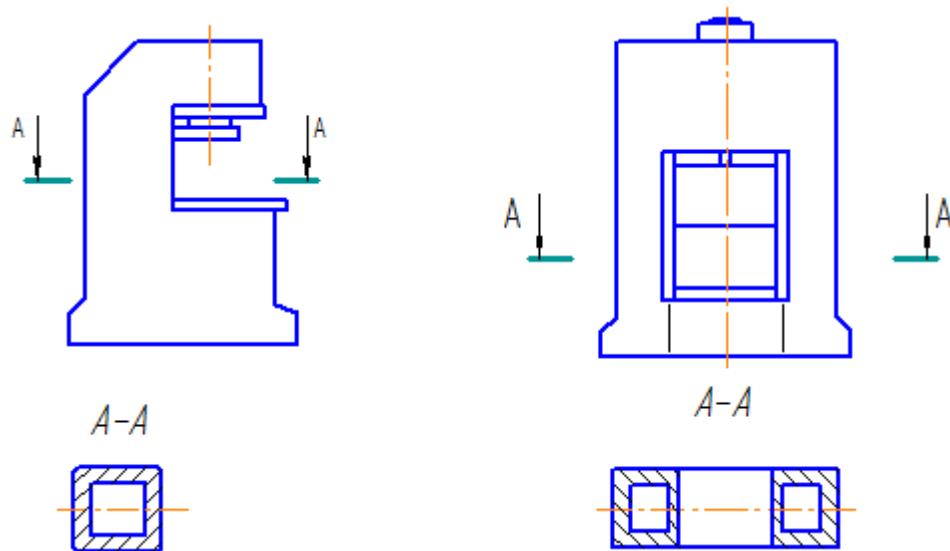


Рисунок 3 - Конструкция станин прессов

- По конструкции цилиндров прессы бывают
 - 1) Плунжерными
 - 2) Поршневыми
 - 3) Дифференциально-плунжерными
- По числу цилиндров прессы бывают: одно- и многоцилиндровые.
- По расположению цилиндров
 - 1) Вертикальные; 2) Горизонтальные

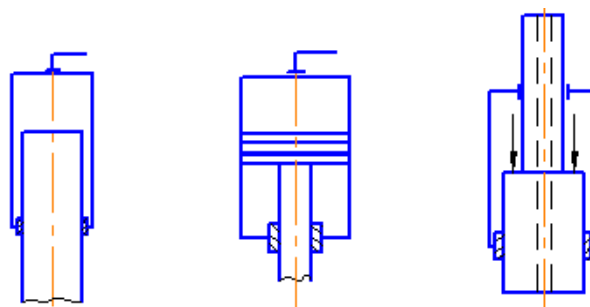


Рисунок 4 - Конструкции гидроцилиндров

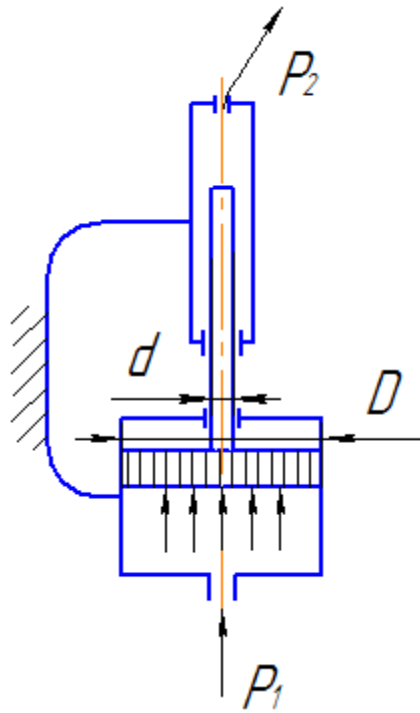


Рисунок 6 - Схема мультипликатора.

$$p_1 \cdot F = p_2 \cdot f$$

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{F}{f} = p_1 \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad F = \frac{\pi D^2}{4} \quad f = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\left(\frac{D}{d} \right)^2 = K_M$$

$$p_2 = K_M \cdot p_1$$

K_M - коэффициент мультипликации ($K_M < 100$)

Мультипликатор увеличивает давление жидкости на выходе.

1.6 Рабочие жидкости и применяемые давления

К рабочим жидкостям предъявляются следующие требования:

- 1) Они не должны вызывать коррозию и разрушать уплотнения;

- 2) Не растворять в значительных количествах воздух;
- 3) Обладать смазывающей способностью и быть химически стойкими;
- 4) Не должны быть чрезмерно вязкими;
- 5) Удовлетворять требованиям пожарной безопасности.

В гидросистемах прессов в качестве рабочей жидкости используются минеральные масла или вода, в которую для предупреждения коррозии добавляется 2-3 % эмульсола. Основу эмульсола составляет минеральное масло, порядка 83-87 %, олеиновая кислота, едкий натр (40% концентрации).

Вода используется в гидросистемах больших объёмов $V > 500$ л, а также в прессах для обработки горячего (нагретого) металла.

В гидросистемах рабочее давление составляет $p = 20; 32; 40$ МПа.

1.7 Физические свойства жидкостей

- 1) Плотность $[\text{кг/м}^3]$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

m – масса жидкости; V – объём.

- 2) Упругость (сжимаемость) жидкости характеризуется коэффициентом объёмного сжатия

$$\beta = \frac{1}{k} = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p}$$

k – объёмный модуль упругости:

для воды $k = 2 \cdot 10^3$ МПа; для масла $k = (1.3 \dots 1.8) \cdot 10^3$ МПа

ΔV – изменение объема жидкости при изменении давления Δp
 $\frac{\Delta V}{V}$ – относительное изменение объёма.

- 3) Вязкость – характеризуется коэффициентом динамической вязкости μ $[\text{Па} \cdot \text{с}]$ и коэффициентом кинематической вязкости ν $[\text{м}^2/\text{с}]$

$$\mu = \frac{\tau}{\left(\frac{du}{dr}\right)}$$

где τ - напряжение сдвига двух соседних слоёв жидкости в направлении, перпендикулярном потоку жидкости.

(du/dr) -градиент скорости двух слоёв жидкости (где U – скорость, r – расстояние между слоями) в предположении, что r бесконечно мало.

Динамическая вязкость измеряется также в пуазах (П) $1\text{П}=0.1\text{Па}\cdot\text{с}$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Используется также размерность ст- (стокс) $1\text{ст}=10^{-4} [\text{м}^2/\text{с}]$

Условная вязкость $^{\circ}\text{E}$ измеряется в градусах Энглера

$$^{\circ}\text{E} = t_{\text{ж}}/t_{\text{в}}$$

$t_{\text{ж}}$ - время истечения жидкости в вискозиметре ;

$t_{\text{в}}$ – время истечения воды.

Если $^{\circ}\text{E} > 4$ то $\nu = 7.31 ^{\circ}\text{E} [\text{ст}]$

Если $^{\circ}\text{E} < 4$ то $\nu = 7.31 ^{\circ}\text{E} - 6.31/^{\circ}\text{E} [\text{ст}]$

Глава 2

Гидросистемы прессов

В гидросистемах используются насосный безаккумуляторный, насосно-аккумуляторный и мультипликаторный приводы.

2.1 Насосный безаккумуляторный привод

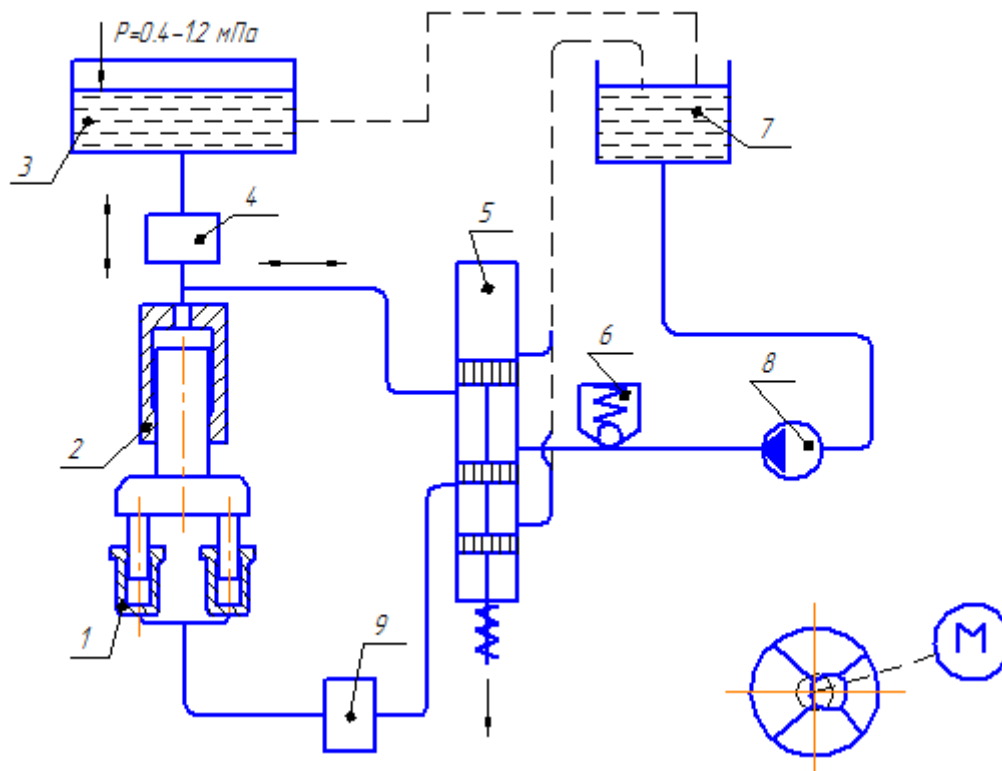


Рисунок 7 - Схема насосного безаккумуляторного привода

1-возвратный цилиндр (обратный); 2-рабочий цилиндр; 3-наполнительный бак; 4-наполнительный клапан; 5-золотниковое распределительное устройство (золотник); 6-предохранительный клапан; 7-сливной бак; 8-насос; 9-специальный клапан.

Холостой ход вниз.

Положение золотника соответствует рисунку, при этом жидкость от насоса поступает в рабочий цилиндр насоса, из обратного цилиндра жидкость сливается в бак. Во время холостого хода скорость движения подвижной поперечины большая и производительности насоса недостаточно, при этом жидкость из наполнительного бака через наполнительный клапан поступает в рабочий цилиндр, наполнительный клапан открывается, если давление в наполнительном баке больше чем в рабочем цилиндре.

Рабочий ход

Во время рабочего хода нагрузка на поперечине возрастает и возрастает также давление в рабочем цилиндре, так как скорость рабочего хода небольшая. Наполнительный клапан закрывается и в рабочий цилиндр жидкость подается только от насоса.

Обратный ход.

Золотник перемещается вниз (как указано по стрелке) и жидкость высокого давления от насоса поступает в возвратный цилиндр. Из рабочего цилиндра жидкость сливается в бак 7 и наполнительный бак 3 (наполнительный клапан открывается при этом принудительно). При этом происходит пополнение наполнительного бака. Специальный клапан 9 служит для удерживания подвижной поперечины на весу, т.к. золотник не обеспечивает полной герметичности.

Особенности привода следующие:

Давление в рабочем цилиндре зависит от сопротивления во время рабочего хода.

Скорость поперечины зависит от производительности насоса, поэтому насос и электродвигатель подбирается по максимальному усилию и максимальной производительности

Привод компактный. Улучшить характеристику привода можно используя два насоса.

Насосный безаккумуляторный привод используется в процессах с небольшой степенью заполнения графика усилий(пакетирование, брикетирование, неглубокая вытяжка, гибка) и процессах с малым рабочим ходом(вырубка, пробивка, калибровка) , а так же в процессах с небольшой скоростью рабочего хода (вытяжка, выдавливание).

В качестве жидкости используется масло ,а насосы – радиально-плунжерные.

2.2 Насосно-аккумуляторный привод

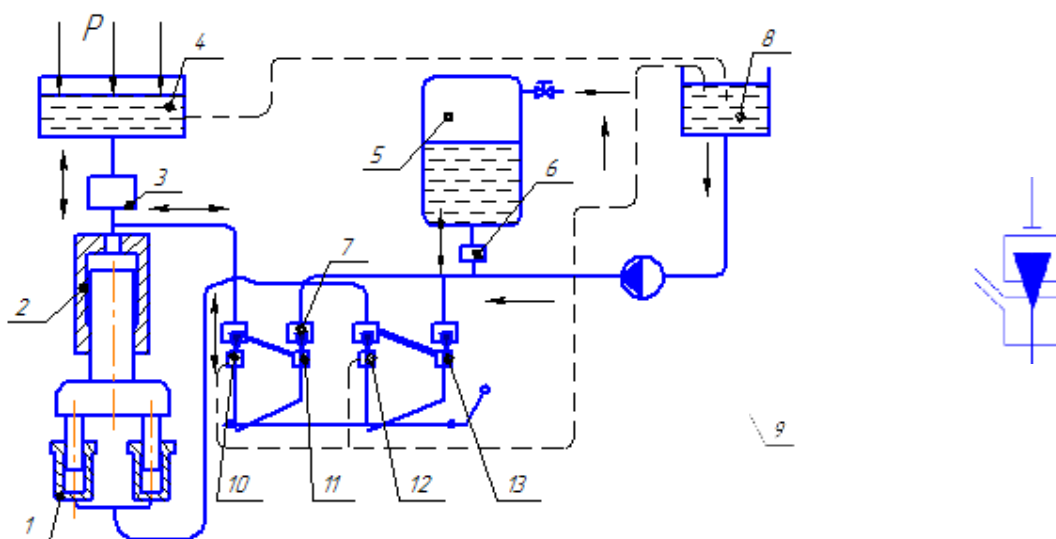


Рисунок 8 - Схема насосно-аккумуляторного привода

1-возвратный цилиндр (обратный); 2-рабочий цилиндр; 3-наполнительный клапан; 4-наполнительный бак; 5-аккумулятор; 6-запорный клапан; 7-клапанное распределительное устройство; 8-сливной бак; 9-насос; 10-сливной клапан рабочего цилиндра; 11-напорный клапан рабочего цилиндра; 12-сливной клапан возвратного цилиндра; 13-напорный клапан возвратного цилиндра .

Холостой ход вниз осуществляется по предыдущей схеме.

Приподняты клапаны 11 и 12, срабатывает наполнительный клапан 3.

Жидкость в рабочий цилиндр поступает от насоса 9 из наполнительного бака.

Рабочий ход . Открыты 11 и 12 клапаны, срабатывает запорный клапан 6 и в рабочий цилиндр подаётся жидкость высокого давления от насоса через клапан 11 и от аккумулятора 5.

Из возвратного цилиндра жидкость сливается в бак через клапан 12.

Обратный ход. Открыт клапан 10 и 13. Клапаны 6 и 4 закрыты. Из рабочего цилиндра жидкость сливается в бак через клапан 10, в возвратный цилиндр жидкость высокого давления поступает через клапан 13.

Особенности привода:

Скорость подвижной поперечины не зависит от производительности насоса, а определяется сопротивлением деформированию заготовки и гидродинамикой привода. Привод используется когда время рабочего хода небольшое, а скорость большая – это процессы горячей обработки металлов.

В качестве рабочей жидкости используется вода или эмульсия, насосы кривошипно-плунжерные.

2.3 Мультипликаторный привод

Мультипликаторы служат в основном как дополнение к насосно-аккумуляторному приводу для получения увеличенного усилия.

Мультипликаторы применяются в качестве самостоятельного привода для ковочных прессов небольших усилий.

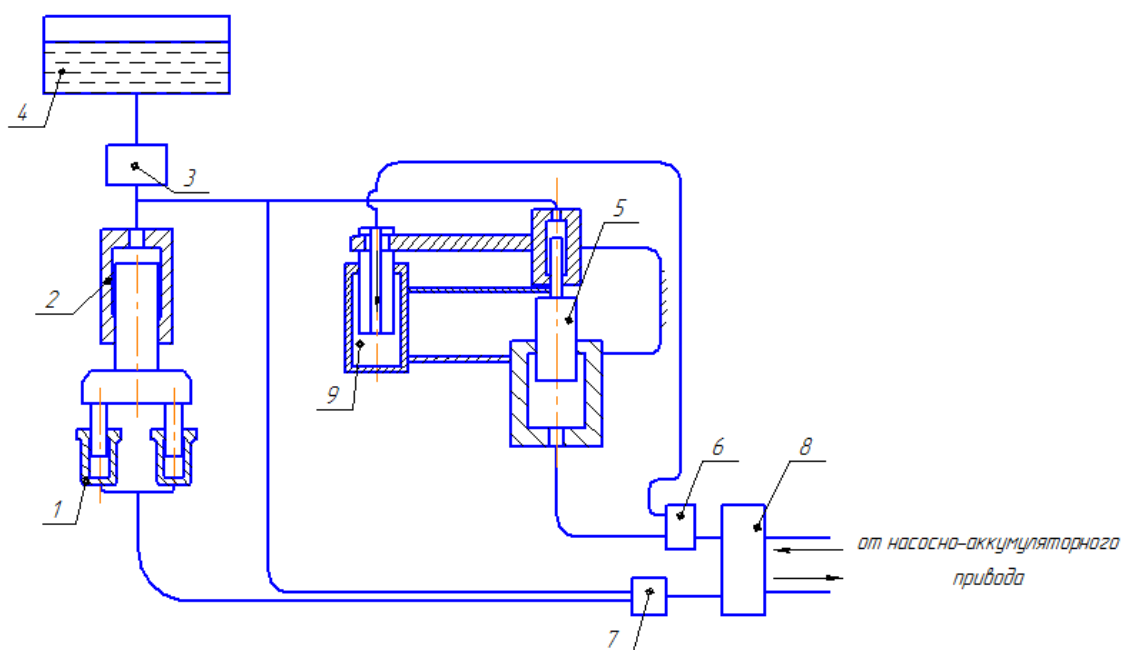


Рисунок 9 - Схема мультипликаторного привода

1-возвратный цилиндр (обратный); 2-рабочий цилиндр; 3-наполнительный клапан; 4-наполнительный бак; 5-мультипликатор; 6-распределительное устройство (жидкость поступает в мультипликатор или возвратный цилиндр мультипликатора); 7-распределительное устройство (жидкость распределяется в рабочий либо возвратный цилиндр); 8-распределительное устройство (подача жидкости в.д. осуществляется в мультипликатор или рабочий цилиндр); 9- возвратный цилиндр мультипликатора.

2.4 Рабочий цикл

Время гидравлического цикла $T_{\text{ц}}$ состоит:

$$T_{\text{ц}} = t_y + t_x + t_{\text{п}} + t_p + t_{\text{в}} + t_c + t_o + t_{\text{пер}}$$

t_y - время удержания подвижной поперечины на весу;

t_x - время холостого хода вниз $t_x = S_x / V_x$, (S_x - величина холостого хода, V_x – скорость холостого хода);

$t_{\text{п}}$ - время подъема давления в рабочем цилиндре;

t_p - время рабочего хода $t_p = S_p / V_p$ (S_p - рабочий ход, V_p - скорость рабочего хода);

$t_{\text{в}}$ - время выдержки под давлением;

t_c - время сброса давления;

t_o - время возвратного хода(обратного)= S_o/V_o (S_o -величина обратного хода, V_o - скорость обратного хода);

$t_{пер}$ - время переключения органов управления.

$V_p=30..200$ мм/с

$V_x=V_o=100..500$ мм/с

Если $T_{ц} \gg t_p$ – целесообразно принимать насосно-аккумуляторный привод.

2.5 Основы расчёта гидросистем прессов

В гидросистемах прессов может быть установившееся движение жидкости ($V_T=const$) и неуставившееся движение($V_T \neq const$).

При работе возникают потери напора жидкости из-за трения её о стенки трубопроводов, на поворотах, при прохождении её через клапаны и золотники.

При быстром открытии или закрытии клапанов возможны гидравлические удары. Учитывая это, в гидросистемах должны быть предусмотрены компенсаторы гидравлических ударов.

При проектировании гидравлических прессов задаются номинальным усилием P_n и скоростью подвижной поперечины V_n .

Принимая давление жидкости в насосе (источнике) $p_n=20;32;40$ МПа, можно определить площадь рабочего цилиндра

$$F_{ц}=P_n/p_n$$

Связь между скоростями течения жидкости в различных сечениях трубопровода V_{ti} можно определить исходя из неразрывности потока жидкости.

$$Q=V_n \cdot F_{ц}= V_{ti} \cdot F_i=const [m^3/c]$$

Принимая скорость течения жидкости в наполнительной системе 5-7 м/с, в напорной 10-20 м/с и 30 м/с на сливной системе – можно определить площади трубопроводов. Наиболее точный расчёт гидросистем производится с помощью уравнений неуставившегося движения жидкости.

Компенсаторы гидравлических ударов представлены на рисунках



Рисунок 10 - Воздушный колпак

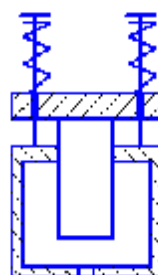


Рисунок 11 - Пружинный компенсатор

2.6 Схема включения грузовых аккумуляторов для работы в одну сеть

Схема установки двух аккумуляторов для работы в одну сеть представлена на рис.12

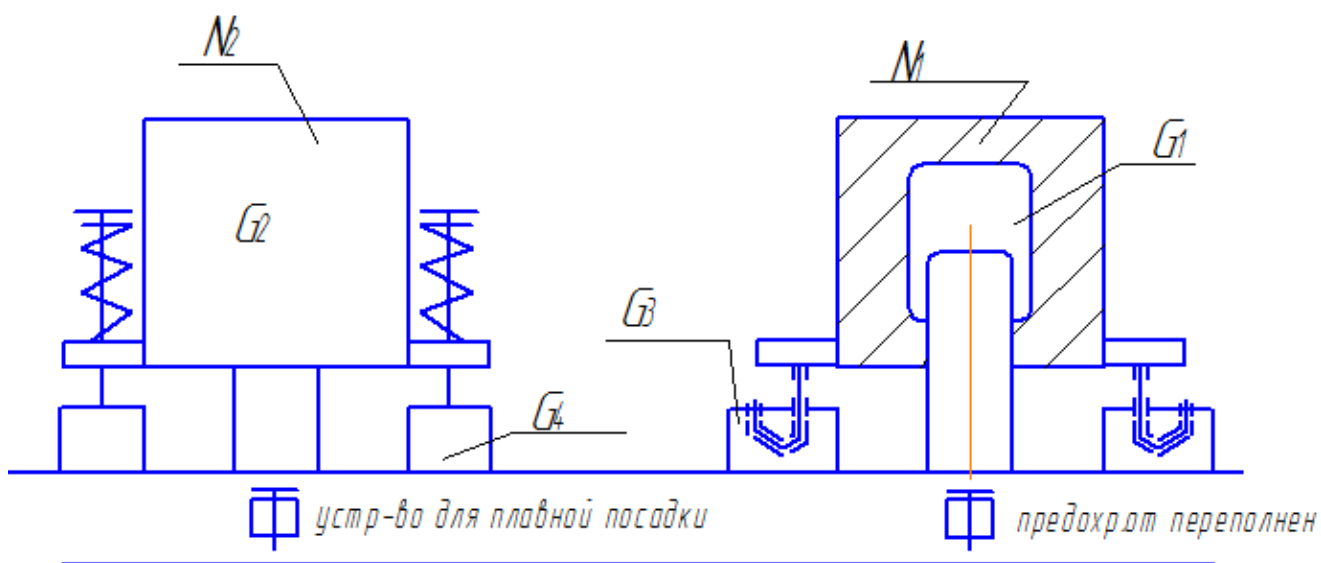


Рисунок 12 - Схема установки грузовых аккумуляторов

$p = G / 1.1F$ – давление в аккумуляторе.

G_1 и G_2 -основные грузы; G_3 и G_4 -дополнительные грузы;

Зарядка аккумуляторов.

Давление, которое обеспечивает аккумулятор 1 основными грузами G_1

$p_1 = G_1 / 1.1F_1$, а давление обеспечиваемое дополнительными грузами G_2
 $p_2 = G_2 / 1.1F_2$, при этом подбирается, чтобы $p_2 > p_1$.

Исходя из этого условия вначале происходит наполнение аккумулятора 1 жидкостью давлением p_1 и осуществляется его подъём.

Давление которое обеспечивает аккумулятор 1 с дополнительными грузами G_2 .

$$p_3 = (G_1 + G_2) / 1.1F_1$$

Грузы подбирают таким образом, чтобы $p_3 > p_2$ поэтому произойдёт зарядка аккумулятора 2 давлением p_2 . Давление p_4 , которое обеспечит аккумулятор 2 с грузами G_2 и G_4 , при этом необходимо, чтобы

$$p_4 = (G_2 + G_4) / 1.1F_2 \quad p_4 > p_3$$

поэтому произойдёт наполнение аккумулятора 1 давлением p_3 , до полного его наполнения, следовательно, аккумулятор 1 должен иметь устройство от переполнения. После полной зарядки происходит наполнение 2 аккумулятора давлением p_4 .

Разрядка аккумуляторов или отдача жидкости в гидросистему происходит в обратном порядке, т.е. там, где больше давление, там в первую очередь происходит отдача жидкости. Т.к. аккумулятор 2 отдаёт жидкость в первую очередь, то в нём необходимо предусмотреть устройство для плавной посадки грузов без ударов.

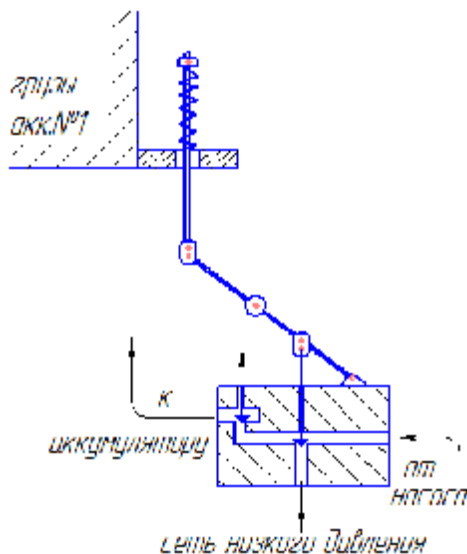


Рисунок 13 - Устройство от переполнения

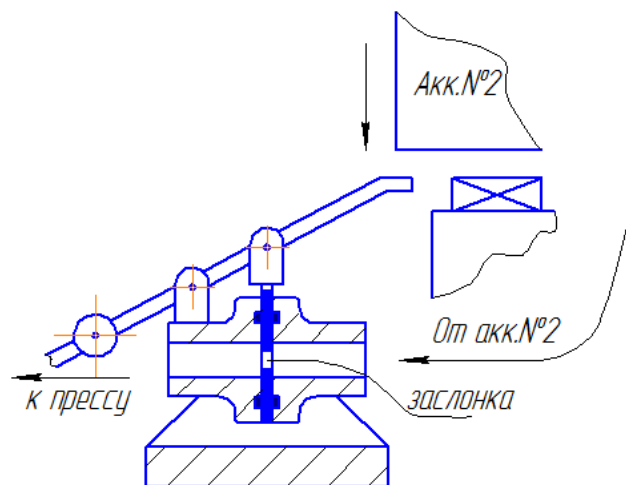


Рисунок 14 - Устройство плавной посадки грузов

Глава 3

Элементы привода и основные детали гидропрессов

3.1 Насосы

Бывают: высокого давления (> 20 МПа) и низкого давления (< 10 МПа).

Насос кривошипно-плунжерный является насосом в.д.

Насос ВД.

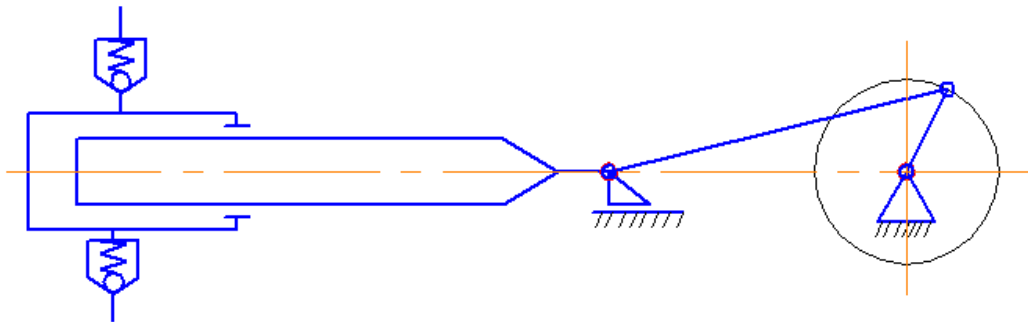


Рисунок 15 - Кривошипно-плунжерный насос

$P=20\dots30$ МПа

$Q>1000$ л/мин

Используемая жидкость – вода или эмульсия.

Недостаток: неравномерная подача жидкости в гидросистему, что устраняется установкой параллельно нескольких цилиндров.

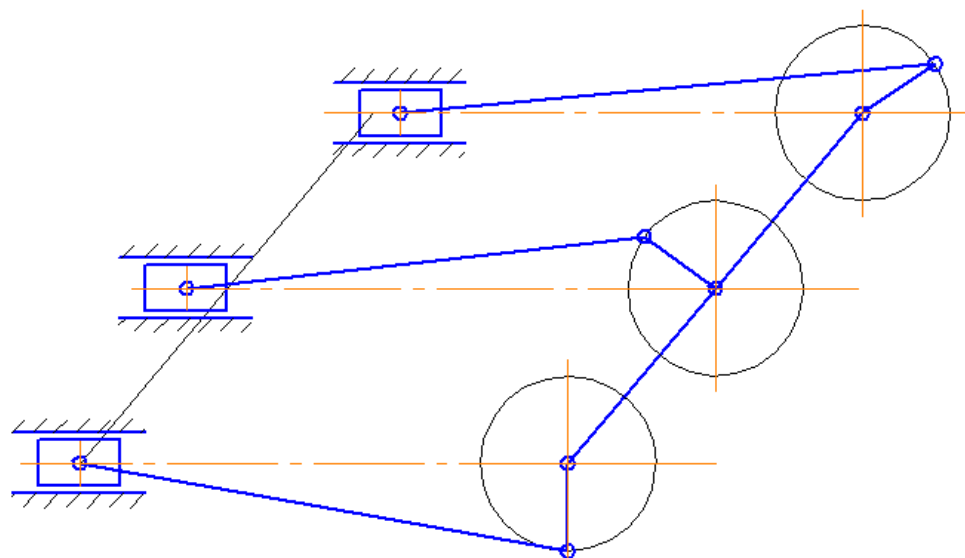


Рисунок 16 - Схема кривошипно-плунжерного насоса с тремя цилиндрами

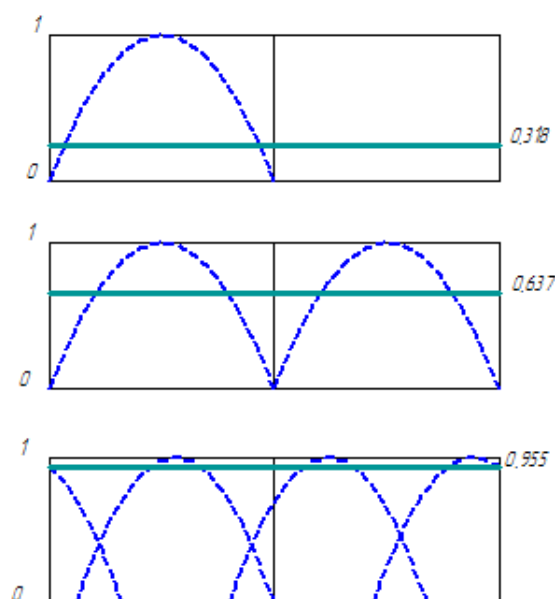


Рисунок 17 - Графики подачи жидкости в гидросистему
за 1 оборот кривошипа

Максимальное количество цилиндров - 4.

КПД=94%.

Число оборотов $n=125 \dots 140 \text{ мин}^{-1}$, следовательно, необходимо ставить редуктор (понижающую передачу) от двигателя к кривошипу.

Ротационно-плунжерные насосы

Они бывают с радиальным и аксиальным расположением плунжеров и работают на минеральном масле.

Число плунжеров $n=5\ldots 10$ (3 ряда плунжеров).

Производительность $Q < 1000$ л/мин, $P < 20$ МПа

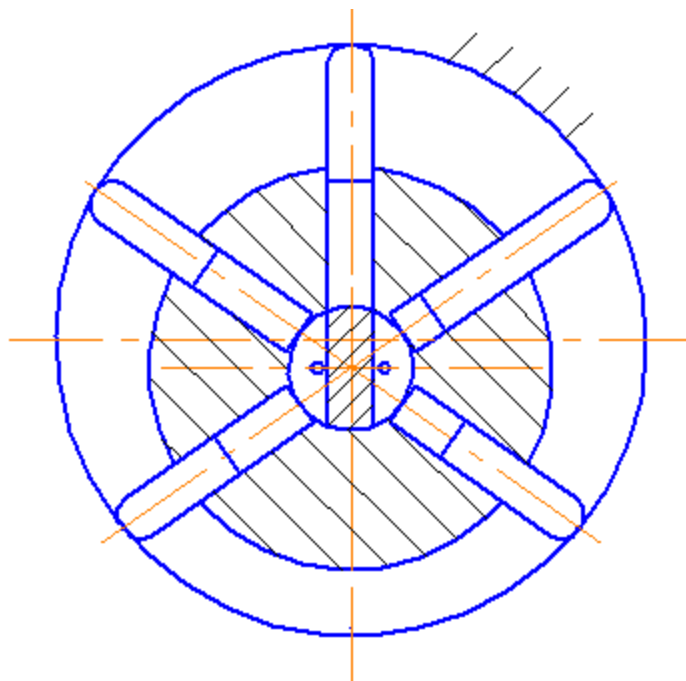


Рисунок 18 - Радиально-плунжерный насос

Аксиально-плунжерные насосы

$p < 42$ МПа

$Q < 8000$ л/мин.

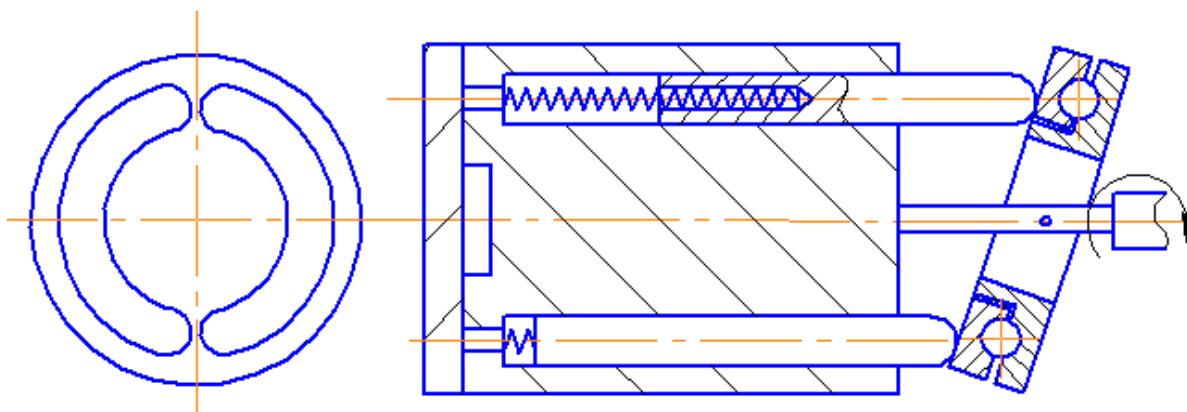


Рисунок 19 - Аксиально-плунжерный насос

3.2 Цилиндры и плунжеры

Цилиндры бывают:

1. Поршневые, плунжерные, дифференциально-плунжерные;
2. Подвижные и неподвижные;
3. С опорой на фланец или на дно цилиндра.

Изготавливают цилиндры литьём или ковкой из среднеуглеродистых сталей $C=(0.3..0.35)\%$ с добавкой никеля $Ni=(1.5...2)\%$ с целью предупреждения коррозии.

Наиболее распространены литые цилиндры с опорой на фланец. Плунжеры изготавливают из стали 45..60, или хромоникелевых и хромомолибденовых сталей и подвергаются закалке 48...60 HRC₃.

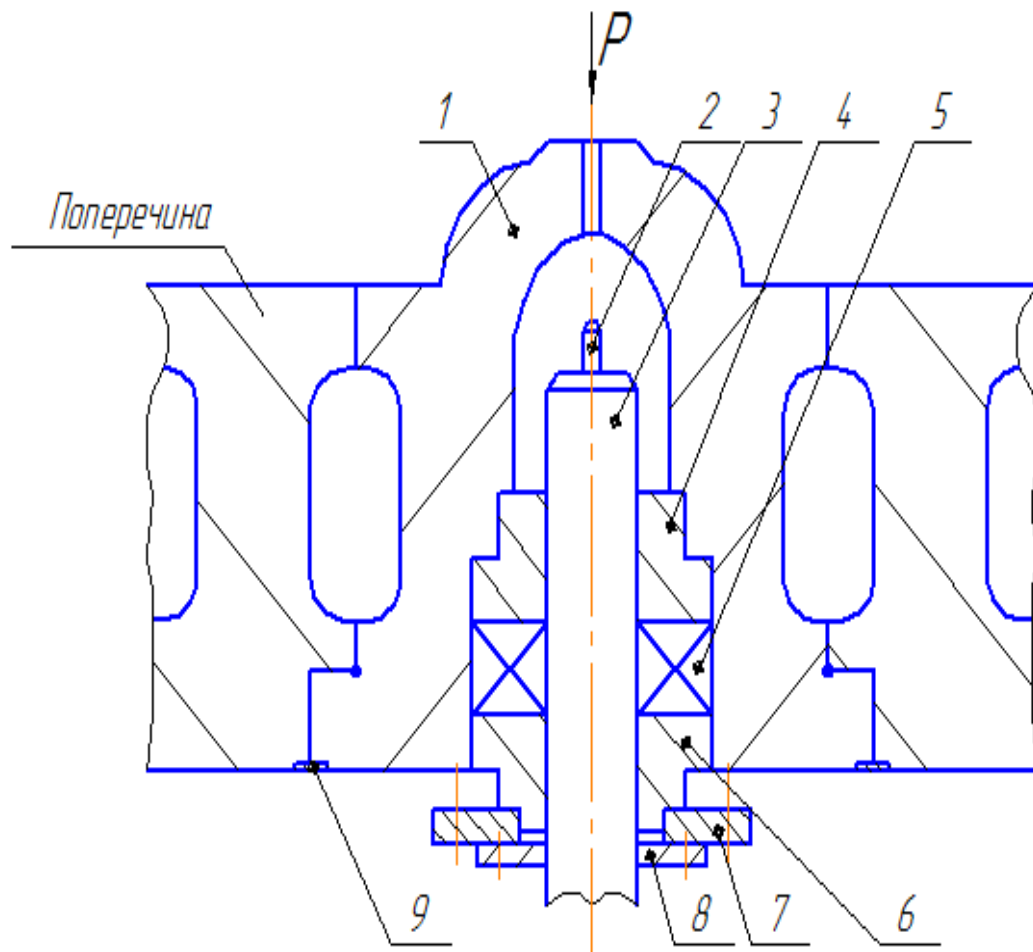


Рисунок 20 - Гидравлический цилиндр плунжерного типа

1-цилиндр; 2-дроссель-тормоз; 3- плунжер; 4- втулка направляющая; 5- уплотнение; 6-втулка нажимная; 7- кольцо нажимное; 8- кольцо грязеъёмное; 9-кольцо.

3.3 Расчёт цилиндров гидравлических прессов

Напряженное состояние стенки цилиндра при опоре его на фланец – объёмное, а при опоре на дно - плоское.

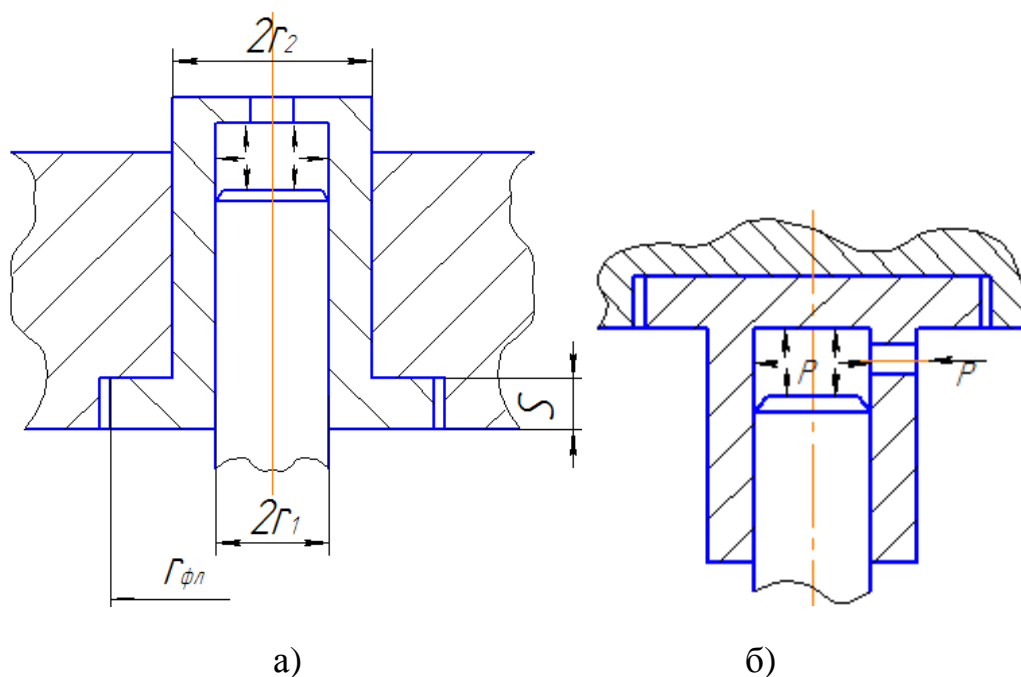


Рисунок 21 - Схема установки гидравлических цилиндров

а) с опорой на фланец; б) с опорой на дно

Выделим элементарный объём стенки цилиндра

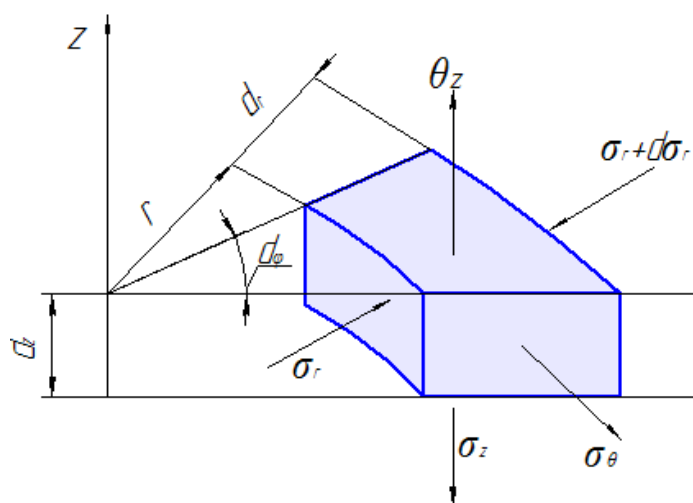


Рисунок 22 - Главные напряжения, действующие в элементарном объёме.

σ_r – радиальное; σ_z – осевое; σ_θ – окружное (тангенциальное); $\sigma_r = \sigma_1$;

$$\sigma_z = \sigma_2; \sigma_\theta = \sigma_3 \quad \sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Напряжение $\sigma_{r,z,\theta}$ определяется по формуле Ляме:

$$\sigma_z = \frac{p \cdot \pi (r_1)^2}{\pi [(r_2)^2 - (r_1)^2]} = \frac{p \cdot (r_1)^2}{(r_2)^2 - (r_1)^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot (r_1)^2}{(r_2)^2 - (r_1)^2} \left[1 + \frac{(r_2)^2}{r^2} \right]$$

$$\sigma_r = \frac{p \cdot (r_1)^2}{(r_2)^2 - (r_1)^2} \left[1 - \frac{(r_2)^2}{r^2} \right]$$

r – текущее значение радиуса; r изменяется от r_1 до r_2 .

Эквивалентные напряжения ($\sigma_{\text{экв}}$) возникающие в стенке цилиндра определяется по энергетической гипотезе прочности :

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2} \quad (1)$$

Наиболее опасными являются сечения на внутренней стенке цилиндра, когда $r=r_1$.

Подставляя значения σ_θ и σ_r при $r=r_1$ ($\sigma_z=\text{const}$) в (1) получим:

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p\sqrt{3}}} \quad (2)$$

Значение r_1 выразим через номинальное усилие прессы P_H :

$$P_H = p \cdot \pi \cdot r_1^2$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{P_H}{p \cdot \pi}}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{P_H[\sigma]}{p\pi([\sigma] - p\sqrt{3})}} \quad (3)$$

Из (3) видно, что значение r_2 является функцией от давления p .

$$r_2 = f(p)$$

Рассмотрим, при каких значениях p будет минимальным r_2 .

$$\text{Обозначим: } U = p\pi([\sigma] - p\sqrt{3})$$

Взяв производную по p и приравняв её к нулю получим:

$$\frac{dU}{dp} = \pi([\sigma] - p2\sqrt{3})$$

$$[\sigma] - p2\sqrt{3} = 0$$

$$p = \frac{[\sigma]}{2\sqrt{3}} = 0.289[\sigma] p_{\text{опт}} = 0,289[\sigma]$$

Такое давление называется оптимальным.

Подставляя $p_{\text{опт}}$ в (3) получим $r_{2\min}$:

$$r_2 = r_{2\min} = 1,5 \sqrt{\frac{P_H}{[\sigma]}}$$

На практике величину $p_{\text{опт}}$ снижают на 25-30% такое давление называется рациональным.

$$p_{\text{рац}} = (0,70...0,75)p_{\text{опт}}$$

$$\text{При этом } r_2 = (1,53...1,56) p_{\text{опт}} = (0,20...0,22)[\sigma]$$

Снижение давления до рационального способствует лучшей работе уплотнений и уменьшению потерь на сжатие жидкости.

Фланец цилиндра рассчитывается на смятие и срез.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_H}{\pi(r_{\text{фл}}^2 - r_2^2)} = \frac{pr_1^2}{r_{\text{фл}}^2 - r_2^2} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ МПа}$$

$$\text{где } P_H = p\pi r_1^2$$

$$\tau_c = \frac{p\pi r_1^2}{\pi(s2\pi r_2)} = \frac{pr_1^2}{2\pi r_2 s} \leq [\tau_c] = 40 \text{ МПа}$$

3.4 Уплотнения цилиндров

В цилиндрах, в основном, применяется шевронное уплотнение

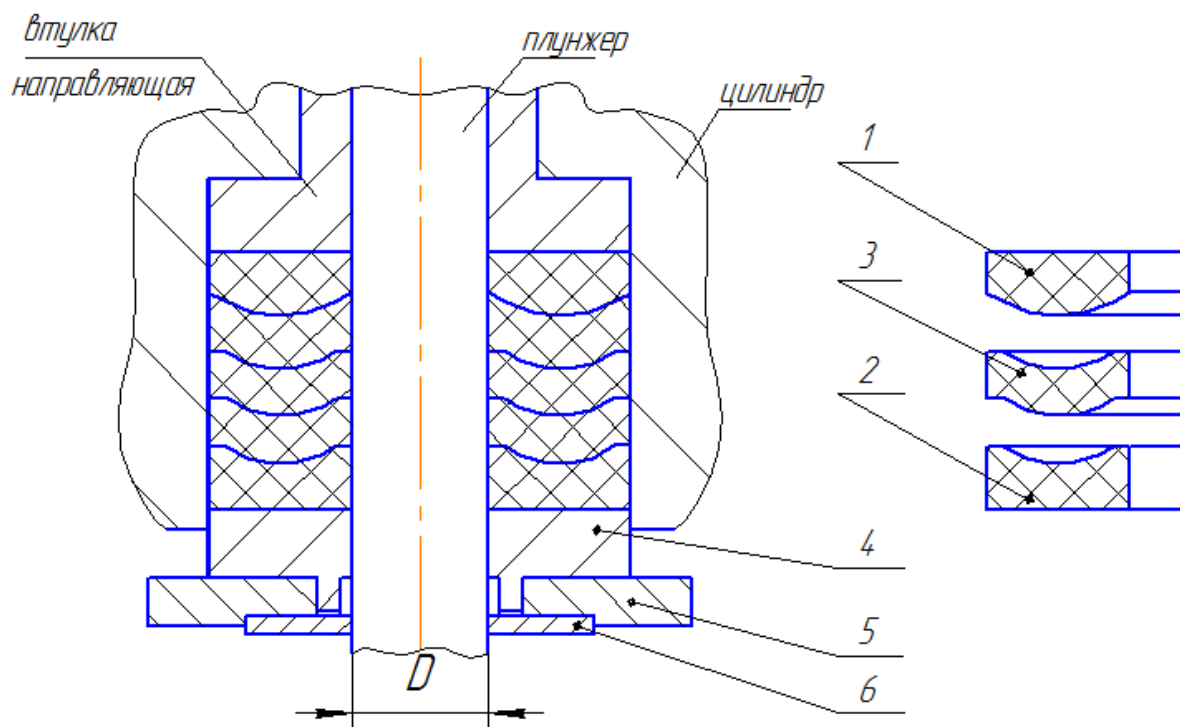


Рисунок 23 - Уплотнение гидроцилиндра

1-кольцо опорное (полиамид); 2- кольцо нажимное (примыкает к нажимной втулке); 3- шевронные уплотнения; 4 - втулка нажимная; 5- кольцо нажимное; 6- кольцо грязесъёмное.

Уплотнения выполняются из маслостойкой резины (их число от четырёх до десяти). Если давление в цилиндре до 20 МПа, то четыре, если 100 Мпа, то – десять.

Направляющая втулка выполняется из бронзы, она служит для направления плунжера. При $D=100..150$ мм - используются манжеты.

Для цилиндров поршневого типа, при работе с маслом используются, поршневые кольца, обычно диаметр не более 600 мм.

3.5 Крепление плунжера к поперечине

Бывает жестким и «плавающим».

Жёсткое крепление.

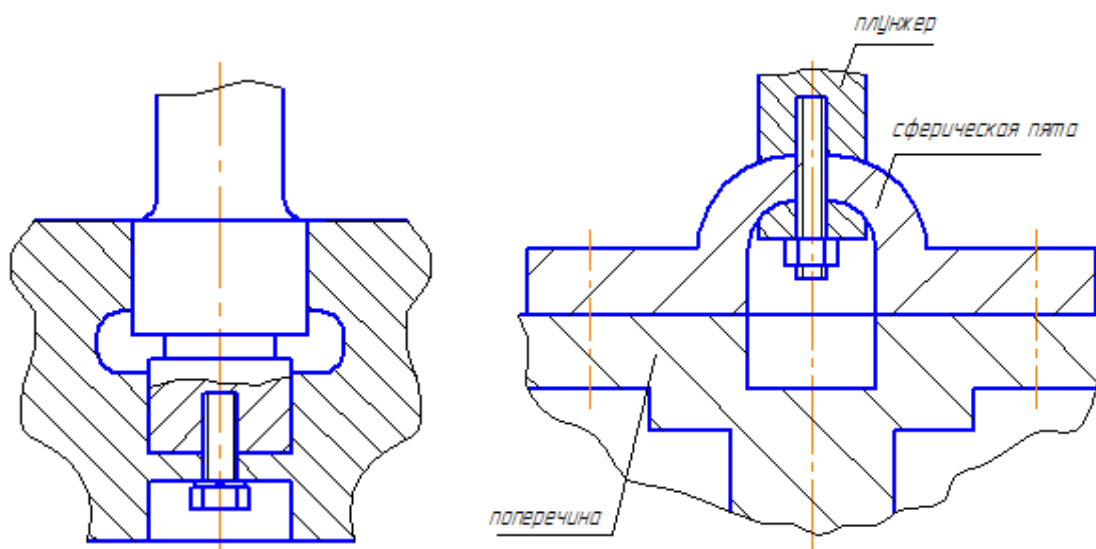


Рисунок 24 - Соединение плунжера с поперечиной

Для цилиндров поршневого типа шток имеет следующий вид крепления:

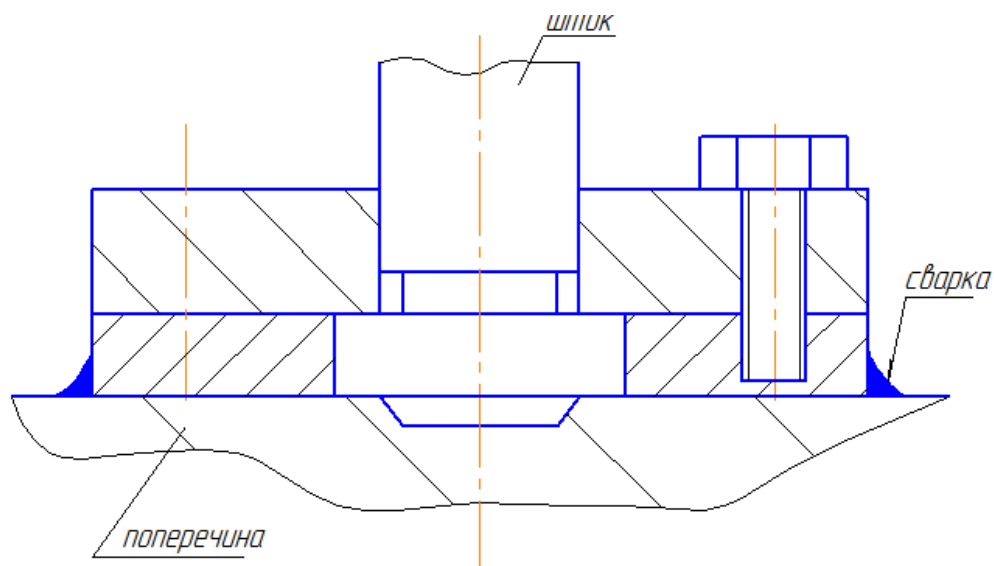


Рисунок 25 - Соединение штока поршня цилиндра с поперечиной

3.6 Трубопроводы

Трубы бывают высокого давления (до 45 МПа), среднего (до 10 МПа) и низкого давления.

Трубопроводы низкого давления применяются в сливной системе.

Отводы выполняют радиусами ($R > 5d$).

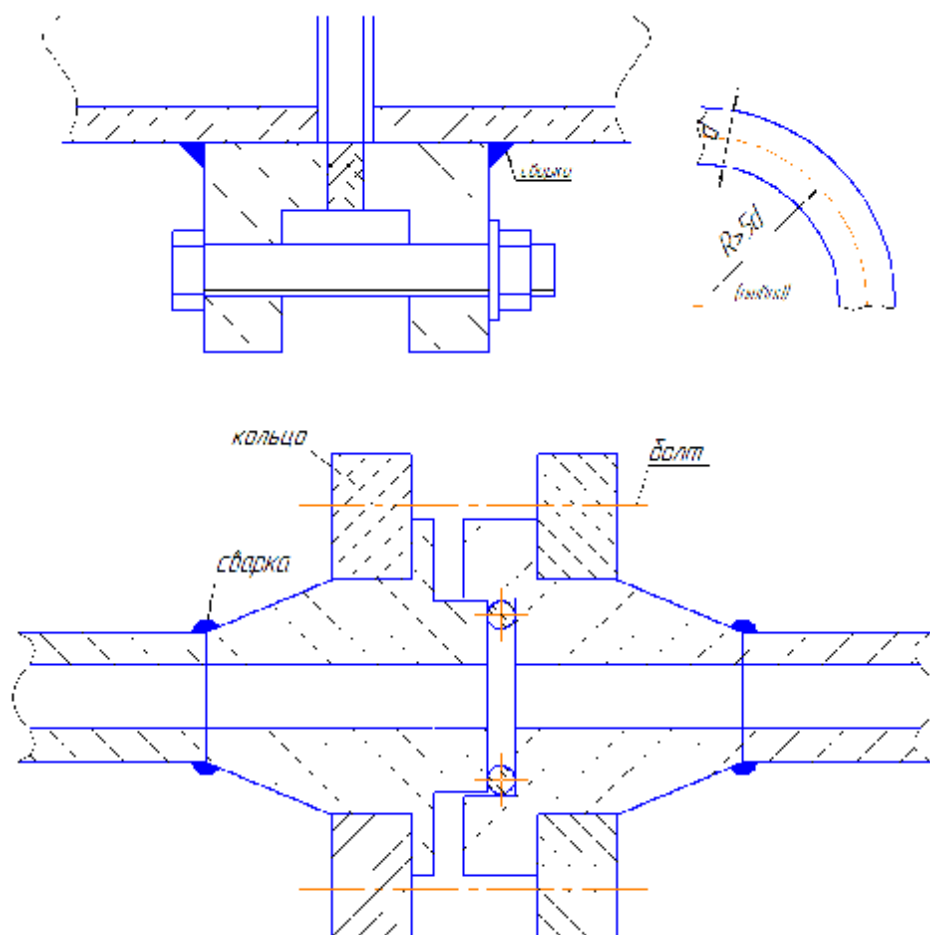


Рисунок 26 - Соединения трубопроводов

Неподвижное соединение

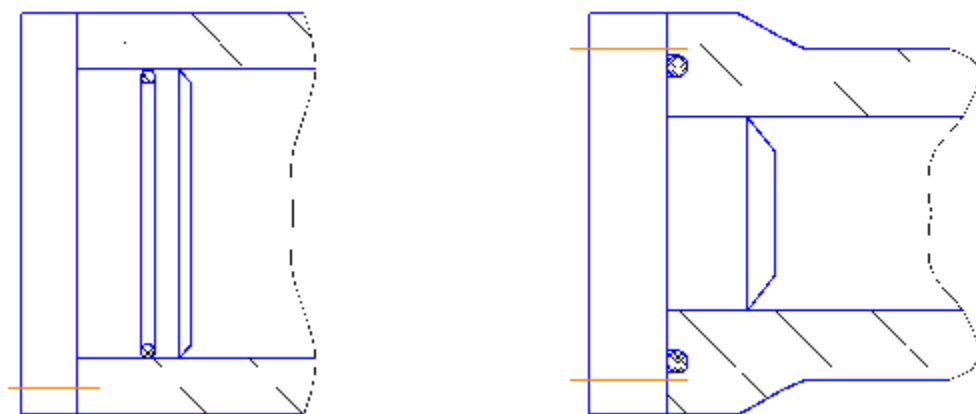


Рисунок 27 - Уплотнения неподвижных соединений

3.7 Колонны и гайки

Колонны изготавливаются цельными или пустотелыми (при $d > 700\text{мм}$).
Материал колонн – сталь с содержанием $C=(0.30...0.45)\%$ и $Ni=(1.5...2)\%$.
Гайки изготавливаются стальными.

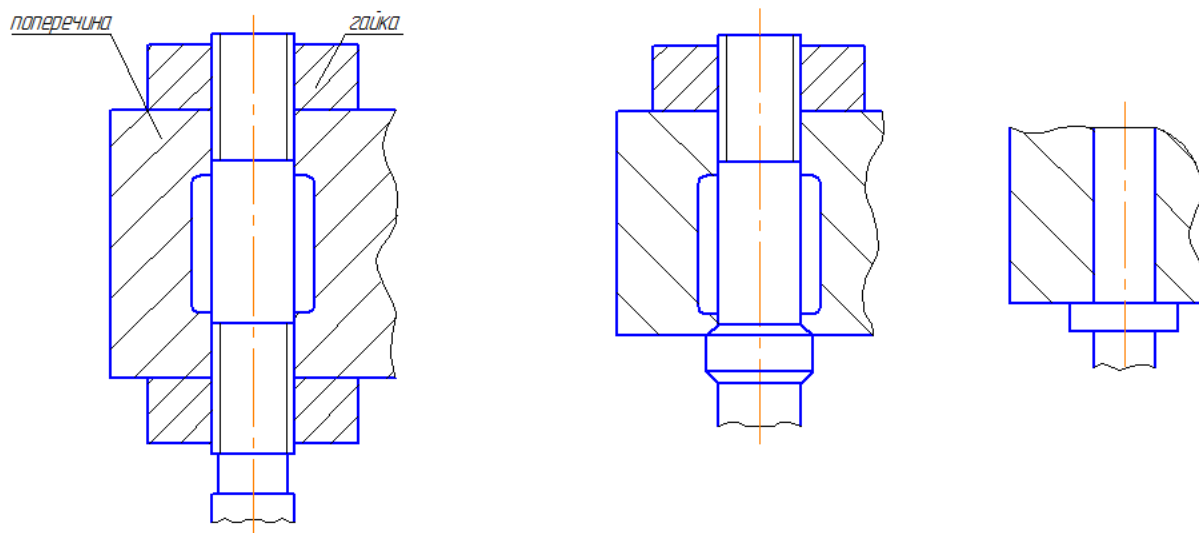


Рисунок 28 - Соединение колонны с поперечиной

Гайка накручивается при нагреве верхней концевой части. Нижняя гайка разъемная.

Используется два вида буртиков – конический и плоский.

Плоский бурт при номинальном усилии P_n до 1МН, конический $P_n > 1$ МН.

3.8 Расчёт колонн

Колонны испытывают деформацию растяжения и изгиба при внецентренном приложении нагрузки. Расчётная схема имеет вид:

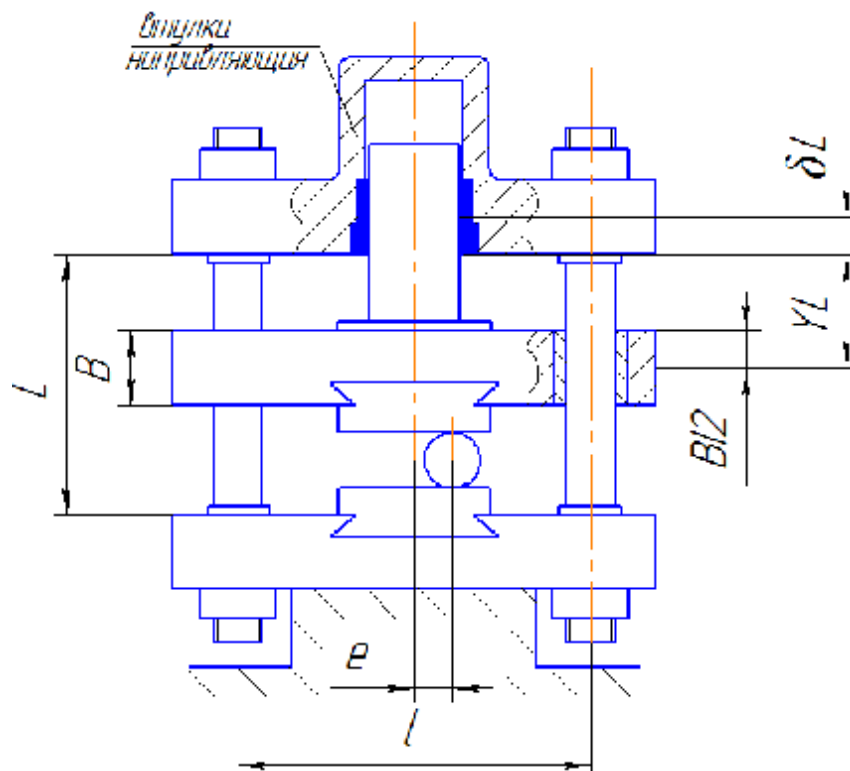


Рисунок 29 - Схема к расчету колонн гидравлических прессов

Растягивающая нагрузка, действующая на колонну:

$$P_p = 1.3P_n / z$$

z- число колонн, а при z=4: $P_p = 0.325P_n$

Изгибающий момент определяется по формуле:

$$M_{из} = P_n \cdot e \cdot x$$

где e – эксцентриситет;

x – коэффициент, зависящий от положения подвижной поперечины (от y) и конструктивной схемы пресса (от δ); значения x приводятся в таблицах.

От действия P_p возникают напряжения растяжения $\sigma_p = P_p / F_k$,

F_k – площадь поперечного сечения.

для круга - $F_k = \frac{\pi D^2}{4}$, для кольца $F_k = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$

Напряжение изгиба: $\sigma_{из} = M_{из} / w_k$ (w_k – осевой момент сопротивления сечения колонны)

при круглом сечении: $w_k = \frac{\pi D^3}{32}$

для кольцевого сечения: $w_k = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$

Результирующее напряжение

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_p + \sigma_{\text{и}} = \frac{P_p}{F_k} + \frac{M_{\text{и}}}{w_k} \leq [\sigma] = 120 \dots 160 \text{ МПа}$$

3.9 Поперечины и их расчёт

Поперечины изготавливаются литыми или сварными из листового проката.

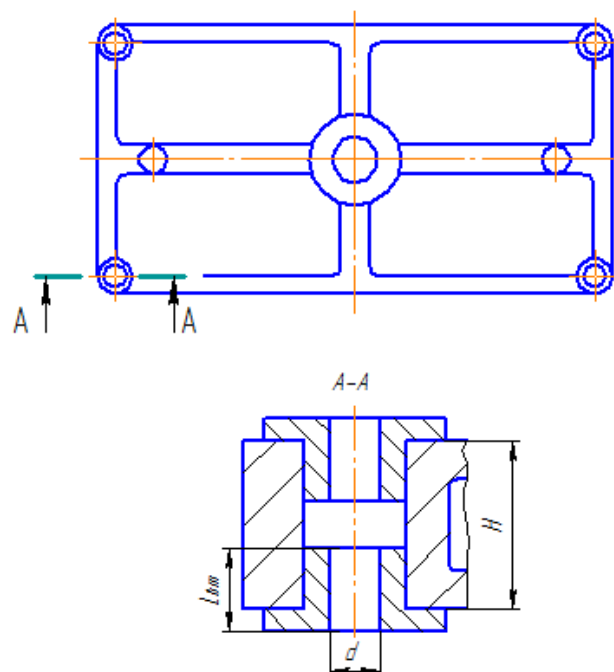


Рисунок 30 - Поперечина гидравлического пресса

$$L_{\text{вТ}} \cong d$$

$$H = (2,5 \dots 3)d$$

Расчетная схема нижней поперечины представлена на рис.а, верхней при одном цилиндре на рис.б и верхнем при двух цилиндрах – на рис.в

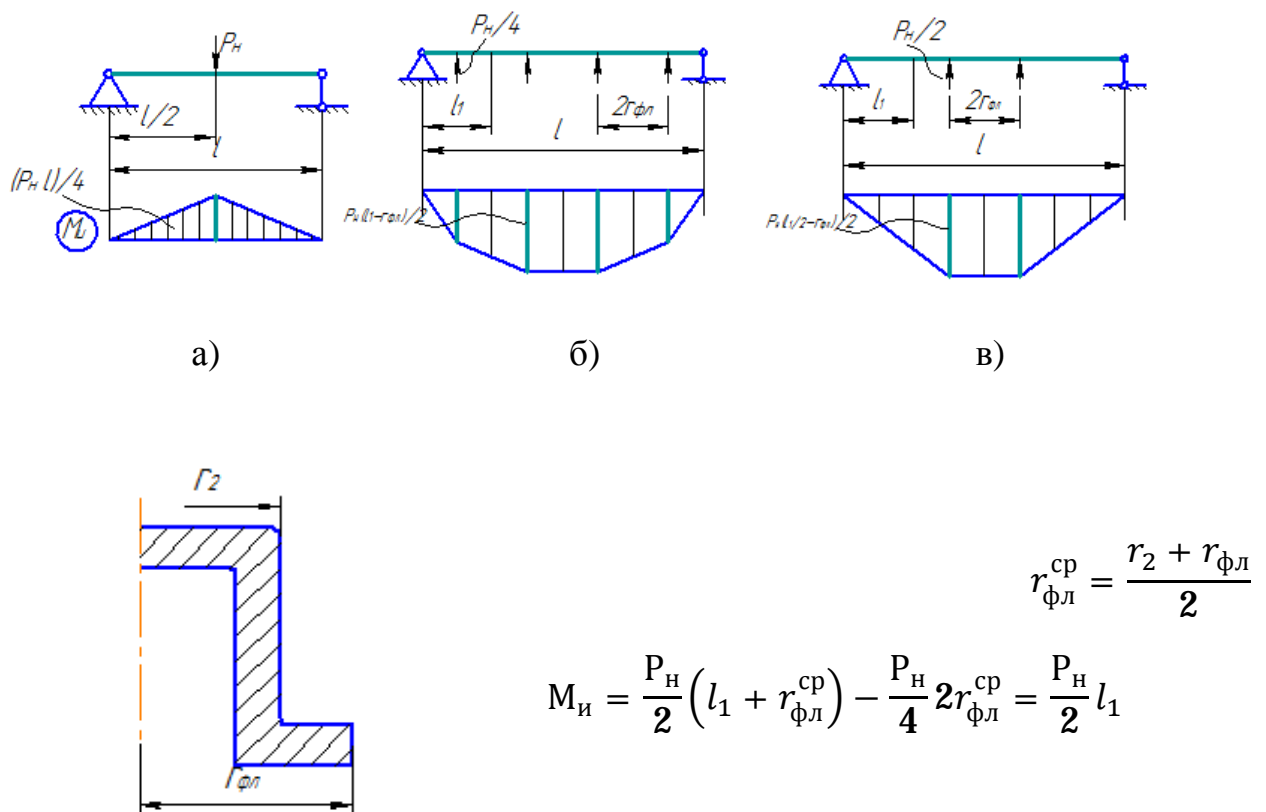


Рисунок 31 - Расчетные схемы нижней и верхней поперечин

Напряжения изгиба, возникающие в поперечине, определяются по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{w_x} \leq [\sigma]$$

$M_{и}$ – величина изгибающего момента, действующего в расчетном сечении поперечины; w_x – осевой момент сопротивления сечения.

3.10 Перспективы развития прессостроения

Гидравлические прессы позволяют сравнительно легко получать большие усилия и значительные хода поперечины, создавать полное усилие в любой точке хода, исключать перегрузки, осуществлять контроль за развиваемым усилием, выдерживать изделия под давлением, относительно просто регулировать скорость рабочего хода. Однако по быстроходности они уступают механическим прессам из-за потерь времени на подъём и сброс давления в рабочих цилиндрах, замедленных переключениях распределительных устройств и невысоких скоростей холостого хода.

Основные направления развития гидропрессостроения:

1. Углубление специализации гидравлических прессов.
2. Разработка новых конструкций деталей и узлов.
3. Широкое внедрение маслонасосного привода.
4. Создание прессов с более высокими параметрами по сравнению с существующими.
5. Освоение и разработка гидроаппаратуры, обеспечивающей более чувствительное, быстродействующее и компактное управление гидропрессами.
6. Внедрение новых систем дистанционного и программного управления.

Разработан и внедряется ряд автоматических ковочных комплексов(АКК) для изготовления крупных поковок в условиях мелкосерийного производства. В АКК входит ковочный пресс, манипулятор, устройство нагрева заготовок, средства контроля температуры нагрева, вспомогательные механизмы(магазин инструментов – бойков, транспортирования и ориентации заготовок, уборки отходов). Выпускаются серийно АКК с программным управлением на базе гидропрессов, с нижним расположением цилиндров, усилием 5;8;12,5;20;31,5 МН, оснащённых одним или двумя рельсовыми манипуляторами. Выпускается также АКК на базе гидропрессов состоящие из ковочного пресса, манипулятора, подъёмно- поворотного стола, устройства для смены бойков, инструментального манипулятора и системыковки на заданный размер. Эти прессы имеют четырёхколонную трехцилиндровую конструкцию с верхним расположением рабочих цилиндров и тремя ступенями усилий. Прессы имеют насосно-аккумуляторный привод и усилие 40;60;150 МН.

Глава 4

Молоты

4.1 Принцип действия

Молотом называется КШО ударного действия, у которого работа привода перед ударом преобразуется в кинетическую энергию поступательного движения рабочих масс, а время удара – в полезную работу пластического деформирования.

Для привода рабочих (ударных) масс используется энергия пара, сжатого воздуха или газа, ЖВД и др., которые называются энергоносителем.

$$A_{\Pi} \rightarrow T_{\text{э}} \rightarrow A_{\text{д}}$$

A_{Π} - работа привода; $T_{\text{э}}$ - кинетическая энергия подвижных масс (эффективная энергия); $A_{\text{д}}$ – работа деформирования.

$$A_{\Pi} = \int_0^{S_p} P_p(S) dS$$

Где S_p – путь разгона $P_p(S)$ – сила разгона.

$$A_{\Pi} \cdot \eta_p = T_{\text{э}}$$

η_p – КПД разгона.

$$T_{\text{э}} = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2}$$

m_1, m_2 – массы подвижных частей;

V_1, V_2 - скорости масс перед ударом.

$$T_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{д}} = A_{\text{д}}$$

$\eta_{\text{д}}$ - КПД ударного деформирования.

$$A_{\text{д}} = \int_0^{S_{\text{д}}} P_{\text{д}}(S) dS$$

$S_{\text{д}}$ – абсолютная деформация поковки в направлении движения масс;

$P_{\text{д}}(S)$ - деформирующая сила.

$\eta_p \int_0^{S_p} P_p(S) dS = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2} = \frac{1}{\eta_{\text{д}}} \int_0^{S_{\text{д}}} P_{\text{д}}(S) dS$ – основное конструктивное уравнение молота, оно связывает конструктивные и технологические параметры молота.

4.2 Классификация молотов

Молоты классифицируются по трём основным признакам:

- 1) по технологическому назначению
- 2) по типу и кратности привода

3) по конструктивному исполнению

По технологическому назначению молоты бывают:

- 1 - ковочные
- 2- штамповочные
- 3- листоштамповочные

Тип привода определяется типом энергоносителя, всего имеется 8 групп:

1) Паровоздушные

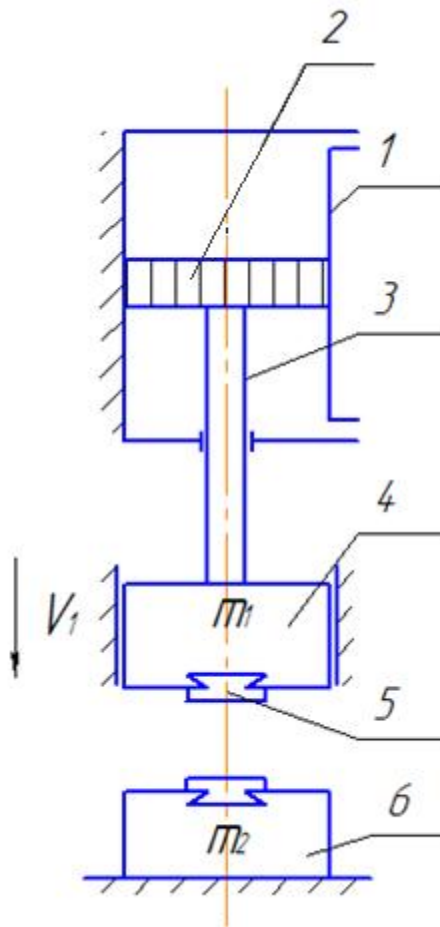


Рисунок 32 - Схема паровоздушного молота

1-рабочий цилиндр; 2-поршень; 3-шток; 4-баба; 5-боёк; 6-шабот

m_1 – масса подвижных частей; m_2 – масса шабота.

Если энергоноситель используется в двух направлениях движения, то это молот двойного действия, если в одном – простого.

Энергоноситель паровоздушных молотов поступает от компрессорной станции или от котельной.

$$V = 6..7 \text{ м/с.}$$

2) приводные пневматические молоты

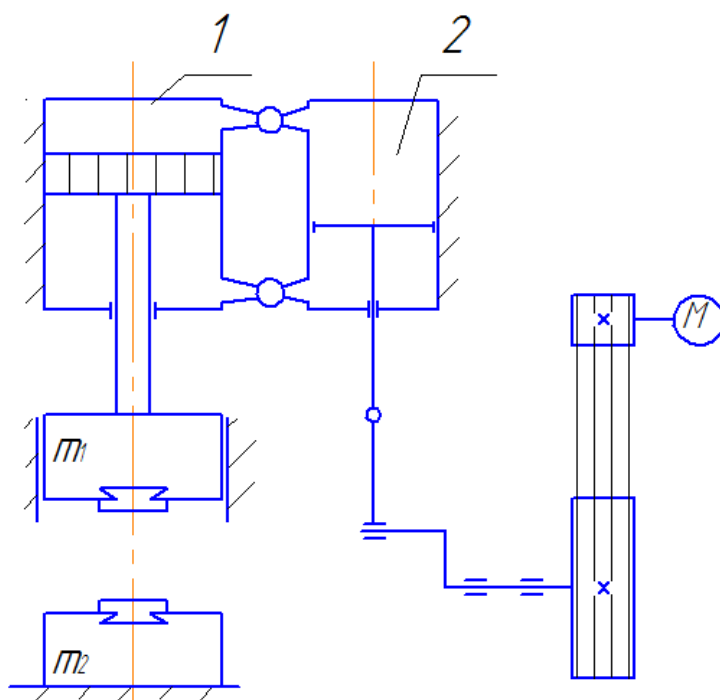


Рисунок 33 - Схема приводного пневматического молота

1-рабочий цилиндр; 2- компрессорный цилиндр.

3) электромеханические молоты – молоты, у которых для подъёма подвижных масс используется электрический двигатель и передаточные механизмы с фрикционными, гибкими или упругими звеньями.

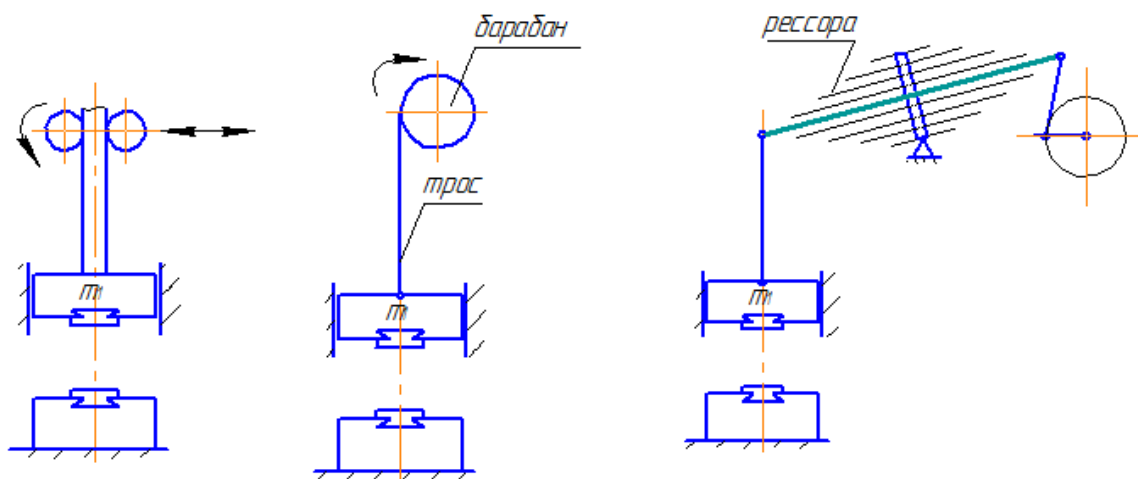


Рисунок 34 - Схемы электромеханических молотов

4) Гидравлические молоты (Энергоноситель – ЖВД; $p = 8..20 \text{ МПа}$)

Конструкция аналогична паровоздушным молотам, только в рабочий цилиндр подаётся жидкость. $V = 4..5 \text{ м/с}$

5) Газовые тепловые молоты

Работают по принципу ДВС. $V > 10 \text{ м/с}$

6) газогидравлические молоты

Жидкость в них используется для подъёма рабочих масс и сжатия газа (чаще всего используется азот).

Ход вниз осуществляется под действием силы тяжести и давления сжатого газа.

7) взрывные молоты

В них используется энергия взрыва. Применяют твёрдые взрывчатые вещества и газы. $V > 20 \text{ м/с}$.

8) Электрические молоты.

Используется энергия бегущего электромагнитного поля линейного статора.

По конструктивному исполнению молоты различают:

а) по конструкции шабота: шаботные и бесшаботные.

б) по типу станины:

- одностоечные и двухстоечные(бывают арочного и мостового типа).

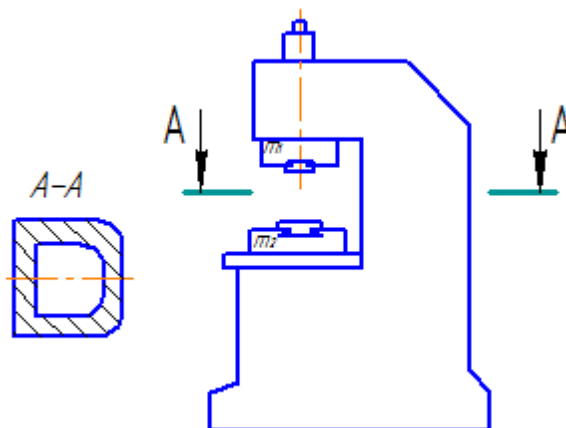


Рисунок 35 - Одностоечная станина молота

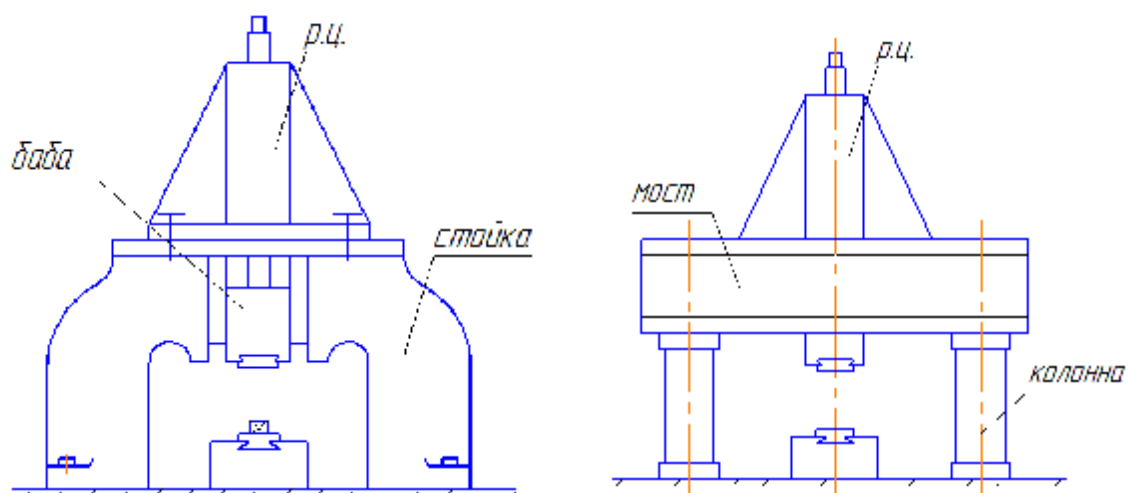


Рисунок 36 - Двухстоечная станина арочного и мостового типов

Бесшаботные молоты с горизонтальным движением баб называются импакторами.

4.3 КПД ударного деформирования

При работе молота происходит упруго-пластический удар. Поковка деформируется пластически и упруго, а детали молота и штамповой оснастки – упруго. Баланс работ при деформировании поковки имеет вид:

$$T_{\text{э}} = A_{\text{д}} + A_{\text{у}} + A_{\text{тр}} + A_{\text{см}}$$

$A_{\text{д}}$ – работа пластического деформирования поковки;

$A_{\text{у}}$ – работа упругого деформирования:

$$A_{\text{у}} = A_{\text{уп}} + A_{\text{ум}}$$

$A_{\text{уп}}$ – работа упругой деформации поковки;

$A_{\text{ум}}$ – работа упругой деформации молота.

$A_{\text{тр}}$ – работа трения;

$A_{\text{см}}$ – работа затрачиваемая на смещение центра взаимодействующих масс.

При использовании теории соударения абсолютно твёрдых массивных тел полагают, что $A_{\text{тр}} + A_{\text{см}} = 0$ и вся потенциальная энергия упругой деформации переходит в энергию отражения (отскока) $A_{\text{у}} = T'$

$$A_d = T_э - T'$$

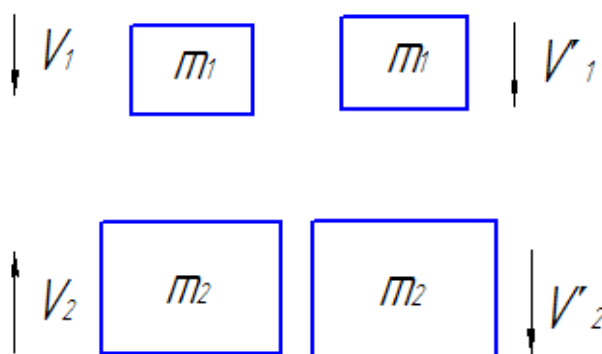
$$\text{КПД деформирования } \eta_d = \frac{A_d}{T_э} = \frac{T_э - T'}{T_э} = 1 - \frac{T'}{T_э}$$

Задача рассматривается для шаботного молота, т.е. когда масса m_2 (шабот) имеет скорость перед ударом $V_2 = 0$ $\Rightarrow T_э = \frac{m_1 V_1^2}{2}$

T' определяется следующим образом:

$$T' = \frac{m_1 V_1'^2}{2} + \frac{m_2 V_2'^2}{2} (**)$$

Где V_1' , V_2' – скорости отскока (отражения) масс после удара.



Для определения V_1' и V_2' предполагаем, что ударяемые массы абсолютно твёрдые, удар центральный, а шабот – свободное тело, не имеющее связей. Из закона сохранения импульса движения:

$$m_1 V_1 = m_1 V_1' + m_2 V_2' \quad (1)$$

Используем понятие коэффициента восстановления скорости при ударе:

$$\varepsilon = \frac{V_2' - V_1'}{V_1} \quad (2)$$

Решим совместно 1-е и 2-е уравнение:

$$\text{Из (1): } m_1 V_1' = m_1 V_1 - m_2 V_2'$$

$$\text{Из (2): } V_1' = \frac{m_1 V_1 - m_2 V_2'}{m_1}$$

$$\varepsilon V_1 = V_2' - \varepsilon V_1'$$

$$V_1' = V_2' - \varepsilon V_1 \quad (*)$$

$$\frac{m_1 V_1 - m_2 V_2'}{m_1} = V_2' - \varepsilon V_1$$

$$m_1 V_1 - m_2 V_2' = m_1 V_2' - m_1 \varepsilon V_1$$

$$m_1 V_1 + m_1 \varepsilon V_1 = m_1 V_2' + m_2 V_2'$$

$$V_2' = \frac{m_1 V_1 (1 + \varepsilon)}{m_1 + m_2} - \text{скорость отражения шабота после удара.}$$

$$\text{Из (*) } V_1' = \frac{m_1 V_1 (1 + \varepsilon)}{m_1 + m_2} - \varepsilon V_1 = \frac{V_1 (m_1 - m_2 \varepsilon)}{m_1 + m_2}$$

Подставляем значения V_1' и V_2' в выражение (**)

$$\begin{aligned} T' &= \frac{m_1 V_1^2 (m_1 - m_2 \varepsilon)^2}{2 (m_1 + m_2)^2} + \frac{m_2 m_1^2 V_1^2 (1 + \varepsilon)^2}{2 (m_1 + m_2)^2} \\ &= \frac{m_1 V_1^2}{2 (m_1 + m_2)^2} (m_1^2 - 2 m_1 m_2 \varepsilon + m_2^2 \varepsilon^2 + m_1 m_2 + 2 m_1 m_2 \varepsilon \\ &\quad + m_1 m_2 \varepsilon^2) = \frac{m_1 V_1^2}{2 (m_1 + m_2)^2} [m_1 (m_1 + m_2) + m_2 \varepsilon^2 (m_1 + m_2)] \\ &= \frac{m_1 V_1^2}{2 (m_1 + m_2)} (m_1 + m_2 \varepsilon^2) \end{aligned}$$

$$\frac{T'}{T_3} = \frac{m_1 + m_2 \varepsilon^2}{m_1 + m_2} - \text{подставляем в формулу } \eta_d$$

$$\eta_d = 1 - \frac{m_1 + m_2 \varepsilon^2}{m_1 + m_2} = \frac{m_1 + m_2 - m_1 - m_2 \varepsilon^2}{m_1 + m_2} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - \varepsilon^2)$$

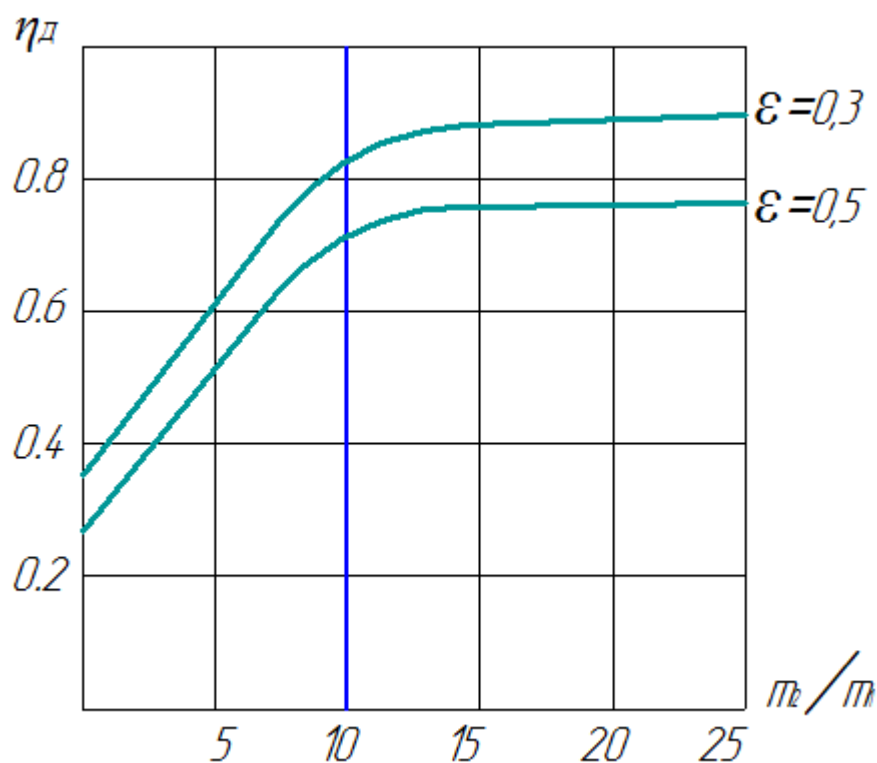
Из выражения видно, что η_d зависит от соотношения масс. Для молотов вводится понятие кратность масс (m_2/m_1), которая принимается:

m_2/m_1 – для ковочных молотов; m_2/m_1 – для штамповочных молотов.

Для абсолютно упругого тела $\varepsilon=1$, для абсолютно пластического тела $\varepsilon=0$.

Для стали при $t=18-20^\circ \text{C}$, $\varepsilon=5/9$, для стали при t ковки или штамповки $\varepsilon=0,3..0,5$.

Построим график η_d от соотношения масс.



Глава 5

Паровоздушные молоты

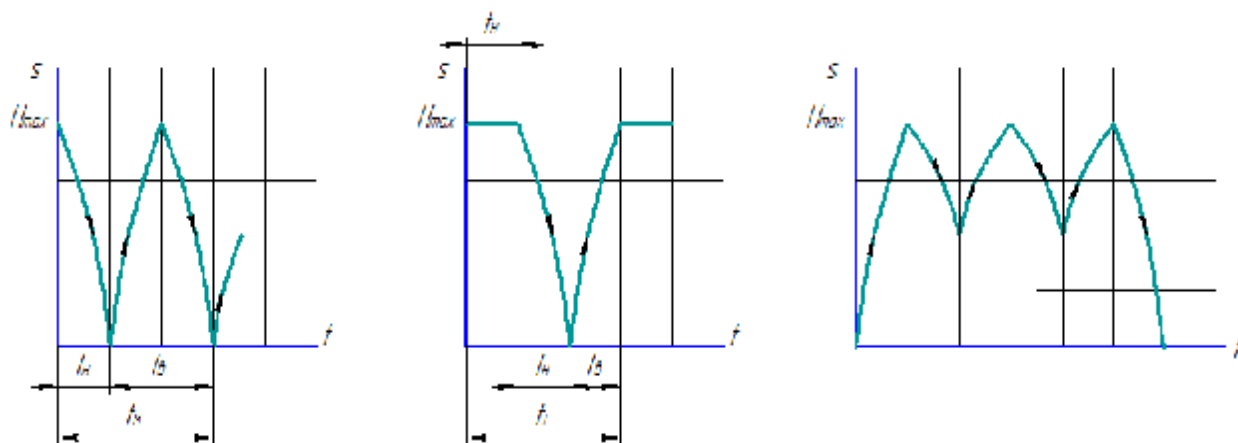
5.1 Принцип действия. Классификация.

Энергоноситель.

В паровоздушных молотах в качестве энергоносителя для привода рабочих масс используется пар или сжатый воздух.

В зависимости от характера распределения рабочих периодов энергоносителя, молот может работать на нескольких режимах:

- автоматические удары;
- одиночные удары с верхней паузой;
- качание.



t_m – время машинного цикла; H_{\max} – максимальный ход бабы; t_n, t_b – время хода вниз, вверх.

Паровоздушные молоты классифицируются по:

- технологическому назначению;
- конструкции станины;
- кратности привода.

Энергоноситель характеризуется:

давлением(p); объёмом (V) и температурой (T).

Можно создать условие, когда один из параметров, характеризующих состояние термомеханической системы, будет постоянным, такие процессы называются изопроцессами.

$p = \text{const}$ – изобарный

$V = \text{const}$ – изохорный

$T = \text{const}$ – изотермический

Для независимых p и V существует возможность аналитической характеристики термомеханических процессов с исключением третьей переменной T .

При заданном начальном состоянии текущее состояние системы описывается выражением: $pV^n = \text{const}$; такая кривая называется политропой, где n – степенной показатель политропы.

Если $n=\infty$, то процесс изохорный, $n=0$ – изобарный, $n=1$ – изотермический, $n=k$ – адиабатический.

Адиабатическим называется процесс, осуществляемый без подвода тепла, при этом повышение или уменьшение объёма газа в системе, т.е. механическая работа, совершается за счёт изменения внутренней энергии системы.

Рабочие процессы (расширение, сжатие) пара описываются уравнением

$$pV^k = \text{const.}$$

$$k = 1.035 + 0.1x$$

x – сухость пара ($1 \geq x \geq 0.7$)

При работе молотов используется влажный насыщенный, сухой насыщенный и перегретый пар.

Насыщенный пар контактирует с кипящей водой и имеет с ней одинаковую температуру.

Влажный насыщенный пар имеет жидкую фазу (капли воды можно увидеть, пар белый). Сухой насыщенный пар не имеет жидкой фазы, это его предельное состояние. Перегретый пар имеет температуру выше температуры кипящей воды, т.к. он проходит через пароперегреватель.

$k = 1,135$ – сухой насыщенный; $k = 1,3$ – перегретый.

$pV = \text{const}$ – если молот работает на паре;

$pV^{1,4} = \text{const}$ – если молот работает на сжатом воздухе.

5.2 Конструкция паровоздушного молота

Ковочный молот арочного типа представлен на рисунке 37.

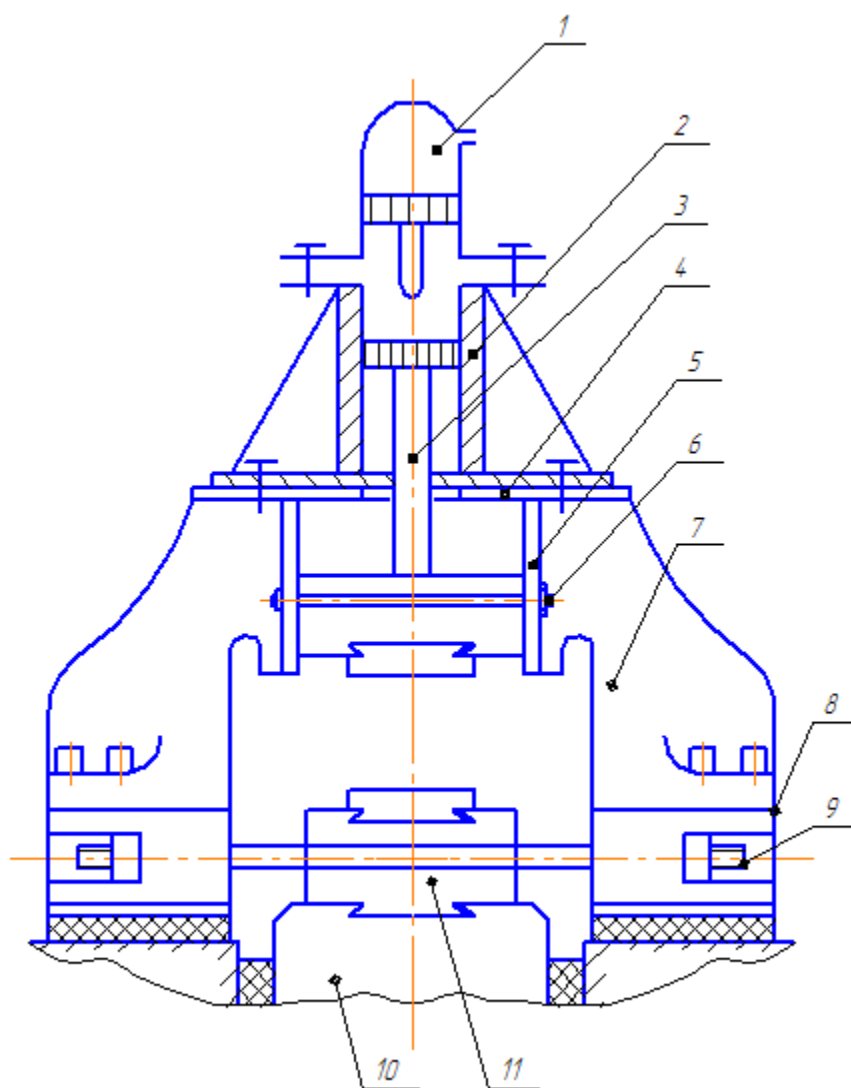


Рисунок 37 - Конструкция ковочного паровоздушного молота

1 - предохранительный цилиндр; 2 - рабочий цилиндр; 3 - подвижные рабочие части (поршень, шток, баба); 4 - подцилиндровая плита; 5 - направляющие; 6 - стяжки (увеличивают жёсткость); 7 - стойки; 8 - фундаментная плита; 9 - тяги; 10 - шабот; 11 - подушка.

По конструкции ковочный молот отличается от штамповочного. У штамповочного молота стойки устанавливаются на шаботе, у ковочного - на фундаментной плите. Шабот ковочного молота не связан со станиной. У ковочного молота на шаботе устанавливается подушка, к которой крепится нижний боёк. У штамповочного молота на шаботе крепится штамподержатель, в который устанавливается нижняя часть штампа.

5.3 Конструкция основных деталей молота

Цилиндр-поршень

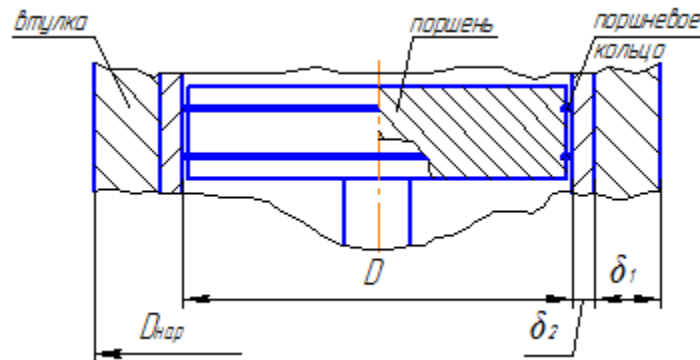


Рисунок 38 - Конструкция деталей поршень - цилиндр

Рабочий цилиндр изготавливается литым (Сталь 35Л, СЧ20,СЧ30).

Внутри цилиндра размещается чугунная втулка (СЧ20,СЧ30) по посадке с натягом. Поршень изготавливается из стали 45,40ХН.

Уплотнение поршня осуществляется поршневыми кольцами (2,4 шт.), кольцо разрезное, с двумя видами замков.



Рисунок 39 - Типы замков

$$D_{\text{нар}} = \frac{D}{\sqrt{1 - \frac{2p}{[\sigma]}}}$$

p – давление внутри цилиндра (0,6...0,8 МПа – для сжатого воздуха, 0,7...0,9 МПа – для пара).

$[\sigma] = 100..150$ МПа , если рабочий цилиндр стальной;

$[\sigma] = 40..70$ МПа, если рабочий цилиндр чугунный.

Для таких значений давления внутри цилиндра и допускаемого напряжения:

$D_{\text{нар}} = (1,01..1,02)D$ – для чугуна;

$D_{\text{нар}} = 1,005D$ – для стали.

Обычно на практике применяют $\delta_1=0,1 D \geq 30$ мм; $\delta_2= 0,05D \geq 20$ мм.

Шток-баба

Баба изготавливается из стали 40Х, 40ХН, 40ХН3А, 40ХНМА.

Термообработка- закалка.

Шток с бабой соединяется посадкой на конус. Может использоваться также разрезная втулка, устанавливаемая между штоком и бабой.

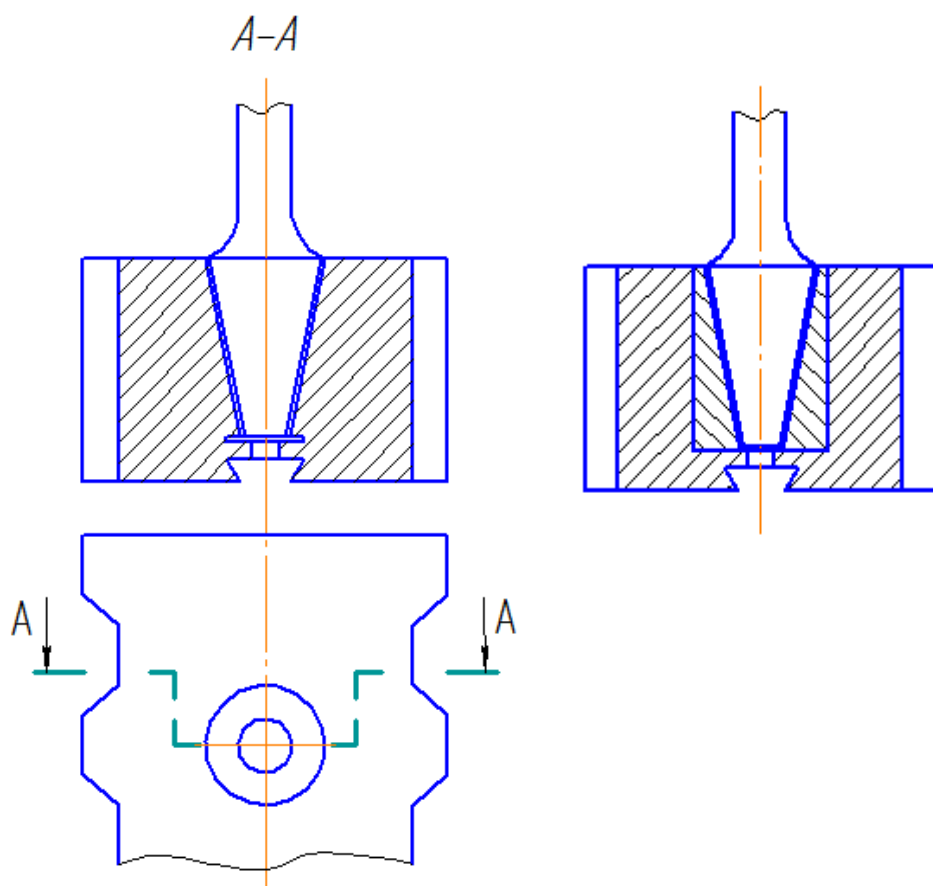


Рисунок 40 - Соединение штока с бабой

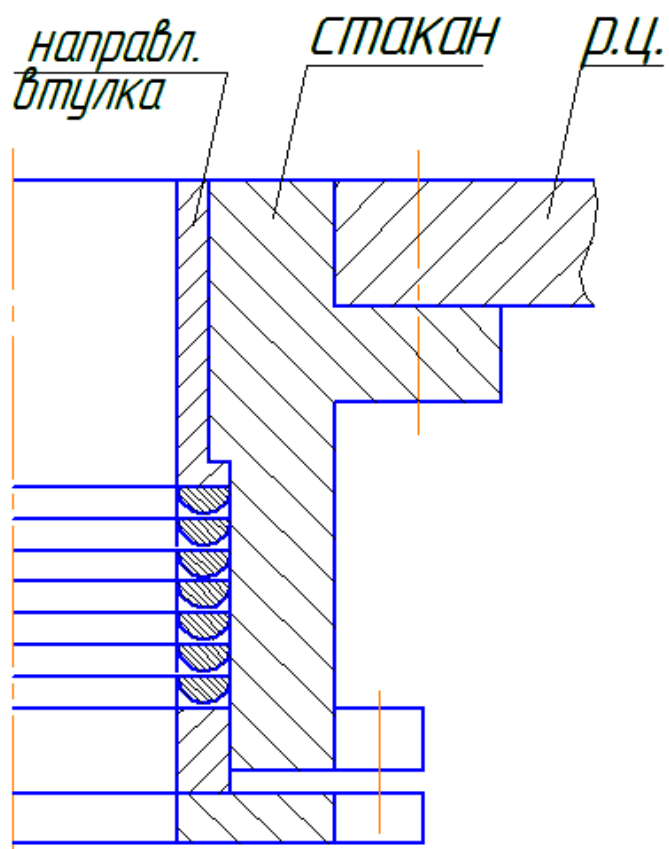


Рисунок 41 - Уплотнение штока в цилиндре

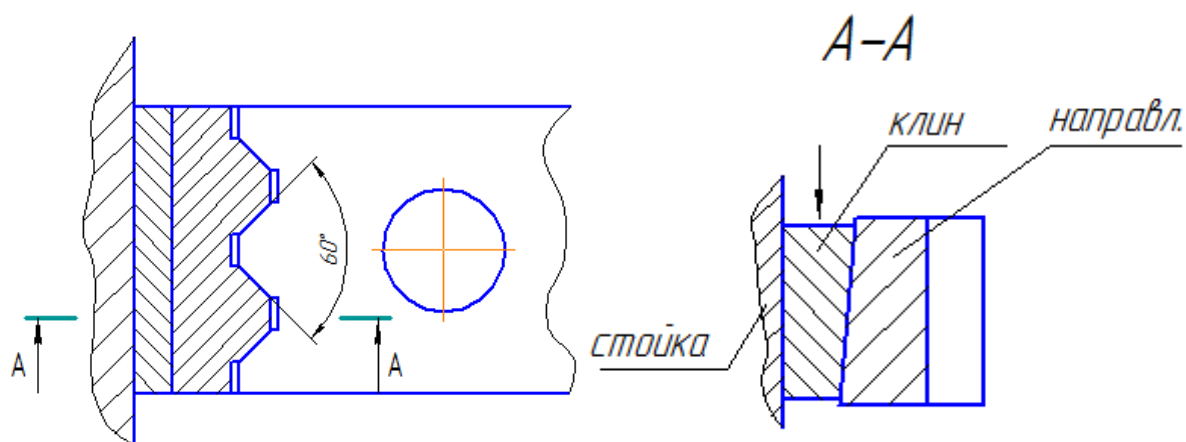


Рисунок 42 - Баба-направляющая

Шабот изготавливается литым из стали 20Л или СЧ20.

При массе шабота $m_2 < 6000$ кг он изготавливается цельным, свыше 6000кг - составным.

Стойки литые из стали 25Л, 35Л (штамповочные молоты); СЧ20 –ковочные молоты.

5.4 Конструкция механизмов распределения энергоносителя

Устройство распределения энергоносителя может быть: крановым, клапанным и золотниковым.

Клапанные применяются в зарубежных конструкциях молотов (устаревшие).

В настоящее время применяются золотниковые распределительные устройства.

Золотниковые распределительные устройства имеют постоянную связь с подвижными механизмами посредством рычажных механизмов.



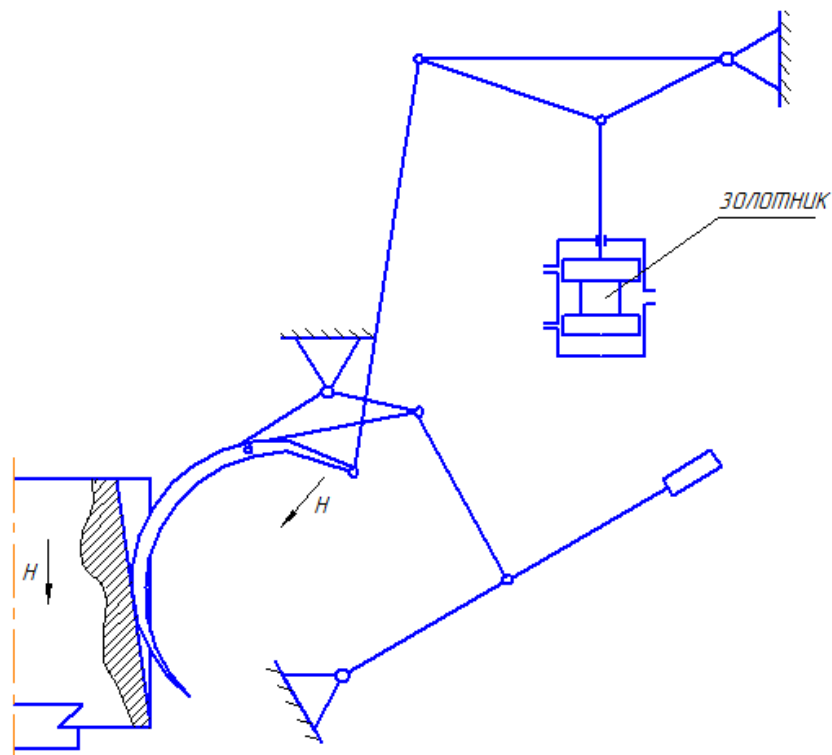


Рисунок 44 - Механизм с саблеобразным рычагом

$h_m/H_m=m_3$ – для молотов вводится понятие m_3 (кратность хода золотника).

h_m - максимальный ход золотника;

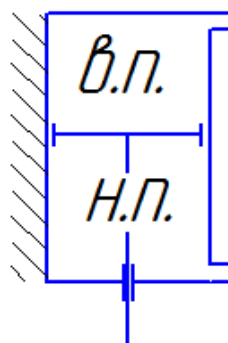
H_m - максимальный ход бабы.

$m_3=1/20..1/25$ – для ковочного молота;

$m_3 = 1/40$ – для штамповочного молота.

Схема передвижения золотника при автоматическом управлении молотом.

в.п. – верхняя полость; н.п. – нижняя полость цилиндра.



Нижнее положение золотника

Верхнее положение

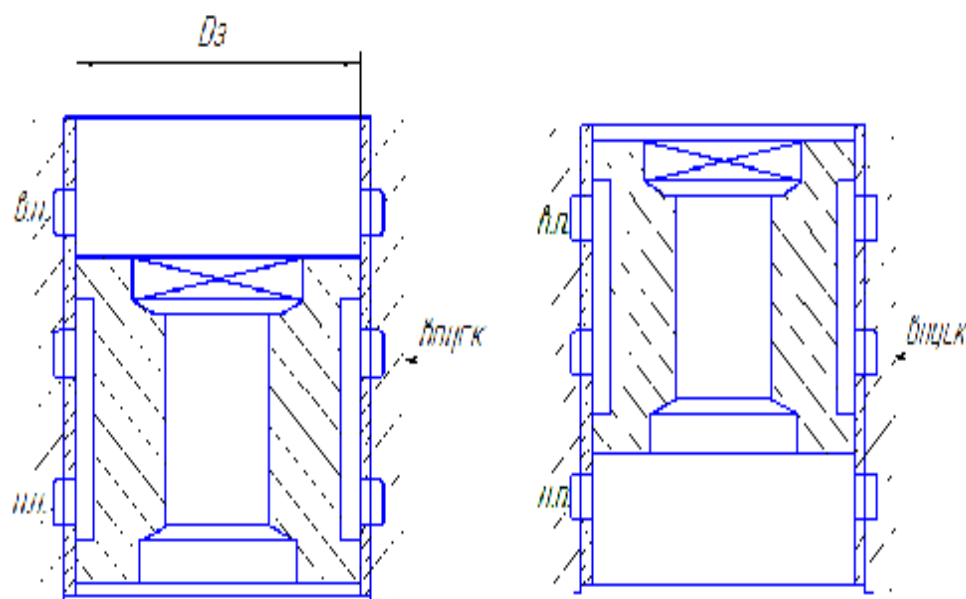


Рисунок 45 - Схема передвижения золотника

$D_z = 0,43D$ –штамповочный молот; $D_z = 0,5D$ – ковочный молот;

D – диаметр рабочего цилиндра.

5.5 Построение индикаторных диаграмм

Работу энергоносителя, совершаемую верхней и нижней полостях рабочего цилиндра, можно изобразить с помощью индикаторных диаграмм.

Индикаторные диаграммы строятся в координатах: давление энергоносителя - ход поршня. Существуют действительные, теоретические и предположительные цикловые диаграммы.

Действительные индикаторные диаграммы строятся с помощью датчиков давления, установленных внутри рабочего цилиндра на различных высотах.

В теоретических индикаторных диаграммах, повышение давления при впуске и понижение при выпуске происходит мгновенно.

В предположительных индикаторных диаграммах предложенных А.И.Зиминим, сложный процесс впуска и выпуска энергоносителя заменён более простым процессом сжатия и расширения энергоносителя.

Рассмотрим построение теоретических индикаторных диаграмм.

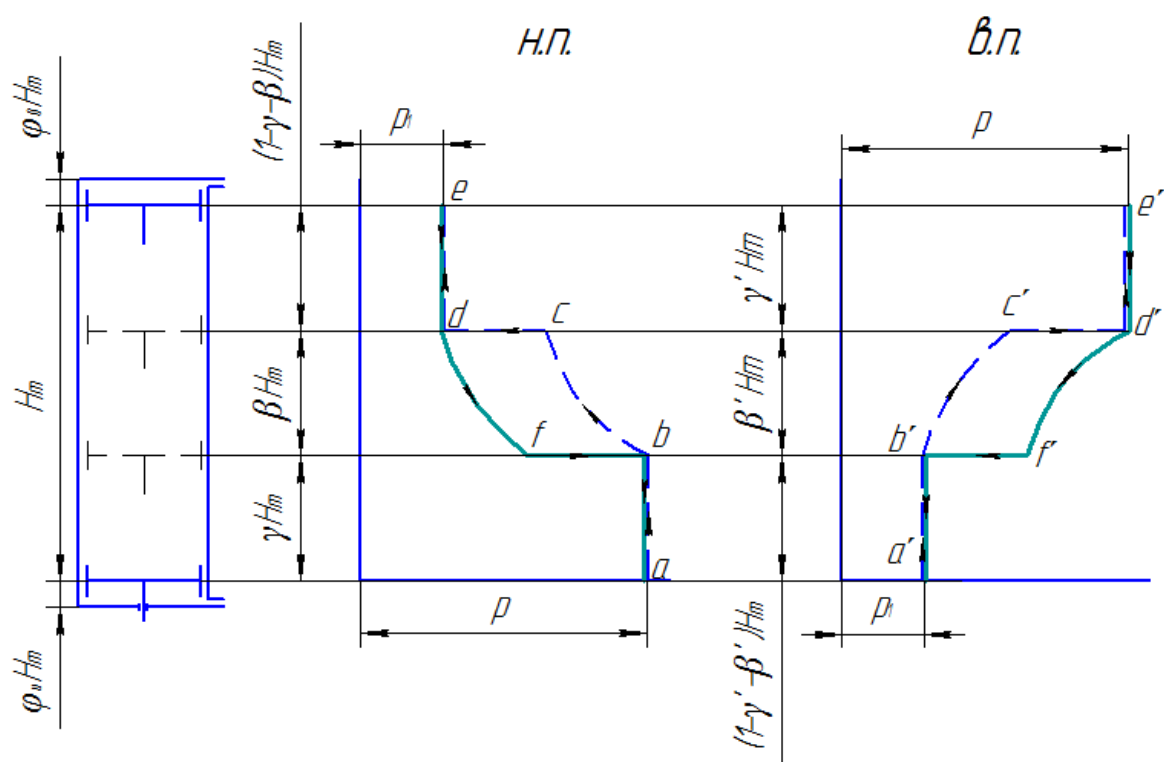


Рисунок 46 - Теоретические индикаторные диаграммы

H_m - максимальный ход поршня; $\varphi_0 H_m$ - высота верхнего мёртвого пространства ($\varphi_0=0,12$; $\varphi_n=0,09$); p - давление свежего энергоносителя;

н.п. - нижний пар; в.п. - верхний пар.

$p=0,6 \dots 0,8$ МПа - давление воздуха; $p=0,7 \dots 0,9$ МПа - давление пара;

p_1 - давление отработанного энергоносителя;

$p_1=1,5p_{01}$ - штамповочный молот; $p_1=1,1p_{01}$ - ковочный молот;

p_{01} - давление в выхлопной трубе;

$p_{01}=1,2p_0$; p_0 - атмосферное давление.

Ход поршня вверх

γH_m - участок впуска н.п., на участке ab происходит впуск энергоносителя ($p=\text{const}$)

В точке b происходит отсечка впуска н.п.

Будем рассматривать золотник с одновременной отсечкой впуска н.п. и выпуска в.п.

Точка b' - характеризует отсечку впуска н.п.

βH_m – участок расширения нижнего пара.

bc – политропа

$pV = \text{const}$ – для пара ; $pV^{1.4} = \text{const}$ – для воздуха.

$b^{\circ}c^{\circ}$ – политропа – характеризует сжатие в.п. - $pV = \text{const}$.

В точке c откроются окна в золотнике на выпуск н.п. и его давление уменьшится до значения p_1 (линия cd).

$c^{\circ}d^{\circ}$ - характеризует впуск энергоносителя в верхнюю полость.

В точке e – поршень займёт крайнее верхнее положение.

Ход поршня вниз

$e^{\circ}d^{\circ}$ -линия характеризует впуск верхнего пара (участок $\gamma^{\circ}H_m$ – характеризует впуск в.п.)

ed – характеризует выпуск н.п.

d° - отсечка впуска в.п.

В точке d произойдёт отсечка выпуска н.п., а точке d° - отсечка впуска в.п.

$d^{\circ}f^{\circ}$ - характеризует расширение в.п.

$\beta^{\circ}H_m$ – участок расширения в.п.

df – характеризует сжатие н.п.

df – политропа $pV = \text{const}$

fb – характеризует впуск энергоносителя в нижнюю полость.

В точке f – открываются окна на впуск энергоносителя в нижнюю полость.

В точке f° - открываются окна на выпуск энергоносителя из верхней полости.

Таким образом цикл замкнулся.

5.6 Определение числа ударов молота исходя из теоретических индикаторных диаграмм.

На поршень, при его движении в цилиндре, действуют следующие силы

p_v – давление в верхней полости цилиндра

p_n – давление в нижней полости цилиндра

F – рабочая площадь на которую действует p_v .

α - коэффициент учитывающий площадь сечения штока, он зависит от массы подвижных частей и типа молота.

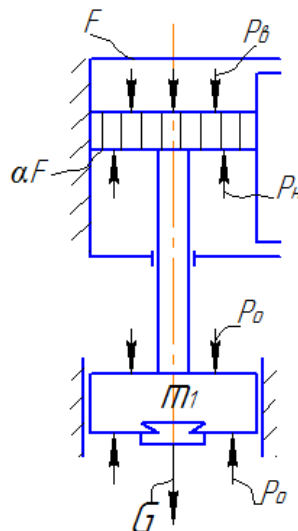


Рисунок 47 - Схема к расчету числа ударов молота

$$\alpha=0,8\dots0,9$$

$$F_{шт.}=(1-\alpha)F$$

$G=mg$ – сила тяжести подвижных частей.

При движении возникают силы сопротивления движению (силы трения R).

$R\approx0,1G$ – направлена в сторону, противоположную движению.

Кроме того, на поршень действует сила неуравновешенного атмосферного давления, которая равна $p_0(1-\alpha)F$, она направлена вверх.

Рассмотрим характерные участки хода поршня.

Подъем масс начинается на участке γH_m . Определим работу внешних сил на этом участке, которая равна кинетической энергии накопленной подвижными массами в конце участка:

$$[p \cdot \alpha F - p_1 F - mg - R + p_0(1-\alpha)F] \cdot \gamma H_m = mV_1^2/2.$$

V_1 - скорость, которую получают подвижные массы к концу участка γH_m .

$$V_1 = \sqrt{\frac{2[...] \gamma H_m}{m}}$$

Т.к. на участке γH_m силы, действующие на поршень не изменяются, то движение будет равноускоренное: $j = \text{const}$.

Средняя скорость на участке γ будет равна $V_{cp(\gamma)} = V_1/2$.

Время прохождения участка $t_\gamma = \gamma H_m / V_{cp(\gamma)} = 2 \gamma H_m / V_1$.

βH_m – участок расширения н.п. На участке давление энергоносителя в полостях цилиндра переменное, поэтому в формулу вводится среднее значение.

$$[p_H^{cp} \cdot \alpha F - p_B^{cp} \cdot F - G - R + p_0 \cdot (1 - \alpha) F] \cdot \beta H_m + \frac{mV_1^2}{2} = \frac{mV_2^2}{2}$$

V_2 – скорость, которую получают подвижные массы к концу участка βH_m .

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 + \frac{2[...] \beta H_m}{m}}$$

Возможно: $V_2 > V_1$; $V_1 = V_2$; $V_2 < V_1$.

$$V_{cp}(\beta) = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

$$t_\beta = \frac{2\beta H_m}{V_1 + V_2}$$

Участок $(1-\gamma-\beta)H_m$

$$[p_1 \alpha F - p F - G - R + p_0 (1 - \alpha) F] (1 - \gamma - \beta) H_m + \frac{mV_2^2}{2} = 0$$

Так как значения усилий действующих на участке постоянны, поэтому движение будет равнозамедленное и скорость изменится по прямой.

$$V_{cp}(1-\gamma-\beta) = V_2/2$$

$$t_{(1-\gamma-\beta)} = \frac{2(1-\gamma-\beta)H_m}{V_2}$$

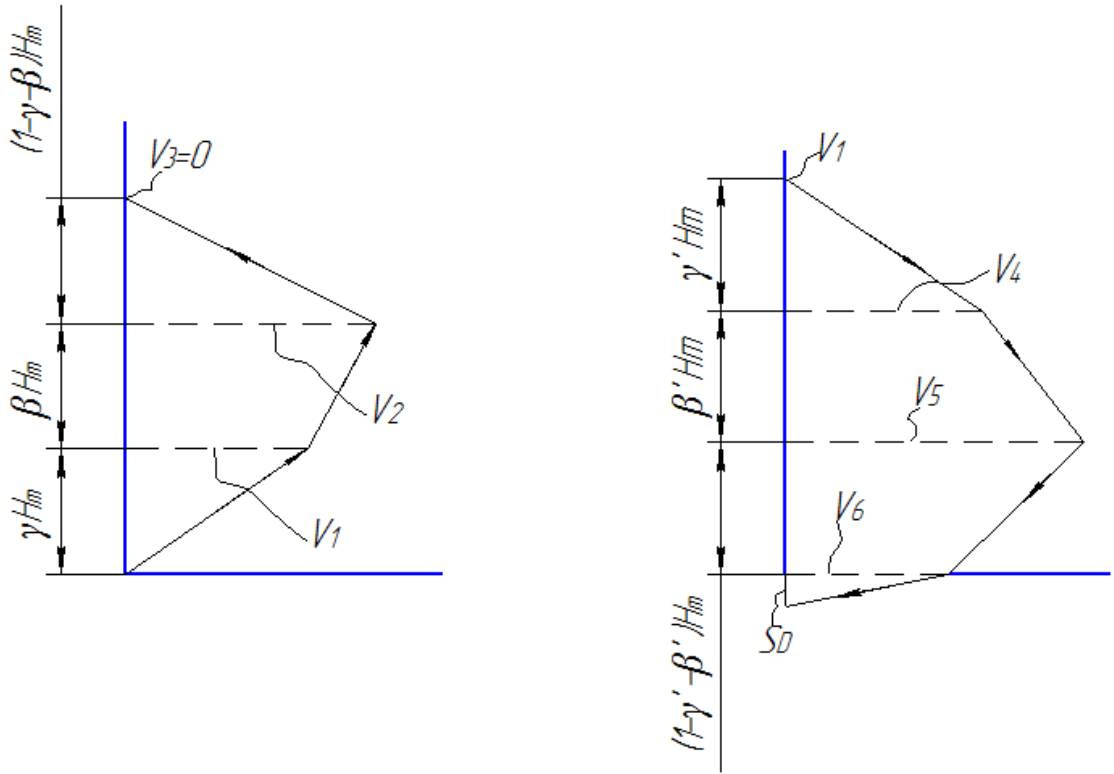


Рисунок 48 - Графики изменения скоростей при ходе поршня

Время подъёма масс(хода вверх):

$$t_B = t_\gamma + t_\beta + t_{(1-\gamma-\beta)}$$

Ход вниз (опускание, нанесение удара).

Участок $\gamma' H_m$

$$[-p_1 \alpha F + pF + G - R - p_0(1 - \alpha)F] \gamma' \cdot H_m = \frac{mV_4^2}{2}$$

$$V_4 = \sqrt{\frac{2[...] \gamma' H_m}{m}}$$

$$V_{cp(\gamma')} = \frac{V_4}{2}$$

$$t_{\gamma'} = \frac{2\gamma' H_m}{V_4}$$

Участок $\beta'H_m$. На этом участке давление энергоносителя верхней и нижней полости цилиндра изменяется по политропе, поэтому введём средние значения.

$$[-p_H^{\text{cp}}\alpha F + p_B^{\text{cp}}F + G - R - p_0(1 - \alpha)\beta'H_m + \frac{mV_4}{2} = \frac{mV_5^2}{2}$$

$$V_5 = \sqrt{V_4^2 + \frac{2[...] \beta'H_m}{m}}$$

Обычно $V_5 > V_4$

$$t_{\beta'} = \frac{2\beta'H_m}{V_4 + V_5}$$

Участок $(1-\gamma'-\beta')H_m$

$$[p \cdot \alpha F + p_1 F + G - R - p_0(1 - \alpha)F](1 - \gamma' - \beta')H_m + \frac{mV_5^2}{2} = \frac{mV^2}{2}$$

V – скорость удара.

$$V = \sqrt{\frac{2[...] (1 - \gamma' - \beta')H_m}{m} + V_5^2}$$

$$V < V_5 V_{\text{cp}(1-\gamma'-\beta')} = \frac{V_5 + V}{2}$$

$$t_{(1-\gamma'-\beta')} = \frac{2(1 - \gamma' - \beta')H_m}{V_5 + V}$$

Время хода вниз:

$$t_H = t_{\gamma'} + t_{\beta'} + t_{(1-\gamma'-\beta')}$$

Время одного удара : $t = t_B + t_H$.

Число ударов молота в минуту $n = 60/t$ [мин⁻¹]

5.7 Определение среднего давления на участке расширения и сжатия пара

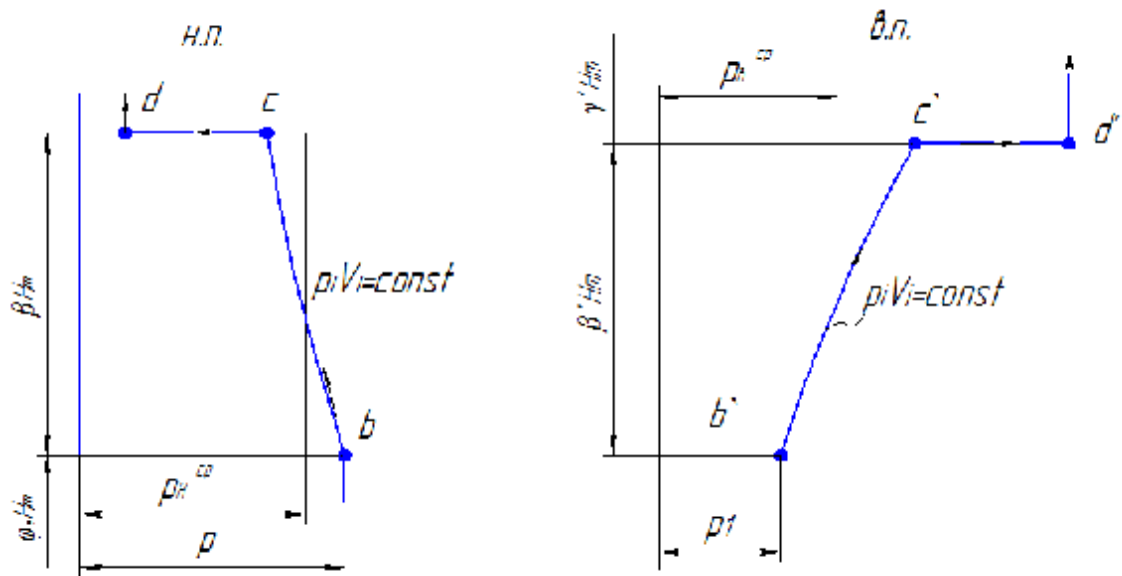


Рисунок 49 - Схема к определению среднего давления энергоносителя на участке расширения и сжатия

Работа энергоносителя на участке определяется как произведение среднего давления на объём данного участка.

$$A_{\beta} = p_{\text{н}}^{\text{cp}} V_{\beta}$$

$$V_{\beta} = \alpha F \beta H_m$$

Элементарная работа выполняемая энергоносителем :

$$dA_i = p_i dV_i$$

$$pV(\varphi_{\text{н}} + \gamma) = p_i V_i$$

$$p_i = p \frac{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)}{V_i}$$

$$\begin{aligned} A_{\beta} &= \int_{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)}^{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta)} p \frac{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)}{V_i} dV_i = pV(\varphi_{\text{н}} + \gamma) \ln V_i \Big|_{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)}^{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta)} \\ &= pV(\varphi_{\text{н}} + \gamma) \ln \frac{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta)}{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)} \end{aligned}$$

$$\ln \frac{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta)}{V(\varphi_{\text{н}} + \gamma)} = \ln \frac{(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta) \cdot H_m \cdot \alpha F}{(\varphi_{\text{н}} + \gamma) \cdot H_m \cdot \alpha F} = \ln \frac{(\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta)}{(\varphi_{\text{н}} + \gamma)} = C_H$$

Где C_H – степень расширения нижнего пара. В итоге получим:

$$A_\beta = pV_{(\varphi_H + \gamma)} \cdot C_H$$

Приравняв $p_H^{cp} V_\beta = pV_{(\varphi_H + \gamma)} \cdot C_H$, получим $p_H^{cp} = p \frac{V_{(\varphi_H + \gamma)} \cdot C_H}{V_\beta} = p \frac{\varphi_H + \gamma}{\beta} \cdot \ln C_H$

Определим аналогично среднее давление p_B^{cp} на участке сжатия верхнего пара $\beta' H_m$.

$$A_{\beta'} = p_B^{cp} \cdot V_{\beta'} = p_B^{cp} \cdot \beta' H_m F$$

$$dA_i = p_i dV_i$$

$$p_1 V_{(\varphi_0 + \gamma' + \beta')} = p_i V_i$$

$$p_i = p_1 \frac{V_{(\varphi_0 + \gamma' + \beta')}}{V_i}$$

$$\begin{aligned} A_{\beta'} &= \int_{V_{(\varphi_0 + \gamma')}}^{V_{(\varphi_0 + \gamma' + \beta')}} p_1 \frac{V_{(\varphi_0 + \gamma' + \beta')}}{V_i} dV_i = p_1 (\varphi_0 + \gamma' + \beta') H_m F \cdot \ln \frac{\varphi_0 + \gamma' + \beta'}{\varphi_0 + \gamma'} \\ &= p_1 (\varphi_0 + \gamma' + \beta') H_m F \ln C_B \end{aligned}$$

$$C_B = \frac{\varphi_0 + \gamma' + \beta'}{\varphi_0 + \gamma'} \text{ - степень сжатия верхнего пара}$$

Приравняв $A_{\beta'}$

$$p_6^{cp} = p_1 \frac{\varphi_0 + \gamma' + \beta'}{\beta'} \cdot \ln C_B$$

Аналогично определяется среднее давление пара при ходе поршня вниз.

5.8 Определение расхода пара по теоретической индикаторной диаграмме

Объём пара, впускаемого в нижнюю полость цилиндра на участке γH_m

$$V_H = V_{(\varphi_u + \gamma)} - V_{np} \quad (V_{np} - \text{приведенный объём})$$

$$V_{(\varphi_u + \gamma)} = \alpha F \cdot (\varphi_u + \gamma) H_m$$

$$V_{np} = V(\beta + \gamma + \varphi_u) \frac{p_1}{p}$$

$$V_{np} = \frac{p_1}{p} \alpha F (\beta + \gamma + \varphi_u) H_m$$

$$V_n = \alpha F H_m [(\varphi_u + \gamma) - \frac{p_1}{p} (\beta + \gamma + \varphi_u)]$$

Объём пара, выпускаемого в верхнюю полость:

$$V_B = V(\varphi_0 + \gamma') - V'_{np}$$

V'_{np} - приведенный объём энергоносителя, выпускаемого в верхнюю полость.

$$V(\varphi_0 + \gamma') = (\varphi_0 + \gamma') H_m F$$

$$V'_{np} \cdot p = V(\beta' + \gamma' + \varphi_0) \cdot p_1$$

$$V'_{np} = \frac{p_1}{p} V(\beta' + \gamma' + \varphi_0)$$

$$V_B = F H_m [(\varphi_0 + \gamma') - \frac{p_1}{p} (\beta' + \gamma' + \varphi_0)]$$

Объём энергоносителя за один удар молота:

$$V_1 = V_n + V_B$$

Объём энергоносителя, расходуемого за одну минуту работы молота в автоматическом режиме:

$$V_{мин} = V_1 \cdot n$$

n – число ударов молота в минуту.

Глава 6

Бесшаботные молоты. Высокоскоростные молоты

Бывают молоты паровоздушные, механические и гидравлические с независимым и зависимым приводом нижней бабы.

Паровоздушный бесшаботный молот с ленточной связью баб.

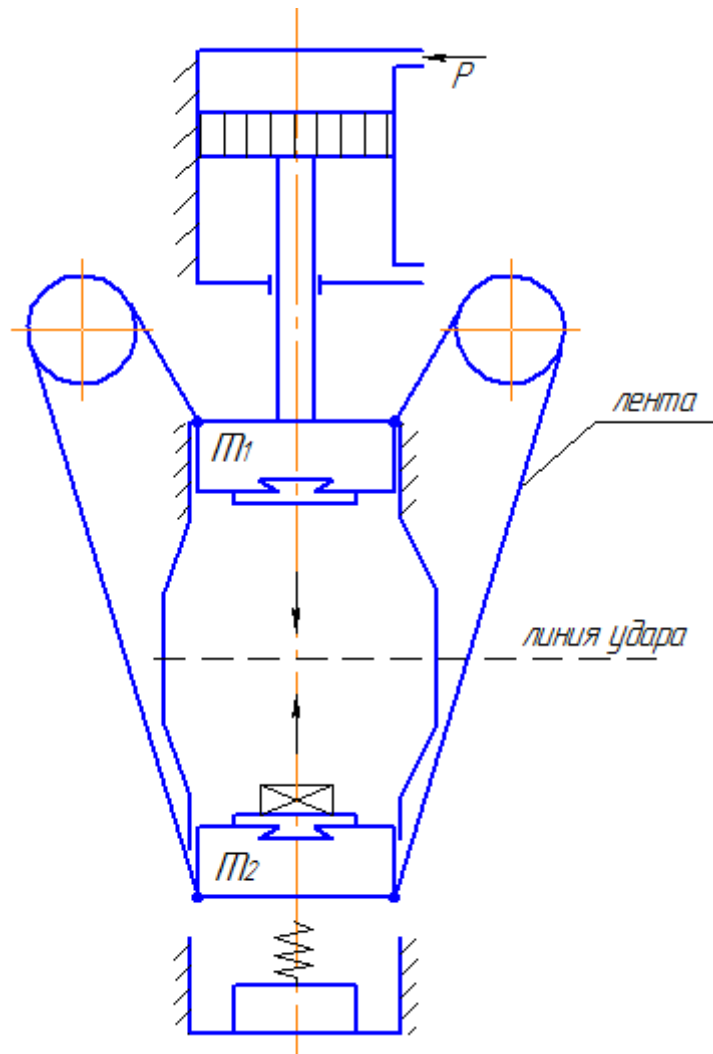


Рисунок 50 - Схема бесшаботного молота с ленточной связью баб

$$m_2 = 1.1 m_1$$

$$m_1 = 5..22.5 \text{ т}$$

$n = 20..30$ шт. – число лент; $\delta = 0,3..0,8$ мм - толщина лент; $B = 120..130$ мм - ширина лент .

Материал лент: Сталь 45А, 50А ; число ударов молота: $n = 80 \text{ мин}^{-1}$.

Достоинства: отсутствие ударного воздействия на фундамент.

Недостатки: перемещение заготовки во времяковки.

6.1 Молот с гидравлической связью баб.

Паровоздушный бесшаботный гидравлический молот представлен на рис.51.

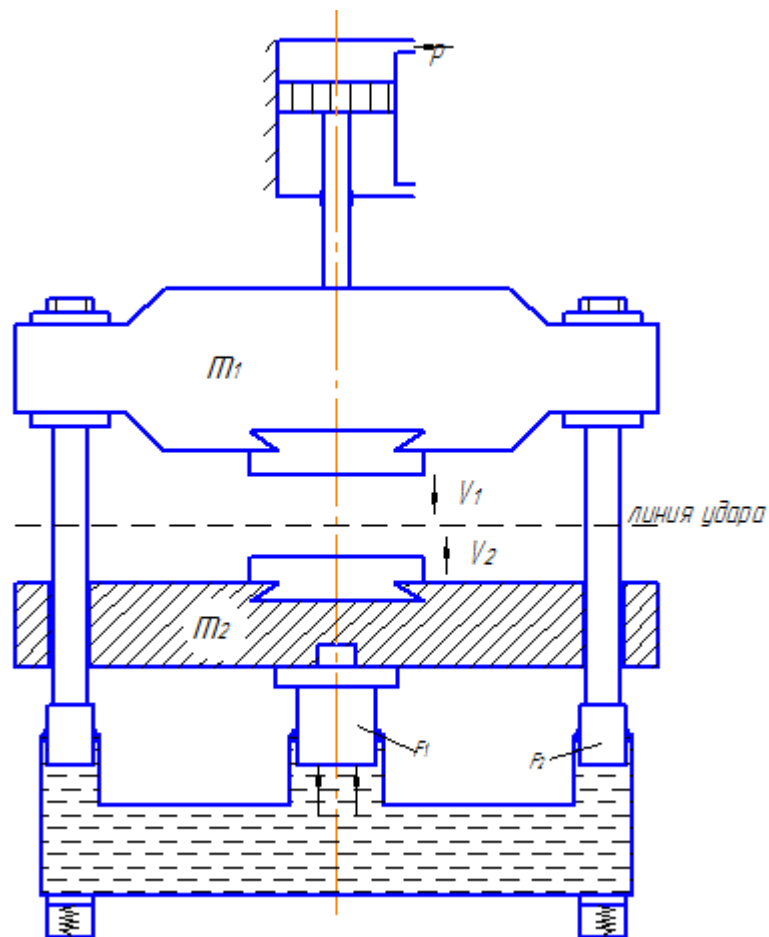


Рисунок 51 - Молот с гидравлической связью баб

$$F_1 \geq 2F_2$$

6.2 Гидравлические и газогидравлические молоты

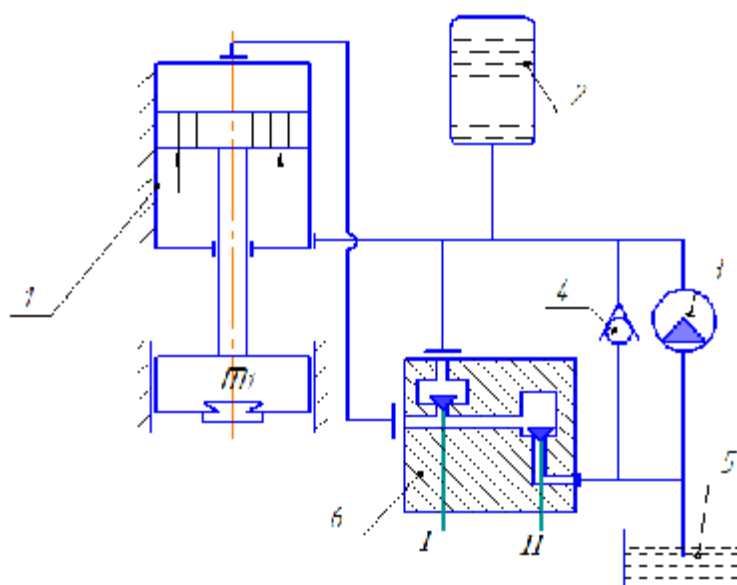


Рисунок 52 - Схема гидравлического молота

1- рабочий цилиндр; 2 - гидравлический аккумулятор; 3 – насос; 4 - предохранительный клапан; 5 - сливной бак; 6 - распределительное устройство.

I –впускной клапан; II – выпускной клапан.

Нижняя полость рабочего цилиндра всегда находится под давлением p , в верхней полости цилиндра может быть давление p , когда срабатывает клапан I, или нет, когда срабатывает клапан II.

Для подъёма бабы срабатывает клапан II и под действием давления в нижней полости поршень перемещается вверх. Для осуществления удара жидкость под давлением подаётся в верхнюю полость цилиндра, (срабатывает клапан I). Ход вниз осуществляется под действием силы тяжести подвижных частей молота m_1 и неуравновешенного давления в цилиндре. Площадь в верхней полости цилиндра больше нижней, поэтому равнодействующая сила давления направлена вниз.

В газогидравлических молотах используется сжатая жидкость и газ (воздух или азот). Жидкость осуществляет подъём подвижных частей молота и сжимает газ. Ход вниз (удар) осуществляется под действием силы тяжести и давления сжатого газа. Применение жидкости при работе молота позволяет повысить его КПД до 30...35%.

6.3 Высокоскоростные молоты

Газовый высокоскоростной молот.

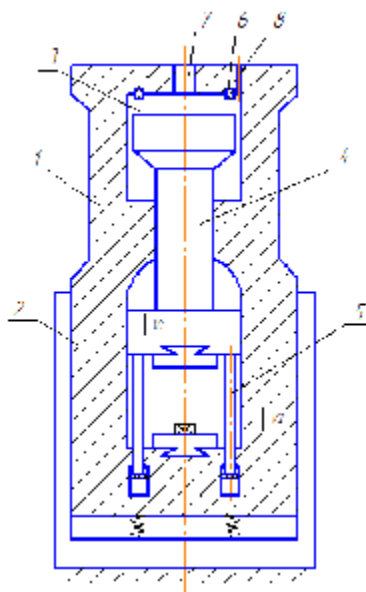


Рисунок 53 - Схема высокоскоростного молота

1-станина; 2-рама; 3-камера сжатия; 4-плунжер; 5-гидроподъёмники; 6-уплотнение; 7-выпускной клапан; 8-канал пополнения утечек.

В камере 3 находится газ (азот), который сжимается до давления

$p=6..11$ МПа , V_1 - скорость удара; V_2 - скорость отдачи

$n=1..12\text{мин}^{-1}$ – частота ударов.

Глава 7

Фундаменты молотов. Расчет молотов

Бывают шаботные и опорные (для бесшаботных) фундаменты.

Масса фундамента для ковочного молота 35кг на 1 кг массы бабы молота.

Масса фундамента для штамповочного молота 165 кг на 1 кг массы бабы молота.

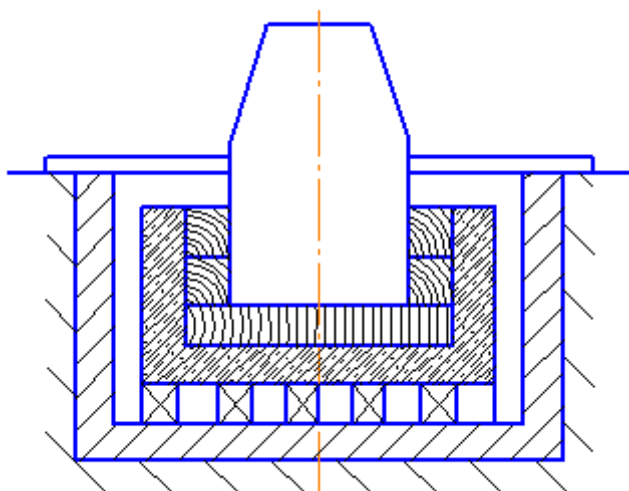


Рисунок 54 - Фундамент молота

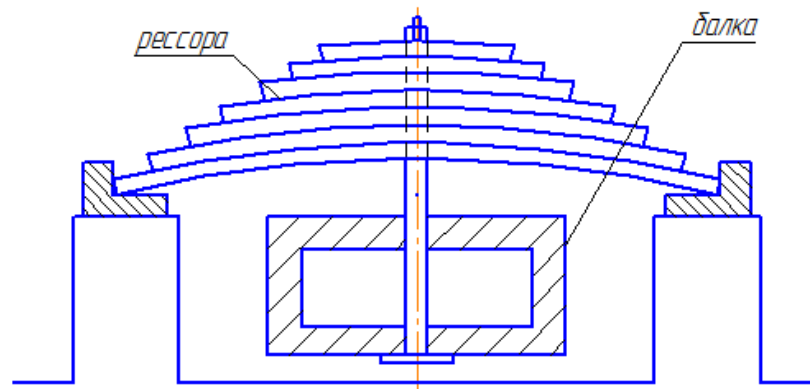


Рисунок 55 - Рессорная подвеска молота

При числе ударов молота 60.. 80 мин⁻¹ частота вынужденных колебаний $\nu_{\text{вн}}=1..1,3$ Гц.

Частота собственных колебаний должна быть $\nu_{\text{собс.}}=5..7,5$ Гц – чтобы не возникло резонанса.

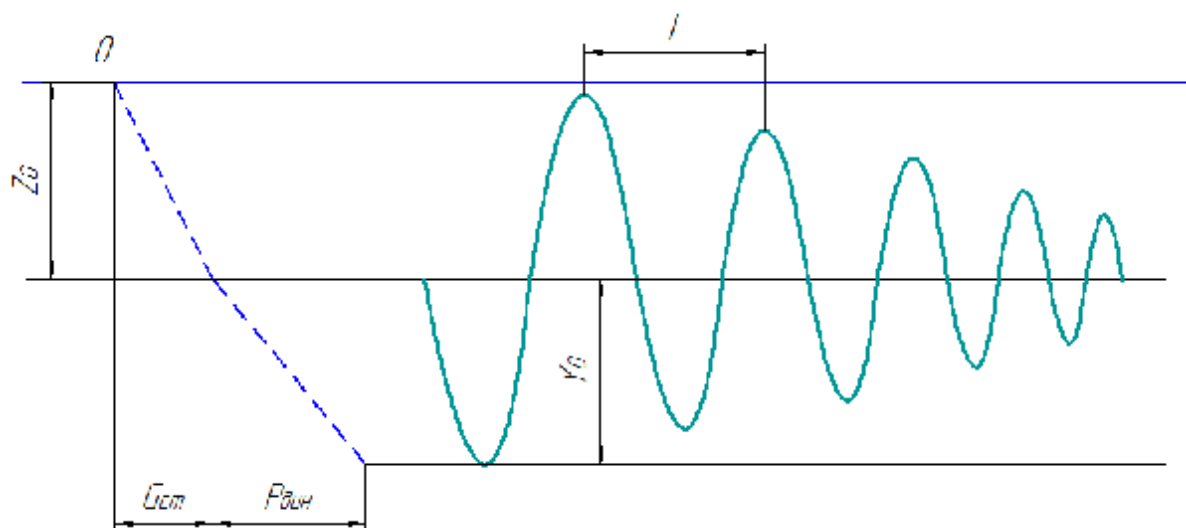


Рисунок 56 - Схема к расчету фундамента молота

Z_0 - осадка грунта (линейная деформация, пропорциональная статической нагрузке $G_{\text{ст}}$); $P_{\text{дин}}$ - динамическая нагрузка; Y_0 - максимальная амплитуда колебаний; T – период.

7.1 КПД молотов

Свежий пар или воздух, поступая в цилиндр имеет давление p и энтальпию (теплосодержание [кДж/кг]) i_0 . Отработавший пар характеризуется давлением p_1 и энтальпией i_1 .

Степень использования входной энергии определяется идеальным термическим КПД

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_1}{i_0}$$

Часть тепла теряется через теплопроводящие стенки, поэтому действительный термический КПД ниже

$\eta'_t = \eta_t \cdot \eta_0$, где η_0 - относительный КПД.

$$\eta_0 = \frac{Q_0 - Q_1}{Q_i}$$

Где Q_0 - количество теплоты, вносимой свежим паром; Q_1 - количество теплоты, уносимой отработанным паром; Q_i - количество теплоты, переходящее в индикаторную работу.

Эффективный КПД молота:

$$\eta_\omega = \eta_t \cdot \eta_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_\omega$$

Где η_m - механический КПД; η_ω - КПД ударного деформирования.

$$\eta_m = T_\omega / A_i$$

Где T_ω - эффективная энергия молота; A_i - индикаторная работа.

$$\eta_\omega = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - \varepsilon^2)$$

Где m_2 - масса шабота, m_1 - масса бабы, ε - коэффициент восстановления скорости при ударе.

$\eta_t = 0.05 \dots 0.06$; $\eta_0 = 0.90 \dots 0.95$; $\eta_m = 0.9$; $\eta_\omega = 0.7$, таким образом, КПД молотов имеет небольшое значение; отработанный энергоноситель можно вторично использовать.

7.2 Проектировочный расчёт молотов

При проектировании молотов задаются параметры: $T_э$, m , H_m , R , p_0 , p_1 , φ_u , φ_0 , а также как:

$T_э$ – энергия; m – масса падающих частей (рабочая масса) и H_m – максимальный ход поршня, определены стандартами. Расчётом определяют основные конструктивные параметры молотов: размерные, силовые и энергетические. Расчёту предшествует изучение технической документации, производственного опыта и экспериментальных исследований молотов. Масса подвижных частей, кинетическая энергия удара, а также размеры, характеризующие штамповое пространство молота, определяются ГОСТом на паровоздушные штамповочные молоты.

7.3 Определение размеров рабочего цилиндра

В результате работы энергоносителя и силы тяжести на перемещение $s_1 = H_m - s_d$ рабочие подвижные части молота развивают кинетическую энергию, необходимую для штамповки:

$$\eta_p \int_0^{s_1} P_H(s) ds = T_э = mv^2/2 = (0.65 \dots 0.75) T_{ГОСТ} = A_d / \eta_d$$

Результирующая сила, действующая на поршень, переменна. На основе предположительной индикаторной диаграммы хода вниз при последовательных ударах начальное значение силы можно определить так:

$$P_{H0} = pS_1 \left[1 - \frac{p_1}{p} \alpha - \frac{p_0}{p} (1 - \alpha) + \frac{mg - R}{pS_1} \right]$$

Поскольку для молотов $m = 1000 \dots 16000$ кг, величина $\frac{mg - R}{pS_1} \ll 1$, то конечное значение этой силы, вследствие сжатия энергоносителя в нижней полости цилиндра, будет отрицательным:

$$P_{н.к.} = pS_1 \left[\frac{p_{к.в.}}{p} \frac{(p + p_0)\alpha}{p} - \frac{p_0}{p} (1 - \alpha) + \frac{mg - R}{pS_1} \right] < 0$$

На основе обработки экспериментальных данных результирующую силу можно аппроксимировать:

$$P_H(s) = P_{H0} [1 - (s/s_1)^x]$$

Выполнив интегрирование уравнения, после необходимых преобразований, получим:

$$\frac{T_3}{P_{H0}H_m} = k_{p.n} = 2 \frac{s_1}{H_m} \left(1 - \frac{1}{x+1} \right) + \left(\frac{s_1}{H_m} \right)^{-x} \frac{1}{x+1} - 1$$

При $s_1/H_m=0.9$ и $x_1=1/2$ левая часть уравнения $k_{p.n} = 0.3$. Подставляя в это уравнение значение P_{H0} , получим необходимую площадь поршня.

$$S_1 = \frac{T_3}{k_{p.n}p \left[1 - \frac{p_1}{p} \alpha + \frac{p_0}{p} (1 - \alpha) + \frac{mg-R}{pS_1} \right] H_m}$$

Приблизенно для стандартных молотов $m=630...16000$ кг,

$$k_m = \frac{mg-R}{pS_1} \cong 0.25 + 4.6 \cdot 10^{-6}m$$

$$k_s = \frac{s_1}{H_m} \cong 0.8 + 5.2 \cdot 10^{-6}m$$

Величина α оказывает слабое влияние на s_1 , но от правильного назначения α зависит быстроходность молота, его производительность, выражаемая произведением nT_3 , нормальная работа во время хода подвижных частей вверх. Необходимо уточнить величину α . Рассмотрим работу всех действующих сил при движении на двух участках хода вверх; чтобы избежать недохода или удара в буферное устройство, необходимо

$$\int_0^{s_1} P_\epsilon(s) ds + \int_{s_1}^{H_m} P_\epsilon(s) ds = 0$$

Начальное значение результирующей силы, действующей на поршень:

$$P_{\epsilon 0} = (p - p_0)\alpha S_1 - p_1 S_1 + p_0(1 - \alpha)S_1 - (mg + R)$$

Конечное значение этой силы при работе последовательными ударами должно равняться начальной результирующей силе при движении вниз:

$$P_{\epsilon k} = P_{H0} = pS_1 - p_1\alpha S_1 - p_0S_1(1 - \alpha) + (mg - R)$$

Изменение результирующей силы можно аппроксимировать:

$$P_\epsilon(s) = P_{B0}[1 - (s_1/s)^y]$$

Выполнив интегрирование уравнения после необходимых преобразований, получим:

$$\left(\frac{1}{y-1}\right)^y = \frac{s_1}{H_m}$$

По данным работы, в которой обобщены также рекомендации для быстроходных молотов с массой подвижных частей $(0.63...16)10^3$ кг, $s_1/H_m = 0.67...0.74$; показатель степени $y \cong 4...6.76$. Подставляя эти значения в уравнение и принимая при определении конечного значения результирующей силы $s = H_m$ получим $|P_{B0}| = k_{p.6}|P_{H0}|$, где $k_{p.6} = 0.252$ и 0.150 для молотов с $m = 630$ кг и 1000 кг. Для приближенных вычислений можно принять $k_{p.6} = 0.252...7.87 \cdot 10^{-6} m$. Подставляя значение в P_{B0} и P_{H0} получим

$$\begin{aligned} (p - p_0)\alpha S_1 - p_1 S_1 + p_0(1 - \alpha)S_1 - (mg + R) \\ = k_{p.6}[pS_1 - p_1\alpha S_1 - p_0 S_1(1 - \alpha) + (mg - R)] \end{aligned}$$

Отсюда после преобразований

$$\alpha = \frac{k_{p.6}(p - p_0) + (p_1 - p_0) + mg/S_1[(1 + R/mg) + k_{p.6}(1 - R/mg)]}{p - 2p_0 + k_{p.6}(p_1 - p_0)}$$

7.4 Особенности расчёта бесшаботных молотов

Кинетическая энергия бесшаботных молотов определяется по выражению

$$T_9 = (m_1 v_1^2 + m_2 V_2^2)/2$$

Для того, чтобы соударение масс произошло на расстоянии, равным половине начального расстояния между ними, необходимо равенство импульсов движения

$$m_1 v_1 = m_2 v_2$$

Это условие соблюдается при проектировании горизонтальных молотов типа импактор. При $m_1 = m_2 = m$ и $v_1 = v_2 = v$ кинетическая энергия молота

$$T_9 = mv^2$$

В большинстве конструкций бесшаботных молотов с ленточным и рычажным механизмом связи ($v = \sqrt{10} = 3.13$ м/с) и численная величина кинетической энергии молота (в Дж) приблизительно равна десятикратной массе, т.е. $T_9 = 10m$.

В вертикальных молотах, чтобы обеспечить возвращение подвижных частей в исходное положение, нижняя масса со штампом должны быть в среднем на 10% больше верхней массы. Это создаёт при одинаковых скоростях в момент удара неравенство импульсов $m_1 v_1 > m_2 v_2$, вызывает движение системы двух масс вверх в момент удара и обеспечивает $v'_1 > v'_2$ в момент, следующий непосредственно за ударом, что ослабляет напряженное состояние механизма связи.

В случае неодинаковых перемещений верхняя и нижняя массы могут быть найдены из условия равенства работ сил тяжести:

$$m_1 g s_1 = m_2 g s_2 \text{ и } m_1/m_2 = s_2/s_1$$

Отношение масс и величины ходов для бесшаботных молотов с независимым и совмещённым приводом составляет 1/3...1/6.

Общая величина ходов двух масс обычно меньше величины хода массы молота с неподвижным шаботом. При этом меньше и число ходов минуту.

Отношение площадей штока и поршня для бесшаботных молотов, по данным Мошина Е.Е., составляет $0.2 \leq (1 - \alpha) \leq 0.5$.

Эффективная кинетическая энергия молота, при впуске верхнего и выпуске нижнего энергоносителя на протяжении всего хода вниз и постоянном давлении верхнего энергоносителя, рассчитывается по выражению

$$T_3 = s_B [p S_1 - p_1 \alpha S_1 + (G_H - G_B) - (R_H + R_B) - p_0 (1 - \alpha) S_1]$$

где p_1 - давление в выпускном трубопроводе; p_0 - атмосферное давление; G_H и G_B - силы тяжести нижней и верхней баб; R_H и R_B - силы трения в направляющих нижней и верхней баб; $(R_H + R_B) \approx 0.1 (G_H + G_B)$; αS_1 - кольцевая площадь поршня.

Возвратный ход верхней массы вверх осуществляется при нажатой педали под действием нижнего энергоносителя, работающего с двумя периодами (впуском и расширением), и силы тяжести нижней бабы. Верхний энергоноситель на протяжении всего хода работает на выпуск. Допускается так же сжатие верхнего энергоносителя для уменьшения избыточной энергии в конечный момент подъёма верхней бабы.

$$P_{B.0} = p \alpha S_1 - G_B - p_1 S_1 - R_H + p_0 (1 - \alpha) S_1 + P'_B = m_B \ddot{x}_B$$

где p - давление свежего энергоносителя в нижней полости; m_B - масса верхней бабы; \ddot{x}_B - ускорение верхней бабы.

Дополнительная сила P'_B , действующая на верхнюю бабу, определяется из выражения

$$P'_B = G_H - R_B - m_H \ddot{x}_H$$

Подставляя это выражение в уравнение, получим

$$p\alpha S_1 - p_1 S_1 + p_0(1 - \alpha)S_1 + (G_H - G_B) - (R_H + R_B) = m_B \ddot{x}_B + m_H \ddot{x}_H$$

где $(R_H + R_B)$ - сила трения в направляющих и механизме связи. Эта сила для молотов с механизмом связи ленточным составляет $0.22G_H$, с рычажным - $0.2G_H$, и с гидравлическим $0.6G_H$, а для импакторов - $0.1G_H$.

Каждая масса бесшаботных молотов, энергия которых эквивалентна энергии удара шаботных штамповочных молотов, примерно в 2 раза больше массы обычного штамповочного молота с неподвижным шаботом вследствие разницы в скоростях. Однако общая масса конструкции бесшаботных молотов значительно меньше массы обычных штамповочных молотов, т.к. отсутствует шабот, масса которого была бы в 20-25 раз больше массы бабы.

Глава 8

Винтовые машины

Винтовой называются машины у которой преобразование кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс в работу пластического деформирования осуществляется с помощью винтового рабочего механизма.

Работа привода $A_{пр}$ преобразуется в эффективную энергию $T_э$, а затем в работу деформации.

$$T_э = T_\omega + T_v = \frac{I\omega^2}{2} + \frac{mV^2}{2}$$

I - момент инерции вращающихся масс с угловой скоростью ω .

m - масса поступательно движущихся частей со скоростью V .

$$T_\omega = (0,75...0,80)T_э$$

$$T_v = (0,20...0,25)T_э$$

В винтовых машинах перед ударом привод отключается.

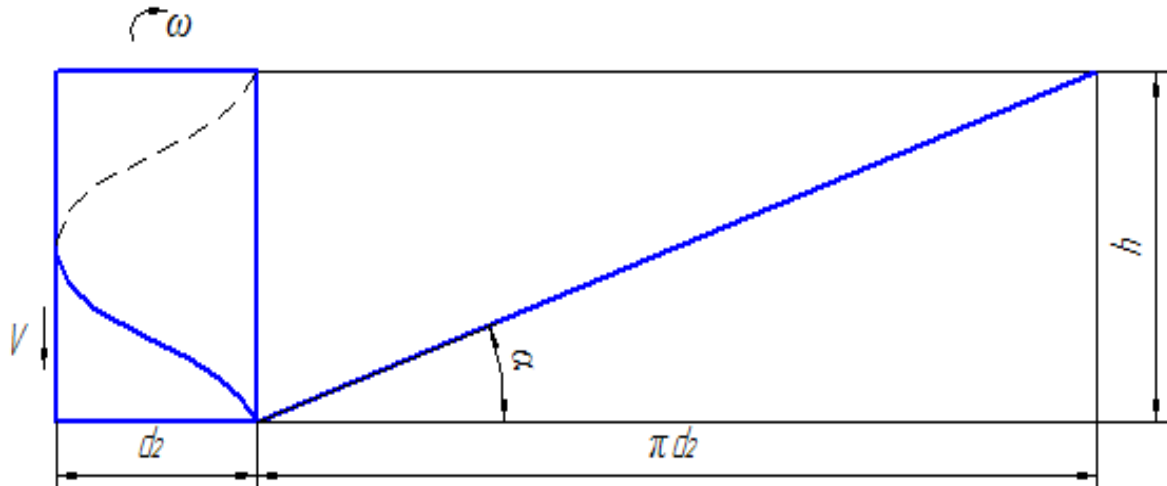


Рисунок 57 - Развертка винтовой линии

d_2 - средний диаметр резьбы; h – ход винтовой линии; α - угол подъема винтовой линии.

$$\frac{V}{\omega} = \frac{h}{2\pi}; \quad V = \omega \frac{h}{2\pi} = \omega \frac{\pi d_2 \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} = \omega \frac{d_2 \operatorname{tg} \alpha}{2}$$

$$\omega = V \frac{2\pi}{h} = V \frac{2}{d_2 \operatorname{tg} \alpha}$$

$$T_3 = \frac{I\omega^2}{2} + \frac{m}{2}\omega^2 \frac{d_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} = \frac{\omega^2}{2} \left(I + \frac{m d_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} \right) = I_{np} \frac{\omega^2}{2}$$

$$T_3 = I \frac{V^2 4}{2 d_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{m V^2}{2} = \frac{V^2}{2} \left(\frac{4I}{d_2^2 \operatorname{tg}^2 \alpha} + m \right) = m_{np} \frac{V^2}{2}$$

Здесь I_{np} - приведенный момент инерции, m_{np} - приведенная масса.

8.1 Классификация винтовых машин.

В зависимости от кинематики главного исполнительного механизма винтовые машины бывают:

- 1) с вращающимся шпинделем;
- 2) шпинделем совершающим винтовое движение;
- 3) с поступательно движущимся шпинделем.

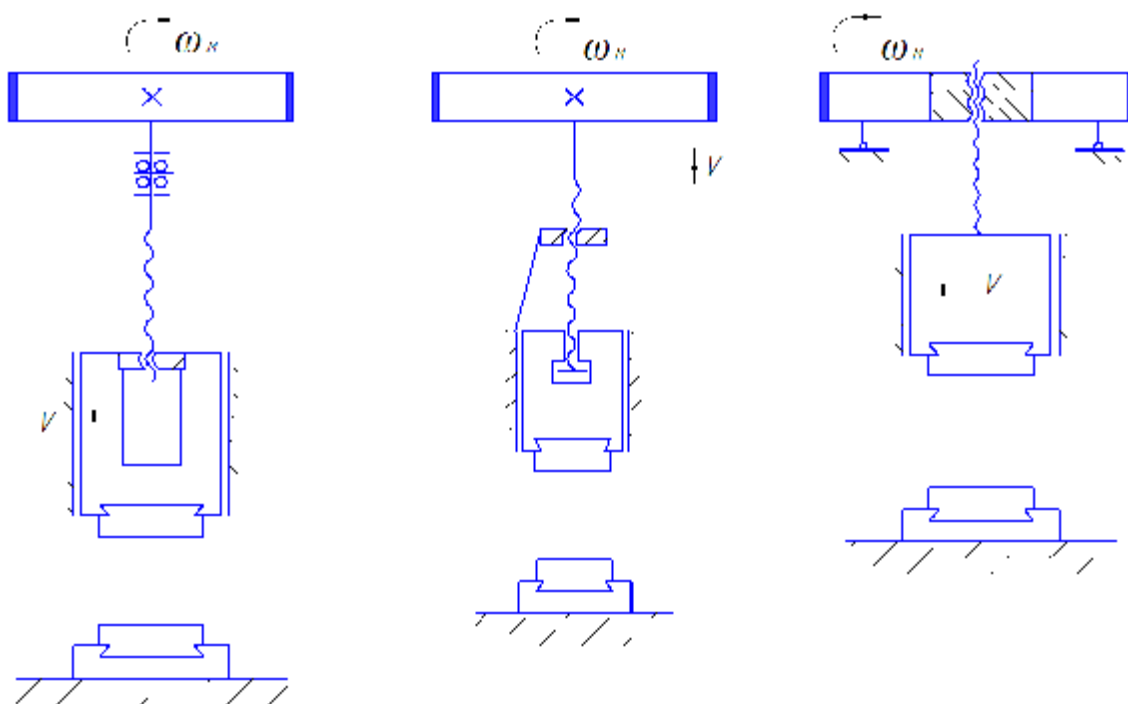


Рисунок 58 - Схема винтового пресса

Привод винтовых машин бывает:

- 1) Механический: фрикционный или зубчатый;
- 2) электрический: дугостаторный или кругостаторный;
- 3) гидравлический: цилиндрический или гидромоторный.

8.2 Конструктивные схемы винтовых машин

Винтовой фрикционный пресс

Недостаток – проскальзывание и интенсивный износ фрикционной поверхности, особенно при подъёме.

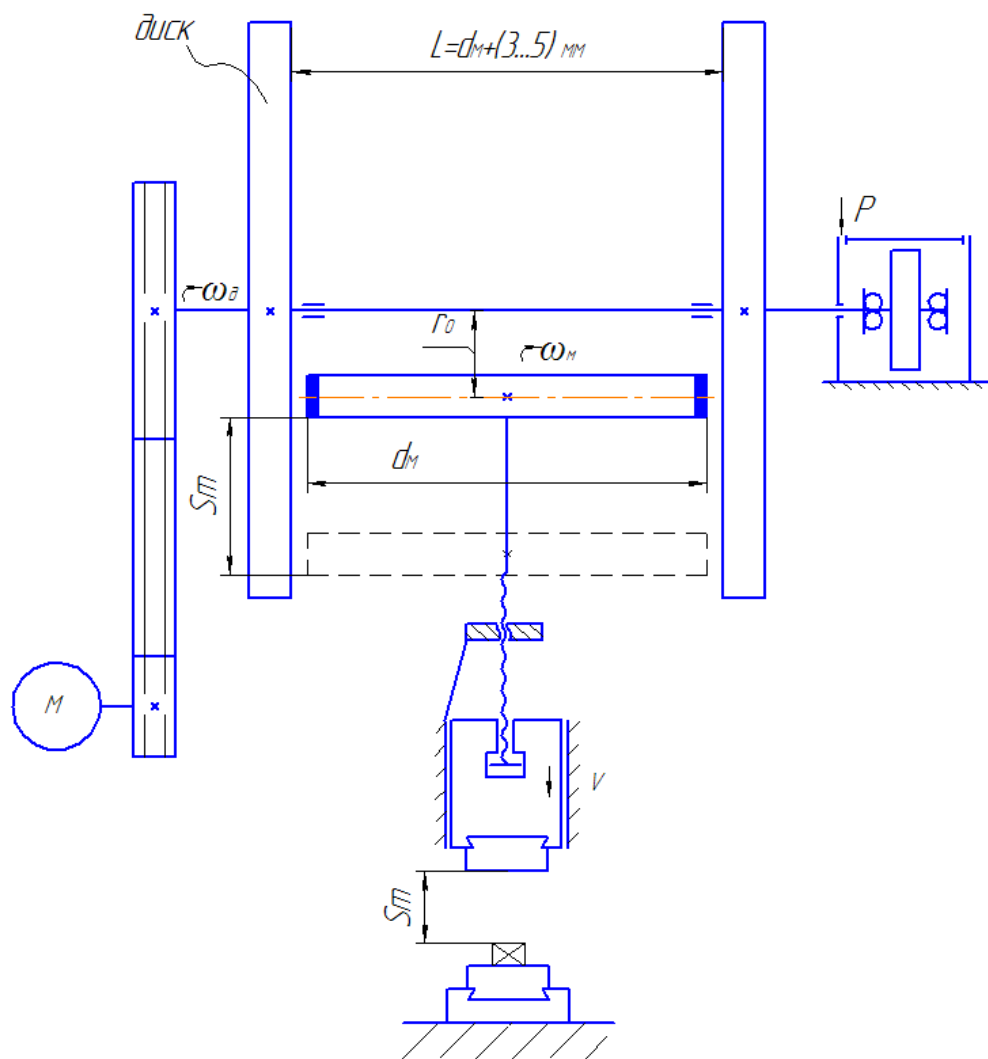


Рисунок 59 - Схема фрикционного винтового пресса

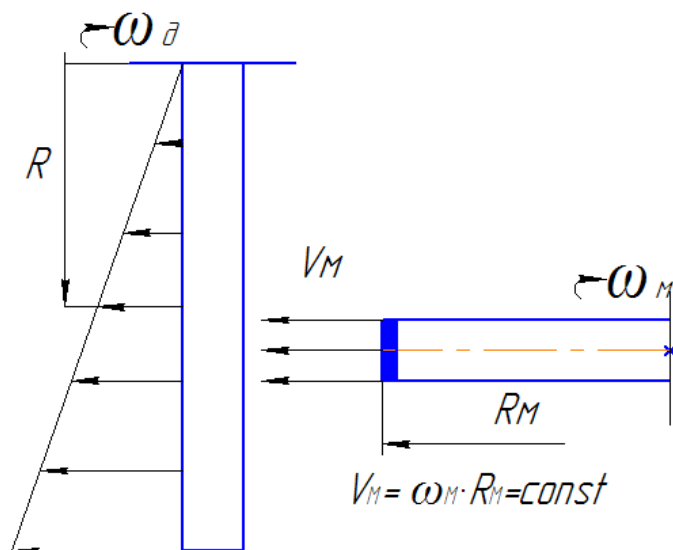


Рисунок 60 - График изменения скорости на диске и маховике

$$V_d = \omega_d R$$

Трёхдисковый винтовой фрикционный пресс

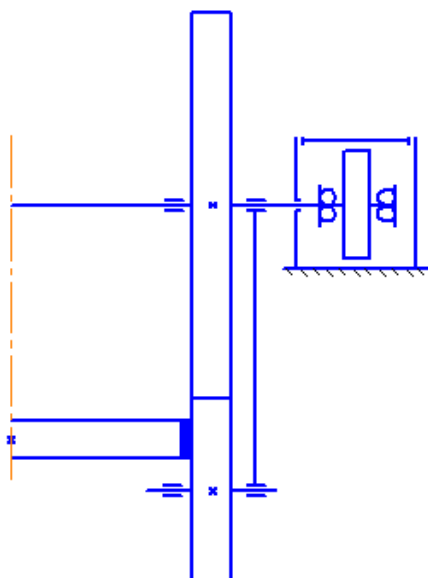


Рисунок 61 - Схема привода маховика

Винтовой пресс с зубчатым приводом

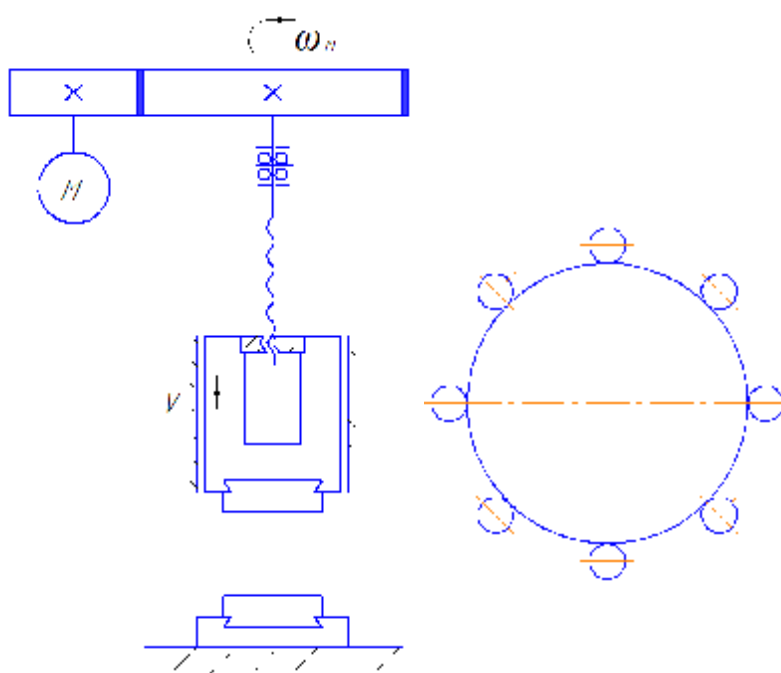


Рисунок 62 - Схема винтового пресса с зубчатым приводом

$N_{эд}=250$ кВт

$n_{эд}=600$ [мин⁻¹]

КПД - $\eta=0.85$

$n=2..6$

Электровинтовые прессы

Имеют безредукторный привод, маховик является ротором, а стартор бывает замкнутый (круговой) или разомкнутый (дуговой).

Круговой

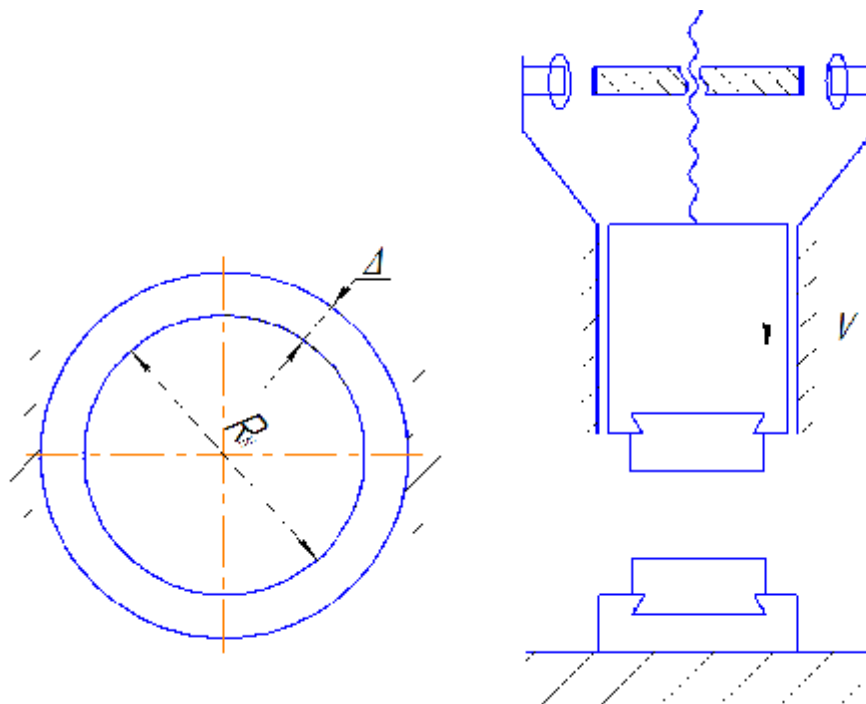


Рисунок 63 - Схема электровинтового пресса с круговым статором
для кругового статора $\eta=0,4..0,45$

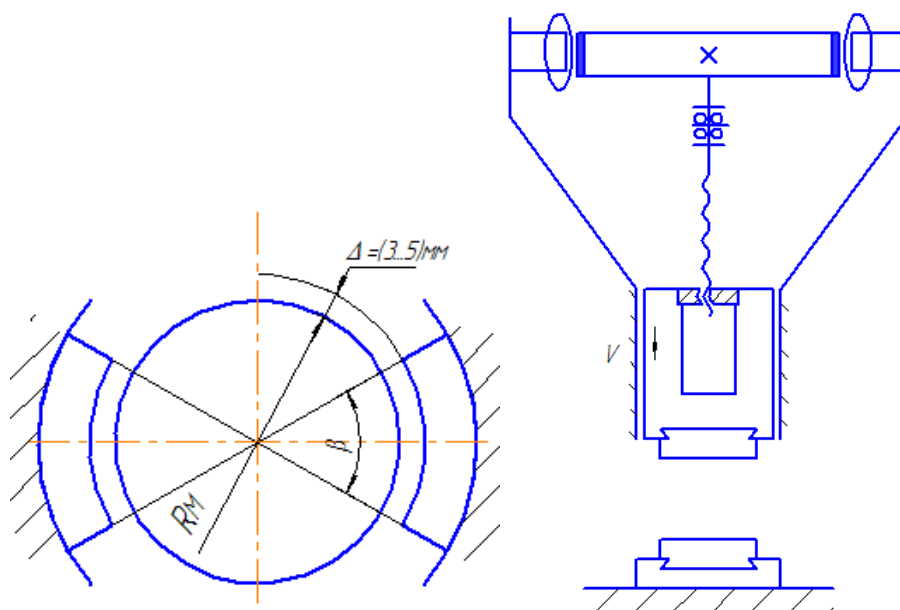


Рисунок 64 - Схема электровинтового пресса с дугостаторным
приводом

для дугового статора $\eta=0,35..0,4$

$$\omega_0 = \frac{\nu}{\pi} \cdot \frac{\beta}{2\pi}$$

ω_0 – угловая скорость вращения;

$\nu=2\pi\nu_1$ – угловая частота;

ν_1 – частота электрического тока – 50 Гц;

π – число пар полюсов;

β – угол обхвата ротора статором;

$n_0=30\omega_0/\pi$ – синхронная частота вращения.

Гидровинтовые прессы

Различают гидроцилиндровый и гидромоторный привод

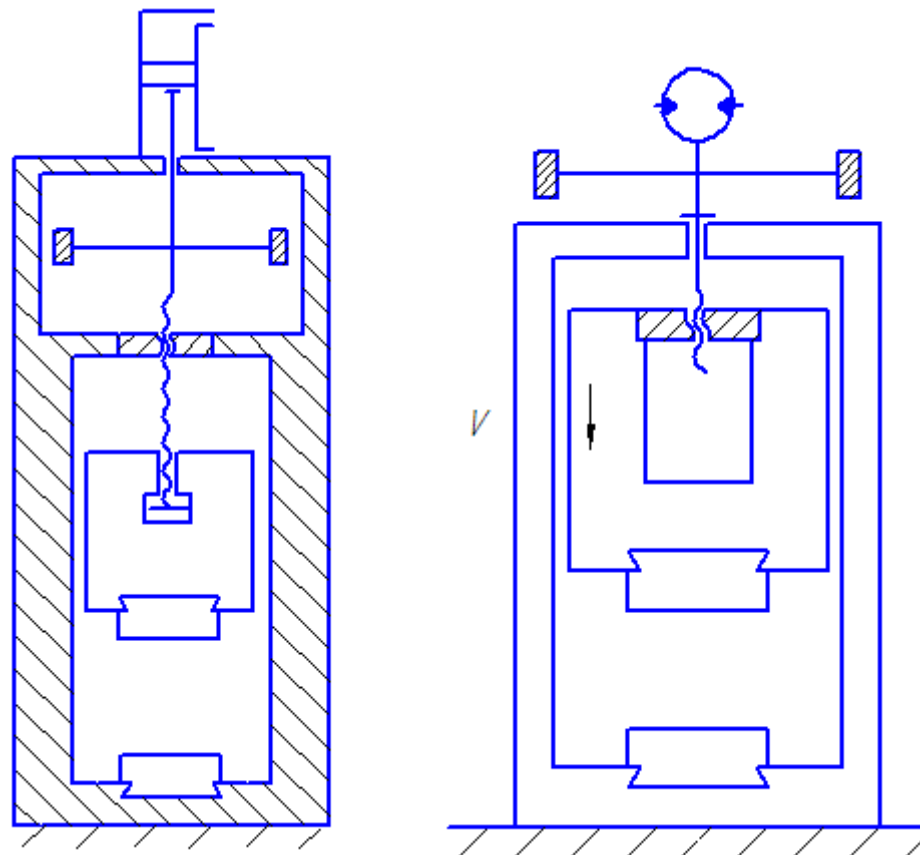


Рисунок 65 - Схемы гидровинтовых прессов

В таких винтах резьба несамотормозящаяся.

8.3 Основные параметры винтовых машин

1. Номинальное и допускаемое усилие

Кинетическая энергия $T_э$ рабочих частей расходуется на полезную работу пластического деформирования A_d , упругую деформацию деталей пресса, штампа и поковки A_y , преодоление сил трения A_t , а в случае перегрузки на работу предохранительного устройства A_p .

$$T_э = A_d + A_y + A_t + \sigma A_p.$$

Где σ – единичная функция; при работе без предохранителя и при усилии на ползуне меньшим усилия предварительной затяжки предохранителя $\sigma=0$, в остальных случаях $\sigma=1$.

В свою очередь $A_y = P\delta/2 = P^2/2c$

Где P – усилие деформирования; δ – суммарная упругая деформация пресса и штамповой оснастки; $c = P/\delta$ – жёсткость системы машина-штамп в направлении движения ползуна.

$$c = (0.15 \dots 0.20) \sqrt{P_n} \quad (c - [\text{МН/м}, P_n - [\text{МН}])$$

$$A_t = (1 - \eta_m) T_э \quad (\eta_m - \text{механический КПД})$$

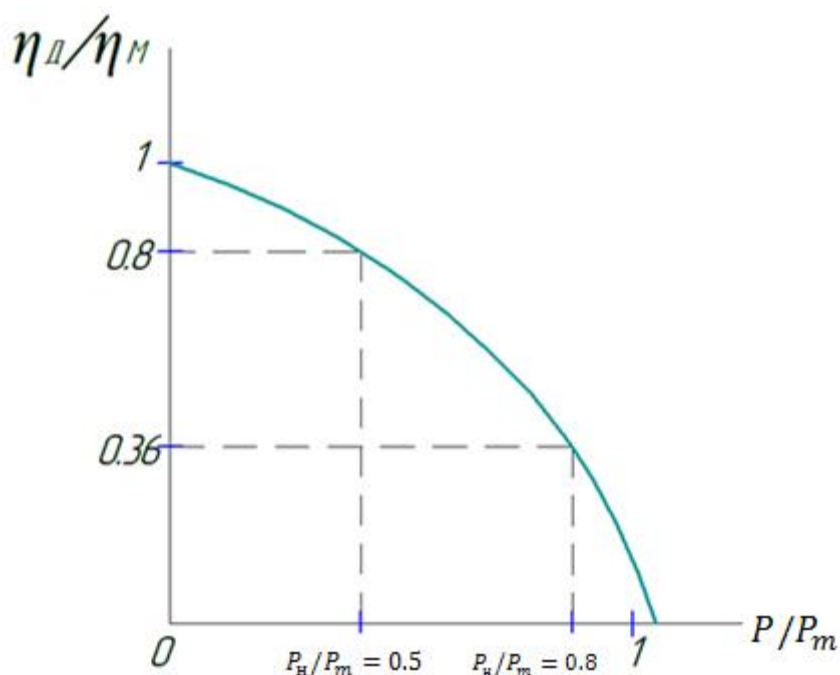
$$\begin{aligned} P &= \sqrt{A_y 2c} = \sqrt{2c(T_э - A_d - A_m - \sigma A_n)} \\ &= \sqrt{2c(T_э - A_d - T_э + \eta_m T_э - \sigma A_n)} \\ &= \sqrt{2c(\eta_m T_э - A_d) - 2c\sigma A_n} \end{aligned}$$

При $A_d = 0$ (удар производится без поковки) $\sigma=0$ (предохранитель не срабатывает) усилие будет максимальным $P_m = \sqrt{2c\eta_m T_э}$

Отношение $\frac{P}{P_m} = \sqrt{1 - \frac{A_d}{\eta_m T_э}} = \sqrt{1 - \frac{\eta_d}{\eta_m}}$ (здесь $\eta_d = \frac{A_d}{T_э}$ – КПД деформирования).

При $\frac{P}{P_m} = 1 \frac{\eta_d}{\eta_m} = 0$ и при $\frac{P}{P_m} = 0 \frac{\eta_d}{\eta_m} = 1$

Зависимость КПД деформирования от усилия имеет следующий вид



Для винтовых машин номинальным усилием условно считается усилие $P_n = P_m/2$ при котором $\frac{\eta_d}{\eta_m} = 0.8$, штамповка с усилием, большим номинального приводит к снижению КПД деформирования. Обычно допускаемым усилием считается $P_{доп} = 1.6P_n = 0.8P_m$ при котором отношение $\frac{\eta_d}{\eta_m} = 0.36$

Ряды номинальных усилий устанавливаются на основе предпочтительных чисел, для винтовых прессов это ряд R5 со знаменателем 1.6.

2. Эффективная энергия

Кинетическая энергия переходит в работу деформирования поковки

$$T_{\partial} = \frac{A_{\partial}}{\eta_{\partial}} = \frac{\varphi S_{\partial} P_n}{\eta_{\partial}}$$

где η_{∂} - КПД деформирования (при чеканке-калибровке $\eta_{\partial} = 0.45 \dots 0.50$; осадке-высадке $\eta_{\partial} = 0.75 \dots 0.85$; объёмной штамповке $\eta_{\partial} = 0.6 \dots 0.7$); φ – коэффициент заполнения диаграммы (при объёмной штамповке деталей средней сложности без элементов, получаемых выдавливанием $\varphi = 0.16 \dots 0.19$; при штамповке сложных элементов,

получаемых выдавливанием $\varphi=0.26...0.32$); S_d - абсолютная деформация поковки в направлении движения инструмента; P_n – номинальное усилие.

Если известна работа деформирования, то эффективную энергию можно определить:

$$T_{\text{э}} = (A_d + \frac{P^2}{2c}) / \eta_m$$

3. Наибольший ход ползуна

$$S_m = S_p + S_d$$

Где S_p – путь необходимый для разгона рабочих частей, т.е. для получения кинетической энергии

$$S_p = \frac{T_{\text{э}} h}{2\pi M_k \eta_p}$$

здесь h – ход винтовой линии; M_k - крутящий момент привода; η_p - КПД разгона ($\eta_p = 0.7 ... 0.8$).

4. Удельная энергоёмкость

Это расход энергии из сети в течение одного машинного цикла $t_m=60/n$ (n – число ударов в минуту), отнесённый к эффективной энергии

$$K_{\text{э}} = \frac{N_{\text{эд}} t_m}{\eta_{\text{эд}} T_{\text{э}}} = \frac{N_{\text{эд}} 60}{\eta_{\text{эд}} T_{\text{э}} n}$$

Где $N_{\text{эд}}$, $\eta_{\text{эд}}$ - это среднецикловая мощность и КПД электродвигателя.

В винтовых фрикционных и гидровинтовых прессах применяют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, работающие в установившемся режиме $\eta_{\text{эд}} = 0.80 ... 0.85$; в электровинтовых прессах используются специальные электродвигатели, работающие в переходном пусковом режиме. КПД электродвигателя с круговым статором $\eta_{\text{эд}} = 0.40 ... 0.45$, а с дуговым статором $\eta_{\text{эд}} = 0.35 ... 0.40$.

8.4 Винтовой рабочий механизм

Конструкция, материалы и КПД.

Винты изготавливаются цельными или пустотелыми (за рубежом – пустотелые), из стали 40Х, 40ХНМА, 35ХНМА.

Гайки составные: резьбовая часть БрАЖ 9–4, БрОФ 10-1, АСЧ -1, рубашка, как правило, стальная.

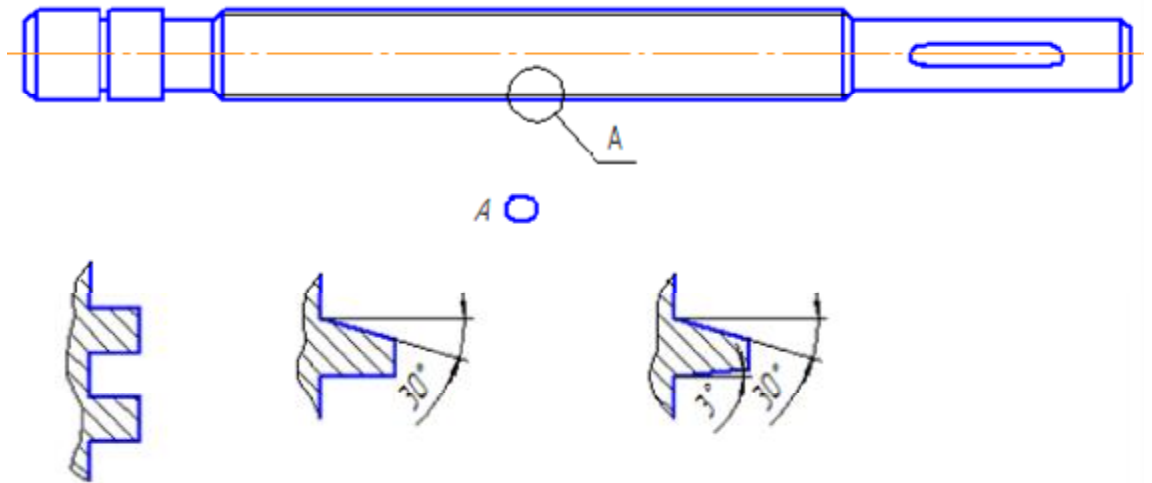


Рисунок 66 - Рабочий винт

КПД винтовой пары при холостом ходе $\eta_0 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}$

При рабочем ходе $\eta_0 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$

где α – угол подъёма винтовой линии

ρ – угол трения

$$\rho = \operatorname{arctg} f$$

При трении сталь-бронза: $f = 0,05 \dots 0,06$

Если опорная поверхность витка наклонена под угол β , то $\rho = \operatorname{arctg}(f / \cos \beta)$

$$\frac{f}{\cos \beta} = f'$$

f' – приведенный коэффициент трения

Оптимальный угол трения подъёма винтовой линии: $\alpha_{\text{опт}} = 12 \dots 16^\circ$

обычно используется $\alpha = 12^\circ 30'$.

Для выбора оптимального угла наклона винтовой линии необходимо учитывать затраты на электроэнергию и материалы. Из формулы для определения КПД видно, что с ростом угла подъёма увеличивается КПД винтовой пары, следовательно снижаются затраты на электроэнергию $S_э$, однако увеличиваются затраты на материалы S_m . При заданной скорости движения ползуна V угловая скорость вращения винта ω определяется по формуле:

$$\omega = V \frac{2}{d_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

Из формулы видно, что с ростом угла α снижается ω . Кинетическая энергия вращательного движения $T_\omega = I\omega^2/2$, доля которой в эффективной энергии пресса составляет 75-80%, т.е. $T_\omega = (0.75 \dots 0.80) T_э$, поэтому необходимо увеличивать момент инерции вращающихся частей I , т.е. необходимо увеличить массу маховика, что требует дополнительных затрат на материалы. Винт испытывает деформацию кручения, касательное напряжение при кручении определяется по формуле:

$$\tau = \frac{0.5 P_n d_2 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{0.2 d_2^3}$$

Следовательно с ростом α увеличивается τ , поэтому необходимо увеличивать d_2 , т.е. увеличиваются затраты на материал для изготовления винта. Суммарные затраты на материалы S_m с ростом угла α увеличиваются, что видно из графика. Общие затраты на электроэнергию и материалы S имеют минимум при угле $10-13^\circ$ (см. график).

Оптимальный угол подъёма винтовой линии находится в пределах $10-13^\circ$, обычно для винтовых машин принимают $\alpha = 12^\circ \dots 12^\circ 30'$, при этом КПД винтовой пары $\eta_в = 0.76 \dots 0.81$.

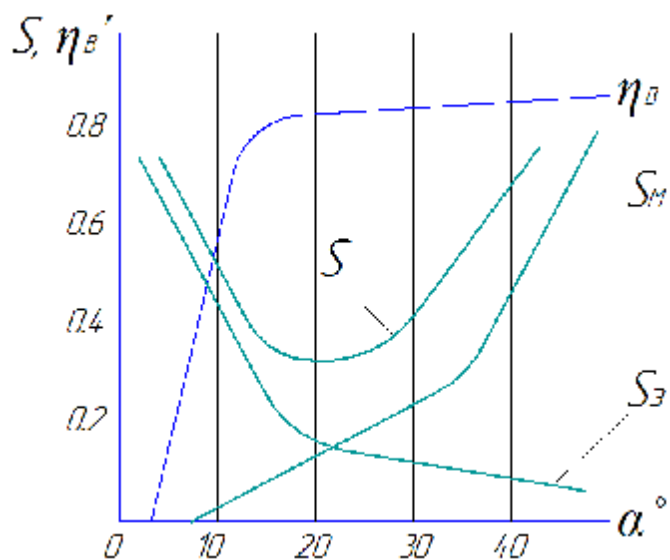


Рисунок 67 - Графики к выбору угла подъема винтовой линии

8.5 Расчёт винтов

Винты с винтовым движением испытывают деформацию кручения на участке от маховика до гайки и деформацию сжатия на участке от гайки до ползуна (см.рис.68).

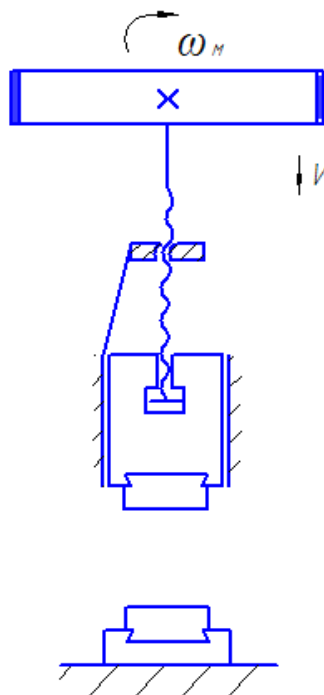


Рисунок 68 - Схема к расчету винта с винтовым движением

Напряжение сжатия в винте определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{P_n}{\pi d_2^2 / 4} \leq [\sigma]$$

Напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_p}{0.2d_2^3} = \frac{0.5P_n d_2 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{0.2d_2^3} = \frac{2.5P_n d_2 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{d_2^2} \leq [\tau]$$

В этих формулах P_n - номинальное усилие, d_2 - средний диаметр резьбы винта, M_p - момент в резьбе, α - угол подъема в винтовой линии, ρ - угол трения ($\rho = \operatorname{arctg} f$, f - коэффициент трения в резьбе). Обычно $\alpha - \rho < 16^\circ$, поэтому для определения диаметра d_2 используется условие прочности на сжатие, из которого следует что:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4P_n}{\pi[\sigma]}} = 1.15 \sqrt{\frac{P_n}{[\sigma]}}$$

Для стали, наиболее распространённой при изготовлении винтов 40ХН, $[\sigma] = 135 \text{ МПа}$, формула имеет следующий вид $d_2 = 0.1\sqrt{P_n}$.

В формуле P_n [Н], d_2 [мм].

Если $\alpha - \rho > 16^\circ$, расчёт ведут по напряжениям кручения.

Винты с вращательным движением испытывают сжатие на участке от подшипников до гайки и кручение от маховика до гайки, т.е. участок винта от подшипников до гайки испытывает совместное действие сжатия и кручения (см.рис.69)

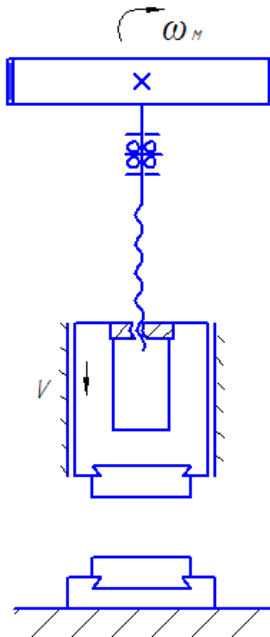


Рисунок 69 - Схема к расчету винта с вращательным движением

Совместное действие сжатия и кручения требует расчёта по эквивалентным напряжениям: $\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$.

Напряжение сжатия определяется по формуле: $\sigma = \frac{P_n}{\pi d_2^2/4}$, а напряжение кручения: $\tau = \frac{2.5P_n d_2 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{d_2^3}$. Из условия прочности определяется диаметр d_2 , при $\alpha - \rho = 12^\circ 30' - 3^\circ = 9^\circ 30'$, при этом:

$$d_2 = 1.46 \sqrt{\frac{P_n}{[\sigma]}}$$

Для стали 40ХН, $d_2 = 0.127 \sqrt{P_n}$.

Следовательно винты с вращательным движением должны иметь диаметр примерно на 25% выше, чем винты с винтовым движением.

8.6 Проектировочный расчёт винтовых прессов

Расчёт фрикционных винтовых прессов

При проектировании, согласно ГОСТ 713-81, заданы $P_n, T_{\text{э}}, s_m, n, V$, площади стола, ползуна и др.; требуется определить размеры винта, гайки, маховик, дисков, высоту ползуна, угловую скорость и мощность электродвигателя.

Средний диаметр резьбы винта можно определить по формуле:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4P_n}{\pi[\sigma]}} = 1.15 \sqrt{\frac{P_n}{[\sigma]}}$$

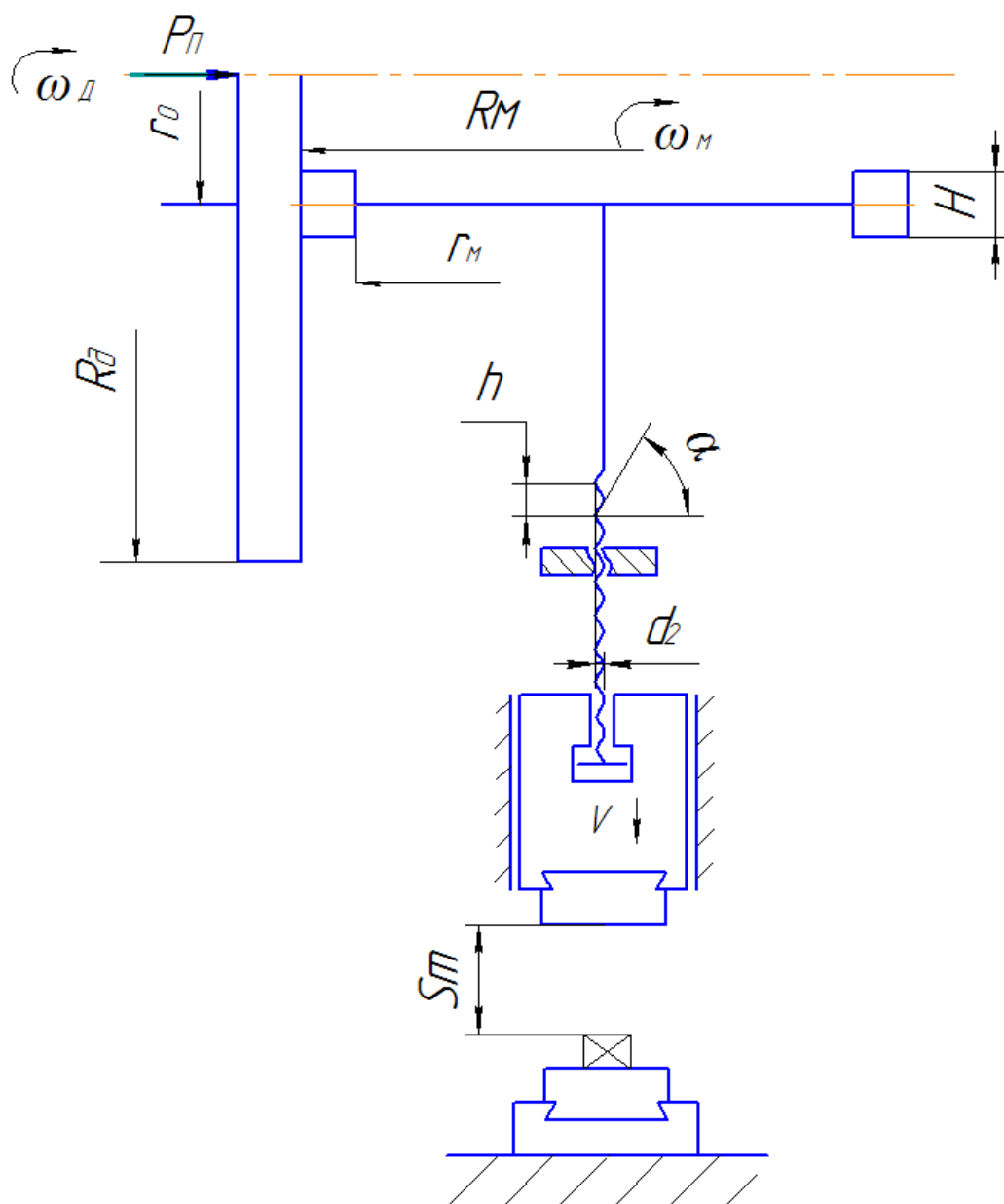


Рисунок 70 - Схема к расчету фрикционного винтового прессы

Угол подъёма резьбы винта можно определить из рекомендаций $\alpha_{opt} \cong 10 \dots 13^\circ$. Из основного конструктивного уравнения

$$M_n \varphi_m \eta_n \eta_s = T_g = \left(m \frac{V^2}{2} + J \frac{\omega^2}{2} \right) = \frac{A_d}{\eta_d}$$

можно определить средний крутящий момент, передаваемый приводными дисками, и усилия нажатия дисков P_0 :

$$M_n = P_n f R_M = \frac{T_9}{\varphi_m \eta_n \eta_s} = \frac{T_9 d_2 \operatorname{tg} \alpha}{2 s_m \eta_n \eta_s}$$

$$P_n = T_9 d_2 \operatorname{tg} \alpha / (2 f R_M s_m \eta_n \eta_s)$$

Где P_n - усилие нажатия диска на маховик; f – коэффициент трения диска и фрикционных накладок маховика; φ_m - максимальное угловое перемещение маховика ($\varphi_m = \frac{s_m}{h} 2\pi = \frac{2s_m}{d_2 \operatorname{tg} \alpha}$); R_M - радиус маховика, $R_M \approx 2s_m$; η_n - КПД фрикционного передаточного механизма, для дискового пресса во время разгона рабочих частей вниз $\eta_n \approx 0.6$; η_s - КПД винта.

Принимая $m \frac{V^2}{2} \cong (0.2 \dots 0.25) T_9$ и $J \frac{\omega^2}{2} \approx (0.80 \dots 0.75) T_9$, можно определить массу ползуна и других линейно перемещающихся деталей:

$$m_1 \approx (0.4 \dots 0.5) T_9 / V^2$$

И осевой момент инерции маховика и других вращающихся деталей

$$I_1 = (1.6 \dots 1.5) T_9 / \omega^2,$$

Где $V = \omega \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \alpha$ – линейная скорость рабочих частей в конце разгона, $V = 0.6 \dots 0.9$ м/с.

Момент инерции винта

$$I_B = \int_0^{d_2/2} m_B r dr = m_B d_2^2 / 8$$

Момент инерции маховика можно определить как для кольца высотой H , наружным и внутренним радиусами R_M и r_M (ρ – плотность материала)

$$I_M \approx I_1 - I_B \approx \int_0^{R_M} m_1 r dr - \int_0^{r_M} m_2 r dr = \rho \pi H (R_M^4 - r_M^4) / 2$$

Среднюю мощность приводного электродвигателя можно определить по формуле, приведённой в работе [2].

Момент инерции двух дисков

$$I_d \approx (4.5 \dots 6) I_M$$

Наружный радиус диска

$$R_d \approx (s_m + r_0) \cong (1.3 \dots 2) s_m$$

Расчёт электровинтовых прессов

При проектировании согласно ГОСТ 713—81 заданы P_n , T_3, s_m , n размеры стола, ползуна и др.; требуется определить размеры винта, гайки, маховика, средний крутящий момент, синхронную угловую скорость, число пар полюсов и другие параметры, необходимые для проектирования и построения механической характеристики специального электродвигателя для привода пресса.

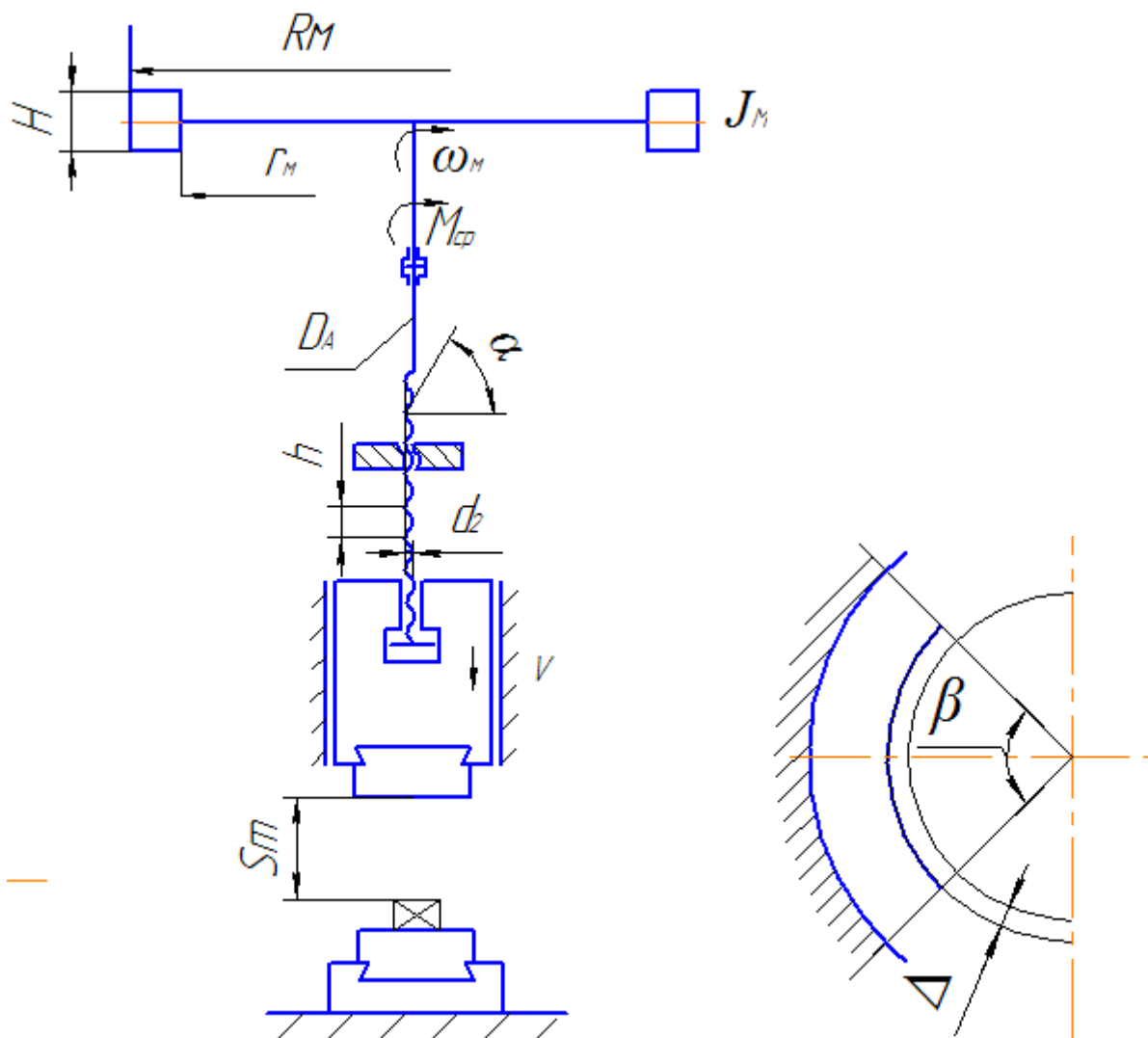


Рисунок 71 - Схема к расчету электровинтового пресса

Из основного конструктивного уравнения средний крутящий момент электродвигателя

$$M_{cp} = \frac{T_3}{k_p \varphi_m \eta_{\text{ш}} \eta_{\text{б}}} = \frac{T_3 d_2 \tan \alpha}{k_p 2 s_m \eta_{\text{ш}} \eta_{\text{б}}}$$

Где φ_m -наибольшее угловое перемещение маховика, $\varphi_m = 2s_m/(d_2 \operatorname{tg} \alpha)$; k_p -коэффициент использования наибольшего перемещения для разгона, $k_p = (0.6 \dots 0.7)$; $\eta_{\text{д}}$ - средний КПД электродвигателя при разгоне, $\eta_{\text{д}} \cong 0.30 \dots 0.35$; $\eta_{\text{в}}$ - КПД винтового механизма. Пусковой момент электродвигателя должен быть $M_p \approx 1.8M_{\text{ср}}$. Массу m и момент инерции I рабочих частей можно найти из предыдущей главы, а затем принимая минимальные значения для m и максимальные для I , а затем определить моменты инерции винта и маховика.

Требуемую наибольшую угловую скорость маховика найдём из:

$$\omega_m = \sqrt{1.6T_{\text{э}}/I}$$

а требуемую номинальную угловую скорость электромагнитного поля статора электродвигателя по формуле:

$$\omega_0 = \omega_m/(1 - \varepsilon)$$

Где ε - номинальное скольжение электродвигателя, $\varepsilon = 0.12 \dots 0.2$. Эта скорость зависит от круговой частоты электрического тока ν , числа пар полюсов Π и угла охвата статора β .

$$\omega_0 = \frac{\nu \beta}{\Pi 2\pi}$$

Откуда необходимое число пар полюсов для кругового статора ($\beta = 2\pi$)

$$\Pi = \nu(1 - \varepsilon)/\omega_m$$

Требуемый угол охвата двумя дугами статора для дугостаторного пресса:

$$\beta = 2\pi\omega_m\Pi/[\nu(1 - \varepsilon)]$$

Где ν - круговая частота электрического тока,

$$\nu = 2\pi\nu_1 = 2\pi \cdot 50 = 314 \text{ с}^{-1}, \text{ где } \nu_1 = 50 \text{ Гц}$$

Среднюю требуемую мощность электродвигателя во время разгона рабочих масс вниз:

$$N_{\text{ср}} = M_{\text{ср}}\omega_0 = \frac{T_{\text{э}}d_2\operatorname{tg} \alpha \cdot \nu\beta}{k_p 2s_m \Pi \eta_{\text{д}} \eta_{\text{в}} \cdot 2\pi}$$

Для электродвигателей с круговым и дуговым статорами одинаковой мощности:

$$M^0/M^\sim = w^\sim/w^0 = \beta/(2\pi)$$

Где M^0 и M^\sim - номинальные крутящие моменты с круговым и дуговым статорами.

Для электровинтовых прессов без уравнивателей массы ползуна электродвигатель следует выбирать по средней мощности, требуемой для возвратного хода рабочих частей, которая обычно в 1.5-2 раза больше, чем N_{cp} . Средняя выходная мощность электродвигателя:

$$N \geq N_{cp}/(1 - s_f)$$

Где s_f суммарные относительные потери мощности в роторе-маховике, для дугостаторного электродвигателя, по данным П.А. Фридкина,

$$s_f = 0.15 \dots 0.17$$

Активная средняя мощность, потребляемая электродвигателем из сети:

$$N_a = N/\cos\varphi = N_{cp}/[(1 - s_f)\cos\varphi]$$

Где φ - угол сдвига фаз; $\cos\varphi$ - коэффициент мощности для пускового переходного режима работы асинхронных электродвигателей (среднее значение $\varphi = 0.35 \dots 0.40$).

Активная поверхность статора

$$S_c = N/(kp_\varepsilon)$$

Где $k=1$ для кругового статора, $k=2$ - для статора с двумя дугами, p_ε - удельная электромагнитная мощность, $p_\varepsilon \approx 20 \text{ Вт/см}^2$.

Высота статора

$$H_c = S_c/[2\pi(R_M + \Delta)]$$

Где R_M - наружный радиус ротора-маховика; Δ - магнитный зазор между ротором-маховиком и статором, $\Delta = 4 \dots 5$ мм.

Полученные данные можно использовать для электротехнического расчёта дугостаторного электродвигателя, построения его механической характеристики и эскизно-технического проектирования винтового пресса.

8.7 Перспективы развития винтовых прессов

Перспективы усовершенствования винтовых прессов связаны с разработкой конструкции с увеличенной единичной мощностью, систем точного дозирования эффективной энергии с учетом температуры и массы поковок, систем программного управления, автоматизированных и механизированных технологических комплексов на базе винтовых прессов и роботоманипуляторов для изготовления точных поковок.

Номинальное усилие крупных винтовых прессов, построенных за последние 15 лет, возросло с 10—16 МН до 63—125 МН; в производстве находятся электровинтовые и гидровинтовые прессы с номинальным усилием 160—250 МН, проектируются еще более крупные прессы.

Перспективным типом привода винтовых прессов малых усилий (до 6,3—10 МН) является электрический, а крупных прессов усилием свыше 10 МН — гидравлический привод с гидромоторами вращательного и линейного движения. Фрикционный передаточный механизм привода винтовых прессов, по-видимому, не перспективен для крупных моделей.

Наряду с усовершенствованием прессов универсального назначения большое внимание уделяется разработке специализированных конструкций винтовых прессов, предназначенных для изготовления определенной номенклатуры поковок; чеканочно-калибровочных колено-винтовых; для двустороннего выдавливания шестерен с прямым зубом; для штамповки в закрытых разъемных матрицах, с активными силами трения, осадкой-высадкой с кручением, с увеличенной скоростью ползуна и т. п. [2].

В МВТУ им. Н. Э. Баумана и ЧЗПА им. М. И. Калинина разработаны винтовые прессы двойного действия для точной объемной штамповки в закрытых штампах с разъемными матрицами.

Применение винтовых прессов двойного действия дает возможность выполнять безоблойную штамповку в закрытых разъемных штампах, используя отсутствие стопорных положений несамотормозящего винтового рабочего механизма, и тем самым снизить трудоемкость наладок и обслуживания. Надежность и долговечность механизма зажима матриц увеличены, так как окалина и охлаждающая штампы среда на него не попадают. Не влияет на его работоспособность и повышенная температура штампов.

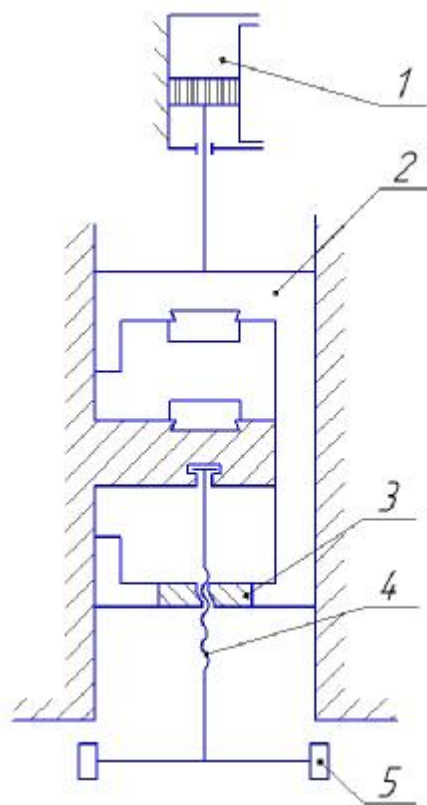


Рисунок 72 - Схема гидровинтового пресса с нижним расположением маховика

1- цилиндр; 2 – рама-ползун, 3- гайка; 4 - винт; 5- маховик.

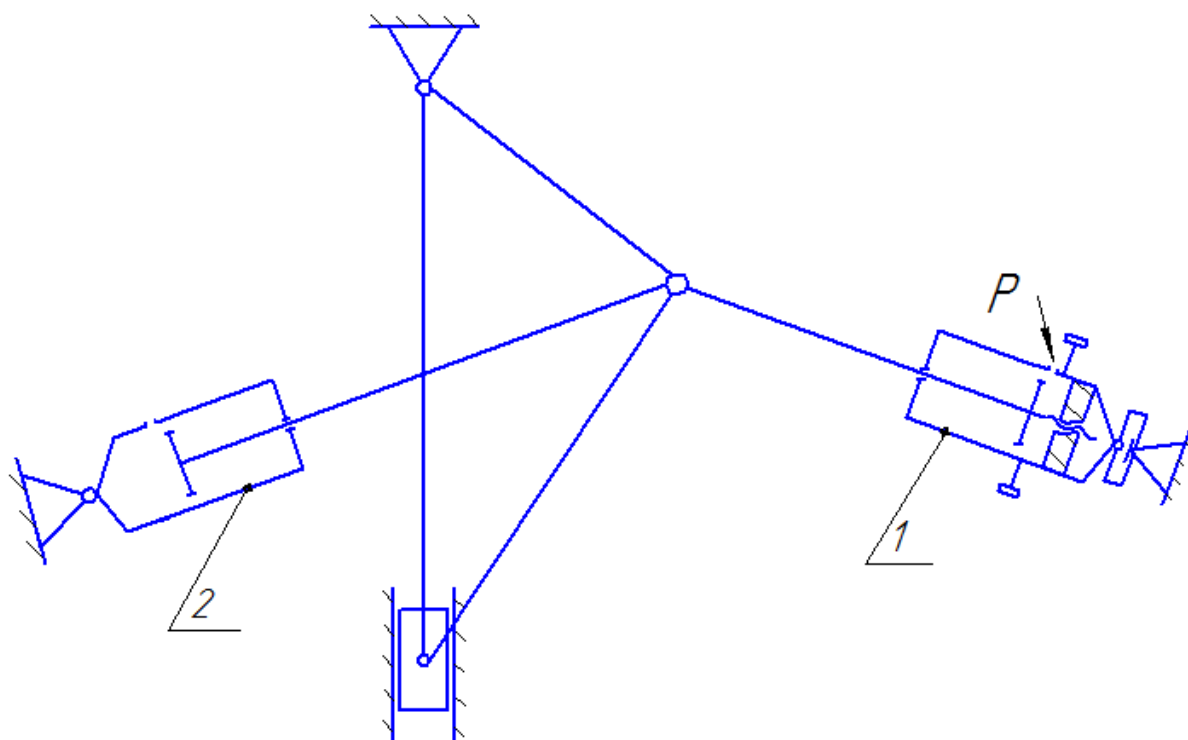


Рисунок 73 - Схема коленно-винтового пресса
1- рабочий цилиндр; 2- возвратный цилиндр.

Глава 9

Ротационные машины

9.1 Классификация и назначение ротационных машин

К первой группе относятся дисковые ножницы, некоторые виды правильных и гибочных машин, профилировочные и профиленакатные машины, машины для ротационного выдавливания и производства днищ обкаткой. Ко второй группе относятся ковочные вальцы, станы для накатки зубчатых колес, резбонакатные автоматы, станы для раскатки колец, профилей и колесопрокатные станы, станы периодического проката, а также некоторые машины для гибки и правки.

Машины ротационного типа по виду рабочего органа (инструмента) могут быть подразделены на валковые, роликовые, сегментные и дисковые.

К валковым относятся некоторые виды правильно-гибочных машин, станы для продольного и поперечного проката. К роликовым относятся некоторые виды правильно-гибочных машин (для сортового проката), раскаточные машины, машины для получения днищ обкаткой роликом, машины для ротационного выдавливания. К дисковым машинам относятся дисковые ножницы, а к сегментным ковочные вальцы.

Все ротационные машины характеризуются тем, что рабочие операции совершаются во время транспортировки заготовки, вследствие чего может быть полностью использован их цикл работы (по времени).

Важным преимуществом ротационных машин является возможность осуществления непрерывного процесса обработки заготовки.

Главным силовым параметром ротационных машин - номинальный крутящий момент на главном валу (для ковочных вальцов - номинальное усилие)

9.2 Правильно-гибочные машины

Для гибки листов применяют листогибочные трехвалковые и четырехвалковые машины с горизонтальным расположением валков. Эти машины позволяют получить заготовки типа цилиндров, конусов и в виде дуг.

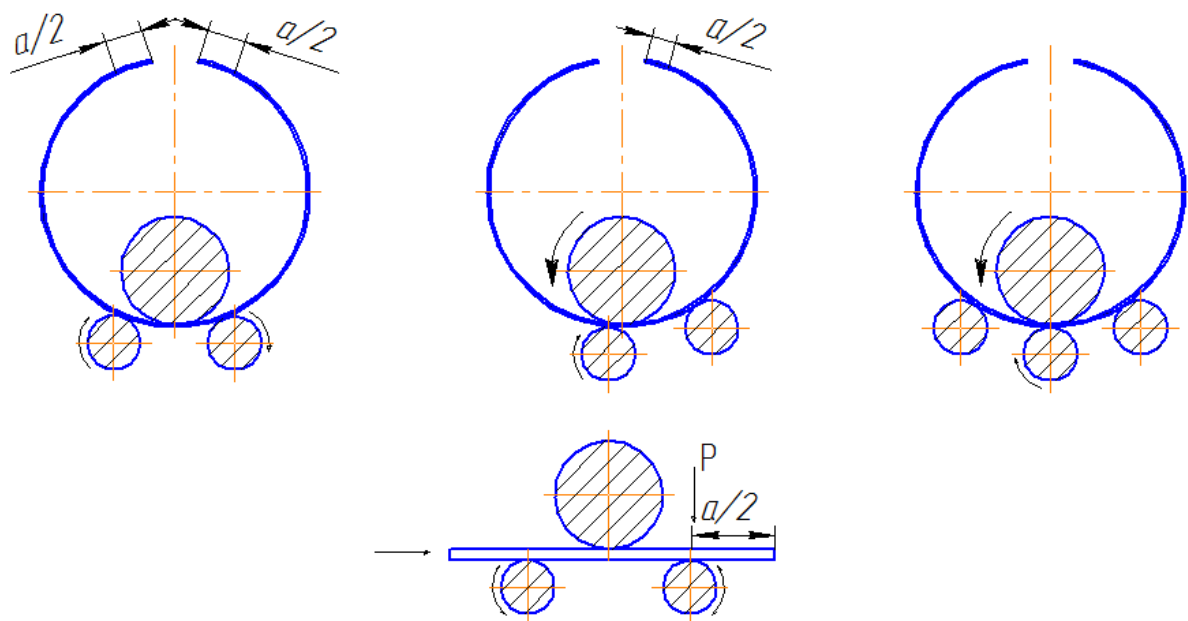


Рисунок 74 – Расположение валков в гибочных валковых машинах

Лист $\delta \leq 60$ мм, ширины по 4000 мм, скорость гибки 3-8 м/мин.

Для правки листов применяют многовалковые листопрямильные машины. Лист пропускают через два ряда валков, расположенных в шахматном порядке. Каждый участок листа получает многократный изгиб в противоположные стороны, причем напряжения растяжения в листе $> \sigma_T$ (количество валков 7,9,11,15,17,38).

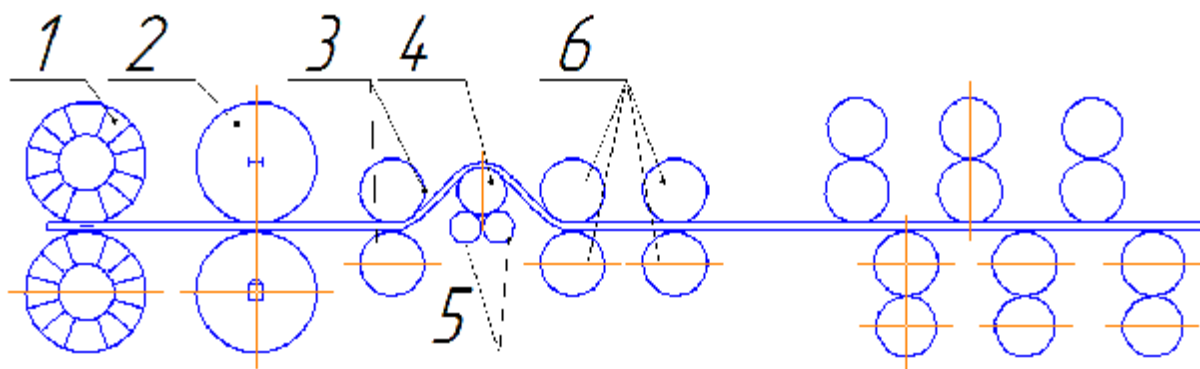


Рисунок 75 - Кинематическая схема 11 валковой правильной машины ПМ-1
1-щетки; 2-задающие валки; 3-подающие валки; 4-гибочные валки; 5-опорные валки; 6-тянущие валки

Валки приводятся от электродвигателя $N=75$ кВт через редуктор и шестеренную клеть. Гибочный валок перемещается посредством коленно-

рычажного меха от двух пневмоцилиндров. Перегибающие валки обеспечивают качественную правку тонколистового металла(рулон 3х2300мм).

9.3 Дисковые ножницы

В этих ножниц при вращении дисковых ножей осуществляется резка металла. По количеству ножей подразделяют на одно-, двух- и многодисковые. Однодисковые ножницы имеют закрепленный на станине прямой нож и нож-диск, разрезающий материал, закрепленный на подвижной каретка.

Двухдисковые ножницы подразделяют на три группы: с параллельным расположением ножей, с наклонным расположением нижнего ножа и с наклонными под углом 45° нижним и верхним ножами (наиболее распространенны).

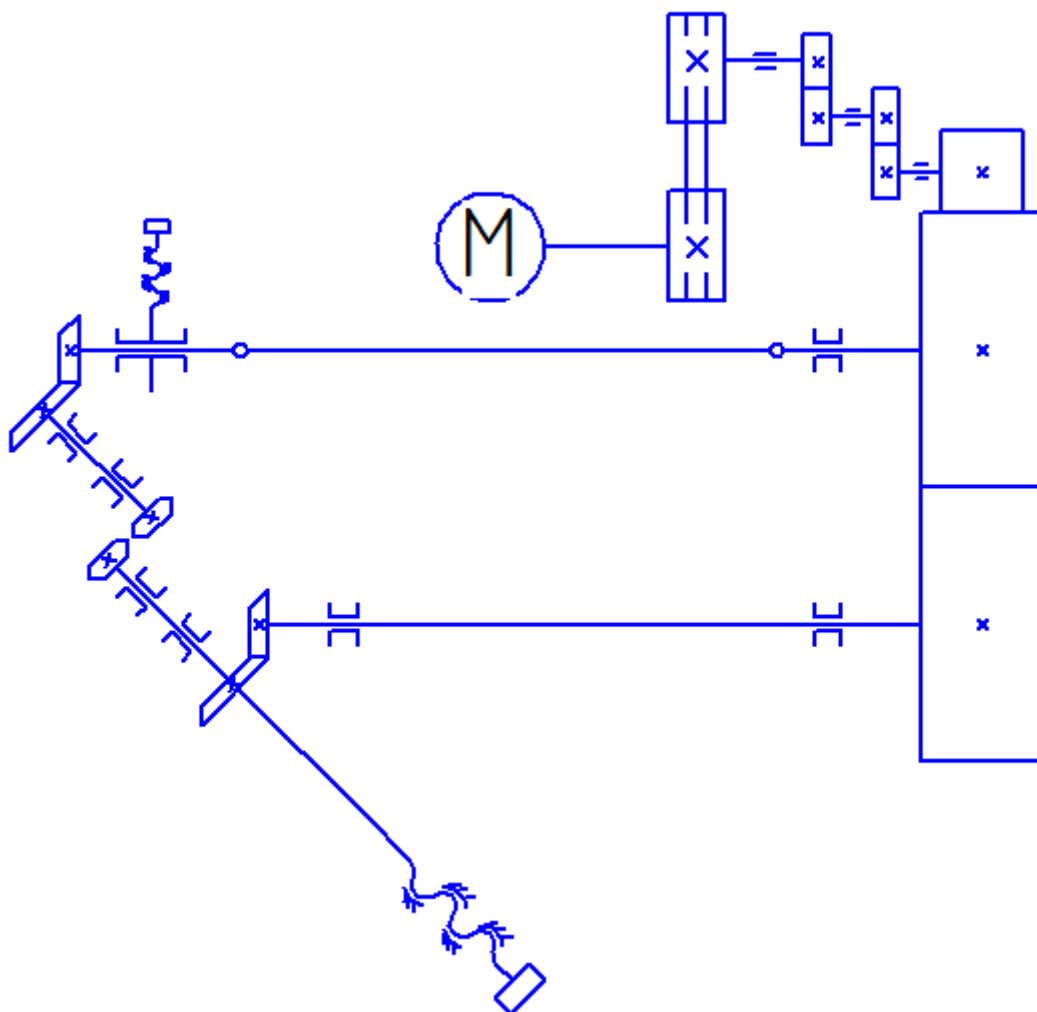


Рисунок 76 –Ножницы двухдисковые

Верхний винт регулирует положение ножей(от толщины).

Нижний винт имеет механизм регулировки зазора между ножами.

Двухдисковые ножницы выпускаются S размеров уже $\delta = 1,6 \div 20 \text{ мм}$, скорость резания $0,041 - 0,118 \text{ м/с}$. На ножницах можно выполнять штамповку и гибку.

Многодисковые ножницы предназначены для продольной резки рулонного и листового материала на полосы, они включают в себя разматывающее устройство, ножницы и приемное устройство для намотки. Помимо их имеется кромкокрошитель, если отход не подвергается крошению, то имеется механизм намотки обрезанной кромки, а также загрузочные и разгрузочные тележки.

По принципу резки многодисковые ножницы подразделяют на ножницы с приводным резом и тянущим резом (ножи в процессе резки не приводные; резка происходит при протягивании ленты наматывающим барабаном).

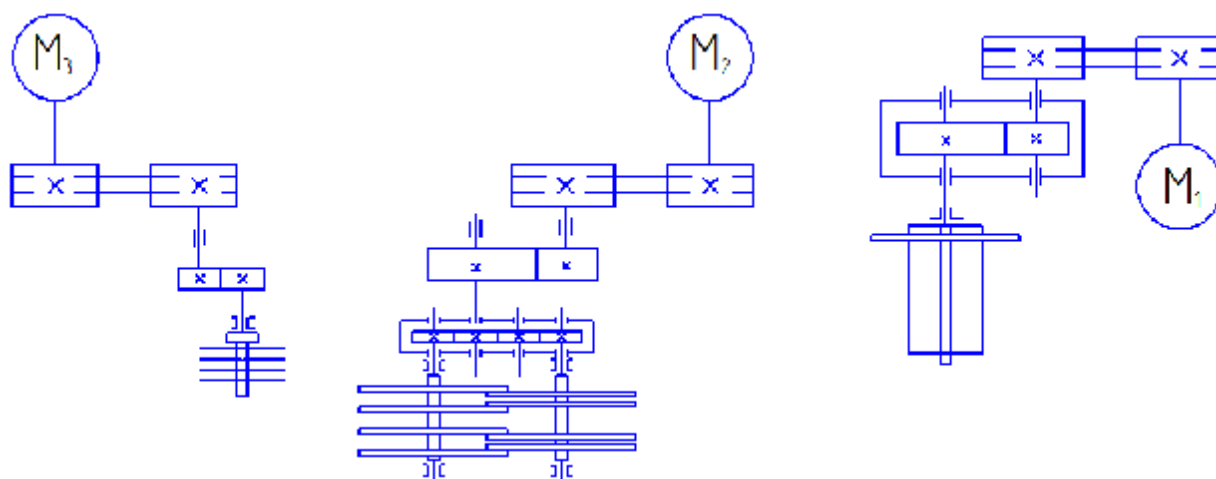


Рисунок 77 –Схема многодисковых ножниц

Разматыватель имеет привод от электродвигателя M1 постоянного тока, работает в тормозном режиме, обеспечивая противонатяжение для получения плотной намотки.

Величину тормозного момента можно регулировать. При остановке ножниц электродвигатель автоматически переводится в тормозной режим, предотвращая дальнейшую размотку рулона. Во время заправки ленты электродвигателя M2 переменного тока через обгонную муфту

осуществляется привод колес, в рабочем режиме двигатель не работает. Намотку разрезанных лент осуществляют на приёмных барабанах от электродвигателя постоянного тока МЗ с автоматической регулировкой частоты вращения, обеспечивается постоянную скорость реза.

Для утилизации отходов, образующихся при обрезке кромок, предусмотрено два устройства: для высокоуглеродистой хрупкой стали - кромкокрошитель, для мягкой стали механизм для намотки обреза.

Ножницы с приводным имеют ограниченную скорость резки, не превышающую 60—80 м/мин, а разрезанные ленты обладают повышенной «сабельностью» (непрямолинейный рез). Ножницы с тянущим резом не имеют ограничений скорости реза (250—300 м/мин). Толщина листа от 0,1 до 4 мм (на листовых ножницах можно производить гибку и отбортовку)

Глава 10

Ковочные вальцы для продольной и поперечной вальцовки. Специальные ротационные машины

10.1 Назначение и область применения ковочных вальцов

У ковочных вальцов рабочий инструмент (штампы - сегменты) расположены на вальцах, вращающихся в противоположные стороны. Вальцовка – один из способов горячей ОМД под воздействием вращающихся штампов различают четыре основных технологических процесса получения заготовок на ковочных вальцах:

1. Вальцовка под последующую штамповку на молотах ГКШП; (многоручьева)
2. Вальцовка точных заготовок без заусенца.
3. Штамповка (как правило, одноручьева) точных заготовок с образованием заусенца.
4. Поперечно-клиноватая вальцовка точных заготовок тел вращения.

Наиболее широкое применение во многих отраслях промышленности нашёл первый процесс. Применение ковочных вальцов для заготовительных операций позволяет сократить отход на 8 % .

10.2 Классификация и особенность конструкции ковочных валцов

Ковочные валцы можно подразделить на три вида: закрытые (двухопорные), консольные и поперечно-клиновой вальцовки. Установки с использованием последовательно несколько валцов, называются многоклетьевыми вальцами.

Закрытые ковочные валцы. Рабочий инструмент (штамп-сегмент для вальцовки) установлен между двумя опорами, такие валцы обеспечивает точный допуск. Закрытые валцы изготавливают с диаметром вальцующих сегментов (межосевое расстояние валов) от 160 до 1000 мм и номинальным усилием вальцовки от 100 кН до 2,5 МН. К недостаткам таких валцов следует отнести некоторую сложность смены инструмента.

Консольные ковочные валцы – это валцы предназначены для получения заготовок под последующую штамповку на ГКШП. Вальцовка осуществляется за один, два или три перехода. Консольные валцы выполняют одноклетьевые и многоклетьевые (от 2 до 9 клеток).

Одноклетьевые ковочные валцы выпускаются с диаметром вальцующих сегментов (межосевое расстояние) от 125 мм до 400 мм и с $P_H=0.125$ Н до 1 МН.

Секторы – штампы консольных валцов имеют 2-3 ручья и угол охвата валцов 240-270°

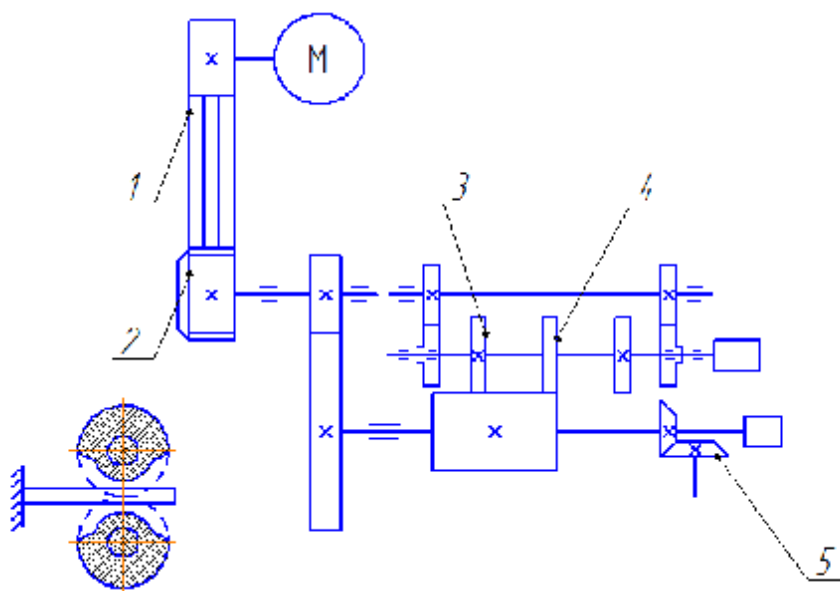


Рисунок 78 – Кинематическая схема консольных ковочных валцов С1335
ВПО КПО им. М. И. Калинина:

1-клиноременная передача; 2-муфта-тормоз; 3-эксцентриковая втулка; 4-дополнительное зубчатое колесо; 5-привод диска бесконтактного конечного выключателя

Основным недостатком ковочных консольных вальцов является их низкая жесткость, что ограничивает их применение для точной вальцовки.

Комбинированные ковочные вальцы обладают достоинством закрытых и консольных ковочных вальцов особенно широко применяют за рубежом (возимые вальцы). В СССР такие вальцы выпускались только одной модели С0676. Они не имеют муфты, тормоза и предназначены для работы в автоматическом режиме.

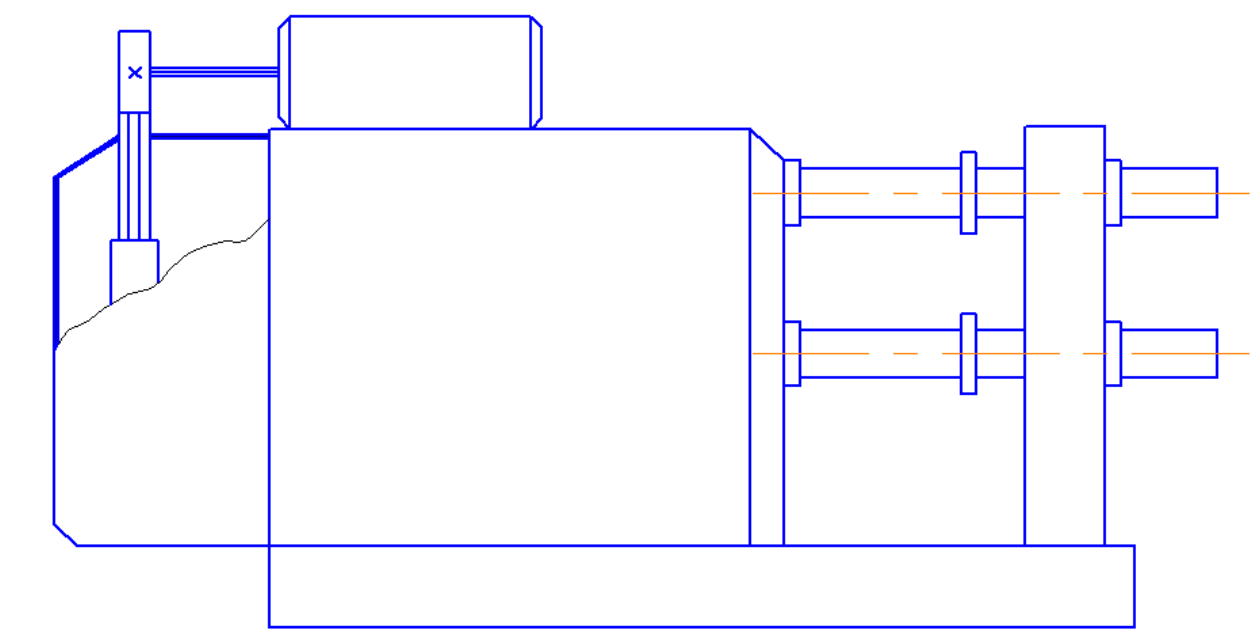


Рисунок 79 – Схема автоматических ковочных вальцов

Многоклетьевые ковочные вальцы позволяют осуществлять непрерывный процесс вальцовки и наиболее легко решают проблему автоматизации этого процесса в массовом и крупносерийном производствах. Особенностью этих вальцов является взаимно перпендикулярное расположение валков, что и исключает возможность кантовки заготовки. Двухклетьевые ковочные вальцы по сравнению с одноклетьевыми повышают производительность труда в 1,5—2 раза и исключается ручной труд (имеется автоматические подачи). Число клеток 2,3,9. Валки расположены под углом 90° друг к другу и 45° к горизонту.

Вальцы для поперечно-клиновой вальцовки. Такие вальцы применяют для получения точных деталей (а также под последующую штамповку) с

вытянутой осью с различными ступенчатыми поверхностями вращения. Процесс обработки на этих вальцах характеризуется вращением заготовки в процессе формообразования.

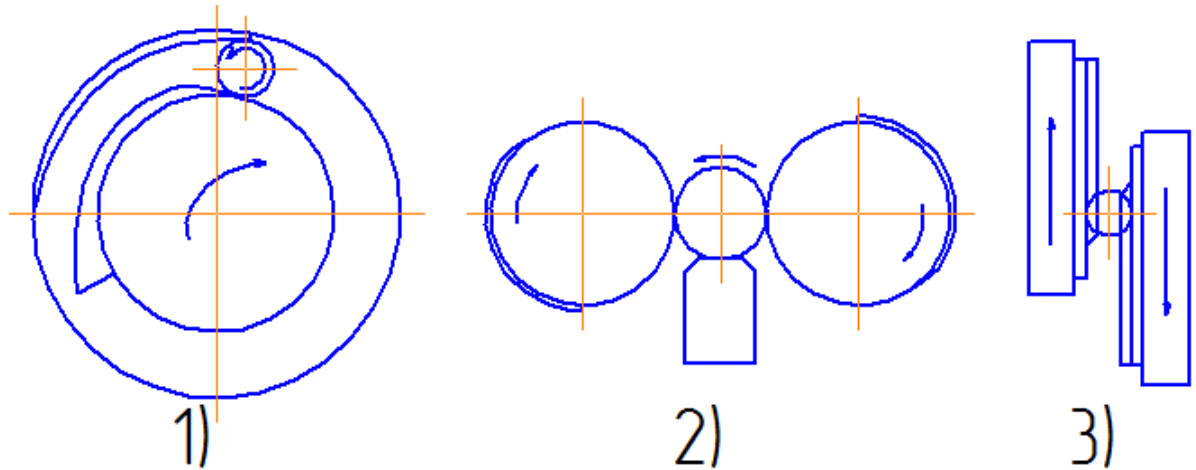


Рисунок 80 – Схема поперечно-клиновой вальцовки:

1 - валково - сегментные вальцы; 2 - двухвалковые вальцы; 3 – плоскоклиновые вальцы;

Машины для ротационного выдавливания. Это метод возник на базе использования токарных станков с заменой резца роликом

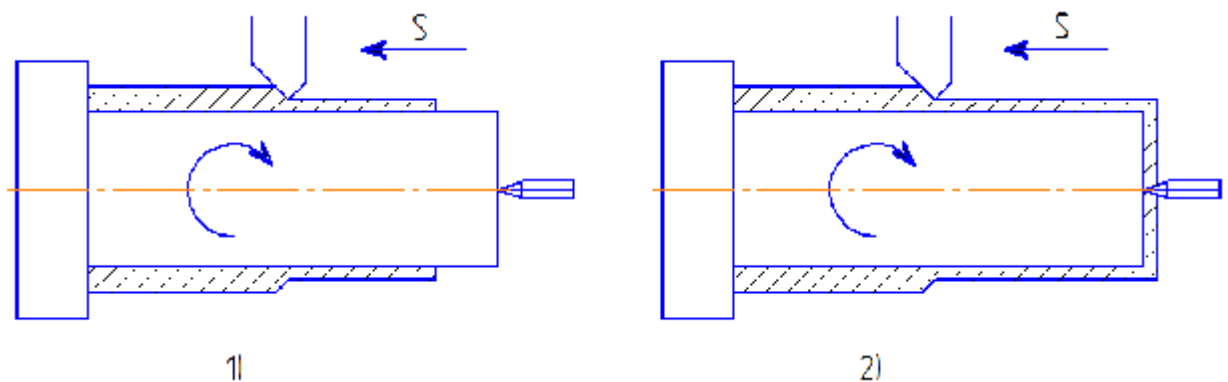


Рисунок 81 –Схема ротационного выдавливания: 1-обратное; 2-прямое

Станы для периодической прокатки. В промышленности используется большое число заготовок с периодически повторяющимся профилем; такие заготовки можно получить простым расплющиванием прутка постоянного сечения без перераспределения металла.

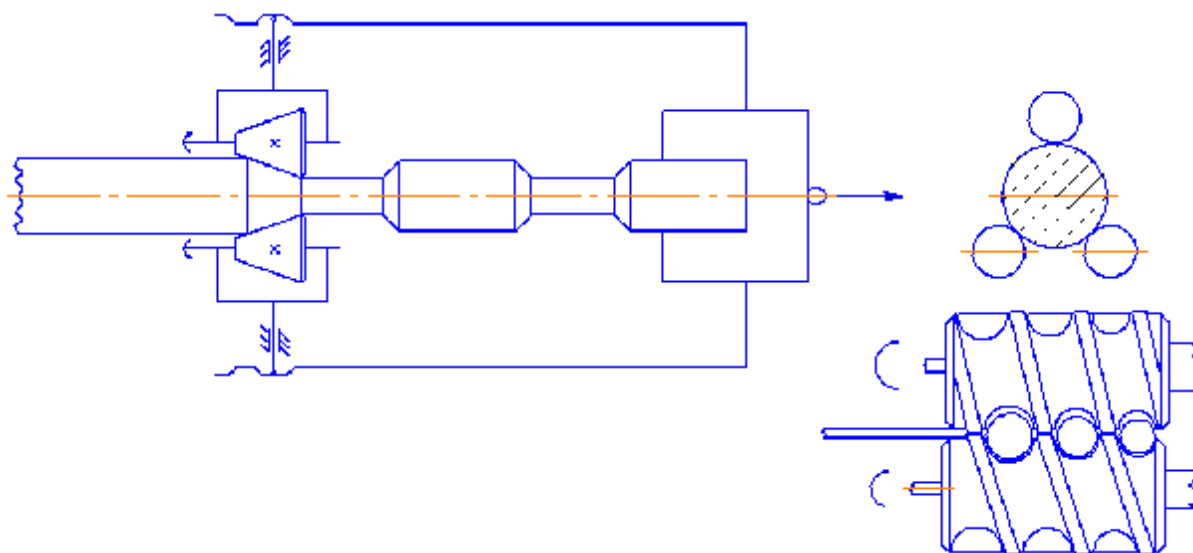


Рисунок 82 –Схема поперечно – винтовой прокатки шаров

За один оборот валков получаем готовый шар, кроме шаров можно получать разнообразные цилиндрические заготовки.

10.3 Ротационно–обжимные машины

В ротационно-обжимных машинах шпиндель, несущий инструмент или обойма совершает вращение вокруг обрабатываемой заготовки.

Эти машины по направлению подачи в зону обработки подразделяются на горизонтальные и вертикальные. По схеме автоматизации обжимные машины бывают с ручной загрузкой и подачей заготовки, полуавтоматы (загрузка ручная, подача автоматическая) и автоматы.

По конструкции различают шпиндельные, двухшпиндельные и кольцевые ротационно-обжимные машины.

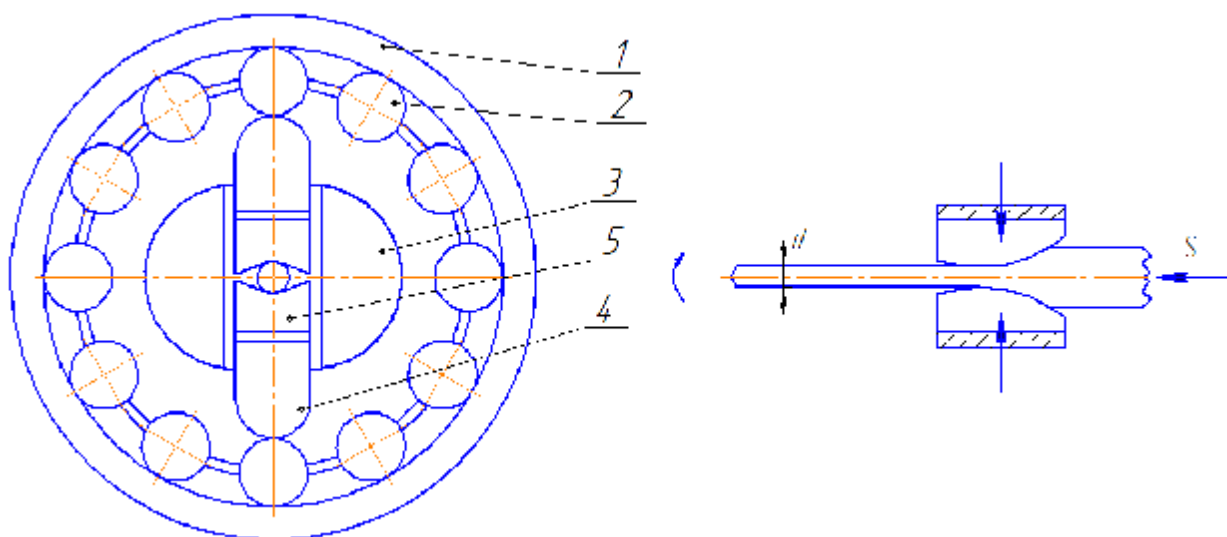


Рисунок 83 – Схема механизма обжатия: 1-неподвижная обойма; 2-прижимающий ролик; 3-шпиндель; 4-ползун; 5-бойки.

Обжатие производят на холодную при протяжке заготовки до 50 мм; число оборотов шпинделя 950 об/мин, $d = 2-10$ мм, $n = 200-1200$ об/мин.

10.4 Станы для накатки зубчатых колес

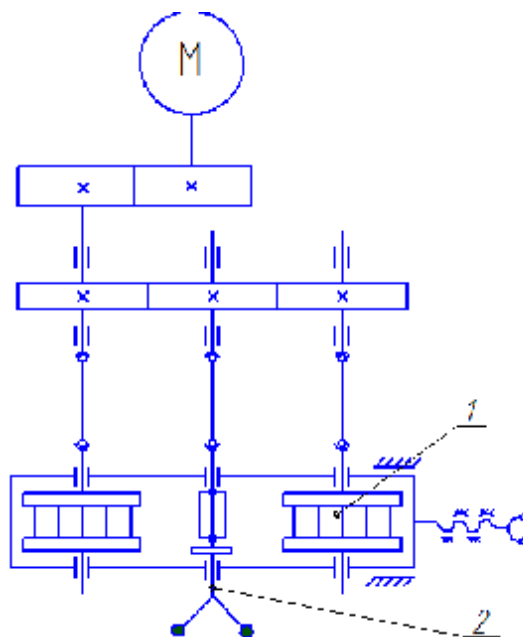


Рисунок 84-Кинематическая схема стана для накатки шестерен:

1-рабочие валки (накатники); 2-зажимное устройство.

В процессе накатки волокна металла не перерезаются, из-за чего стойкость зуба возрастает на 20-30%. Производительность стана для накатки крупных шестерен 60шт/ч, а мелких 1500шт/ч.

Глава 11

Роторные и роторно-конвейерные машины-автоматы

Роторные и роторно-конвейерные машины предназначены для широкого ряда штамповочных операций (вырубки, пробивки, выдавливания, чеканки и т. п.), требующих усилий до 150—200 кН и рабочих ходов до 0,1—0,2 м. Они применяются для изготовления мелких деталей в условиях массового и крупносерийного производства.

Основная особенность роторных и роторно-конвейерных машин — осуществление обработки деталей (заготовок) в процессе их непрерывного транспортирования совместно с обрабатывающим инструментом.

Технологическая машина в процессе изготовления изделия совершает две основные и противоположные функции; технологическое движение (обработка предмета) и транспортное движение (подачу предмета обработки в рабочую зону машины)

Л.Н. Кошкин, исходя, из характера отношений транспортного и технологического движения между собой, технологические машины подразделяет на 4 класса.

Для машин 1 класса характерно противоречие между транспортным и технологическим движением. Обработка предмета происходит только после завершения транспортного движения (подача предмета обработки в рабочую зону). К этому классу относятся большинство прессов, это машины дискретного действия.

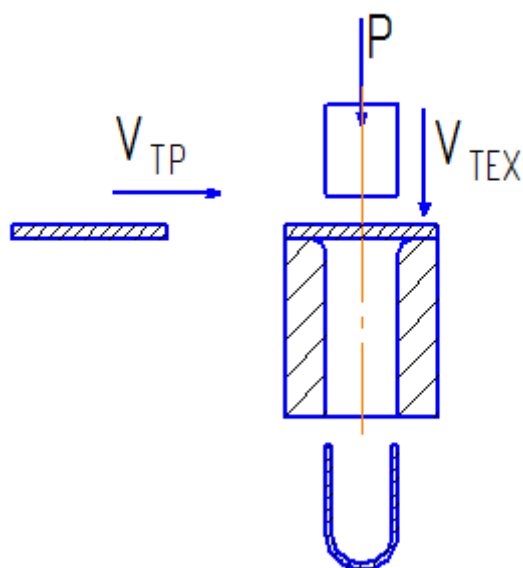


Рисунок 85-Машина 1 класса

Для повышения производительности таких машин требуется сокращение длительности технологической и транспортной операции, за счёт увеличения их скорости (а она ограничена).

Для машин 2-го класса характерно совпадение транспортного и технологического движения ($\vartheta_{тр} = \vartheta_{тех}$)

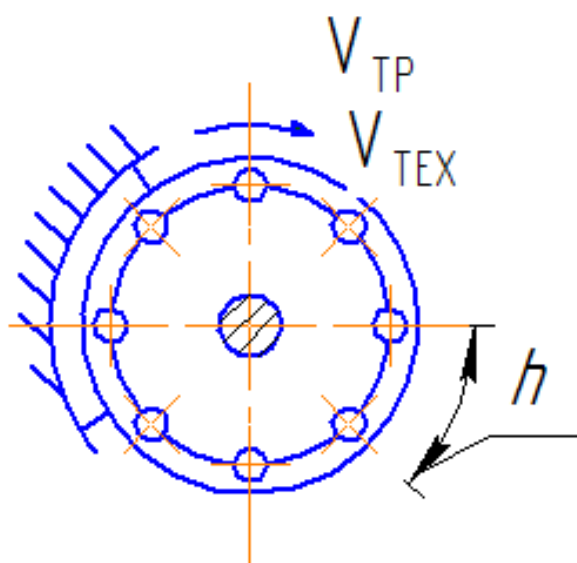


Рисунок 86 -Машина 2 класса

Производительность этих машин определяется длительностью выпускного цикла, определяемый отношением $\vartheta_{\text{тр}}$ к шаговому расстоянию h .

Увеличение производительности возможно с уменьшением h (а это ограничено размером предметом обработки и размерами транспортирующего органа) или увеличением $\vartheta_{\text{тех}}$ (что ограничено).

Машины 3-го класса имеют независимое транспортное и технологическое движения.

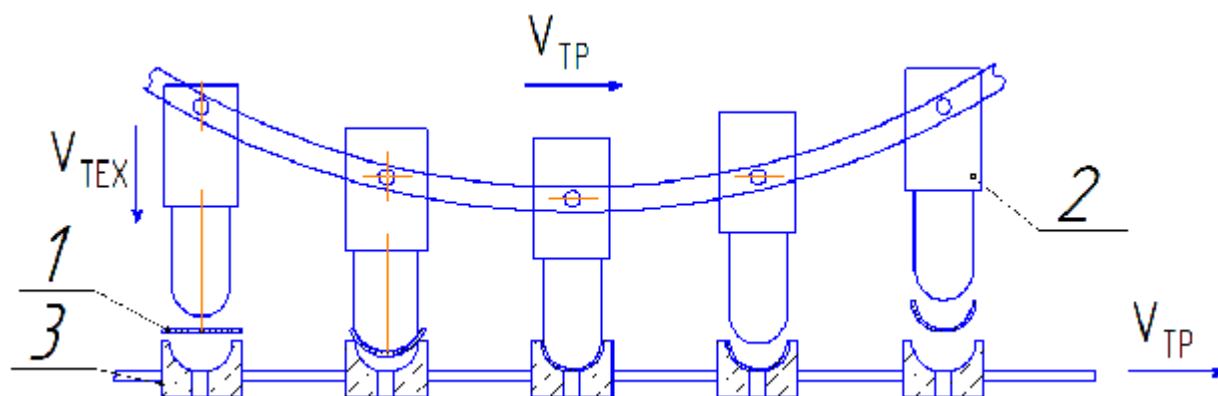


Рисунок 87-Машины 3 класса: 1 – заготовка; 2 – инструмент; 3 – изделие.

Производительность машин этого класса, как и машин 2-го класса определяются длительностью выпускного цикла, что в отличие от них не ограничивается прямо технологической скоростью обработки $\vartheta_{\text{тех}}$ увеличение их производительности связано лишь с увеличением транспортной скорости $\vartheta_{\text{тр}}$.

Машины, работающие по этому принципу получили название роторных.

Машины 4-го класса отличаются независимостью скорости $\vartheta_{\text{тр}}$ и $\vartheta_{\text{тех}}$ и независимость от этих других параметров технологической операции. Понятие “обрабатывающий инструмент” у них заменено понятием “обрабатывающая среда”, которая осуществляет технологическое воздействие на весь поток предметов обработки, проходящий через рабочую зону машины.

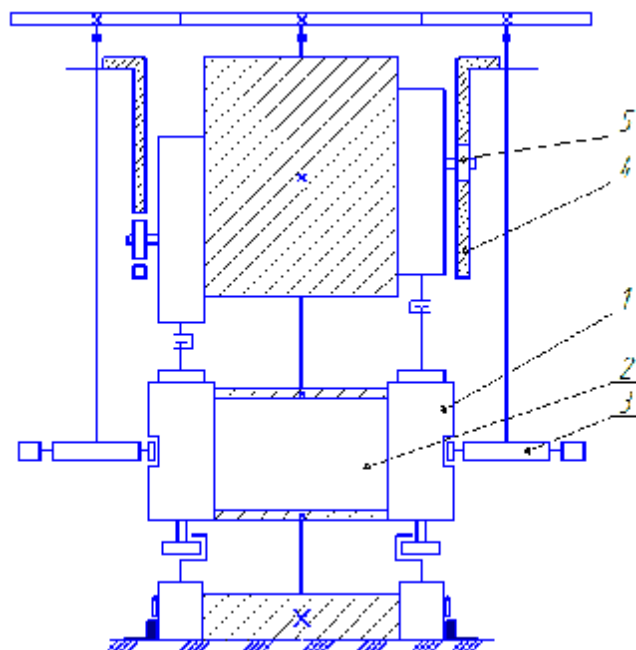


Рисунок 88 – Схема роторной машины с кулачковым приводом верхнего инструмента и гидравлическим – нижнего: 1- инструментальный блок; 2 – технологический ротор; 3 – транспортный ротор; 4 – цилиндрический пазовый кулачок; 5- ролик.

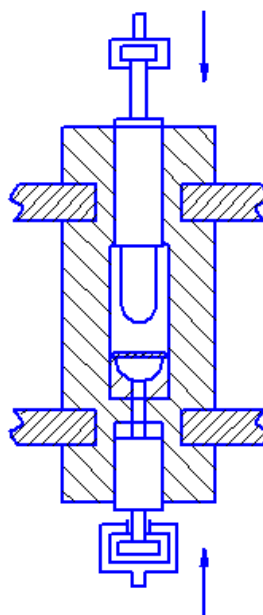


Рисунок 89 – Технологический ротор.

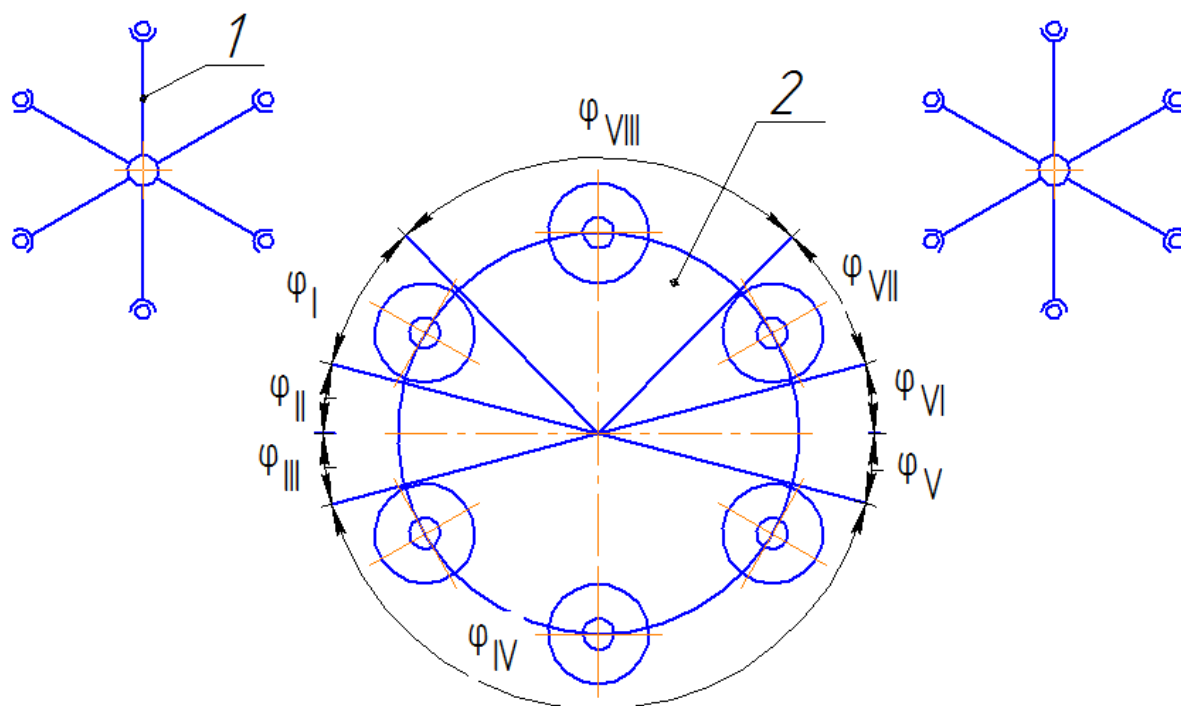


Рисунок 17-Цикловая диаграмма роторной машины: 1 – транспортный ротор;

2 – технологический ротор;

I-передача заготовок из транспортного ротора в инструментальный блок технологического ротора;

II— контроль правильности положения, наличия или отсутствия заготовки перед началом обработки;

III — закрепление заготовки и подвод инструмента;

IV— выполнение технологической операции; V — отвод инструмента;

VI— раскрепление изделия;

VII — передача изделия из технологического ротора в транспортный;

VIII — холостое движение инструментального блока.

Расчётная цикловая производительность $\Pi_{\text{ц}}$ (шт/с) роторной машины:

$$\Pi_{\text{ц}} = I_p * n = \frac{V_{\text{тр}}}{h}$$

Где I_p число рабочих позиций

n - частота вращения ротора

$V_{тр}$ - транспортная скорость

h- шаг между рабочими позициями ротора, измеряемый по окружности центра в инструментальных блоках.

Роторно – конвейерные машины. Технические возможности роторных машин могут быть расширены, а их эффективность повышена путём перехода к роторно-конвейерной компоновке. Отличительной особенностью роторно-конвейерных машин является то, что отсутствует связь между инструментом и исполнительными органами ротора(инструментальные блоки размещены в замкнутом гибком конвейере, огибающем в требуемой последовательности технологические роторы.

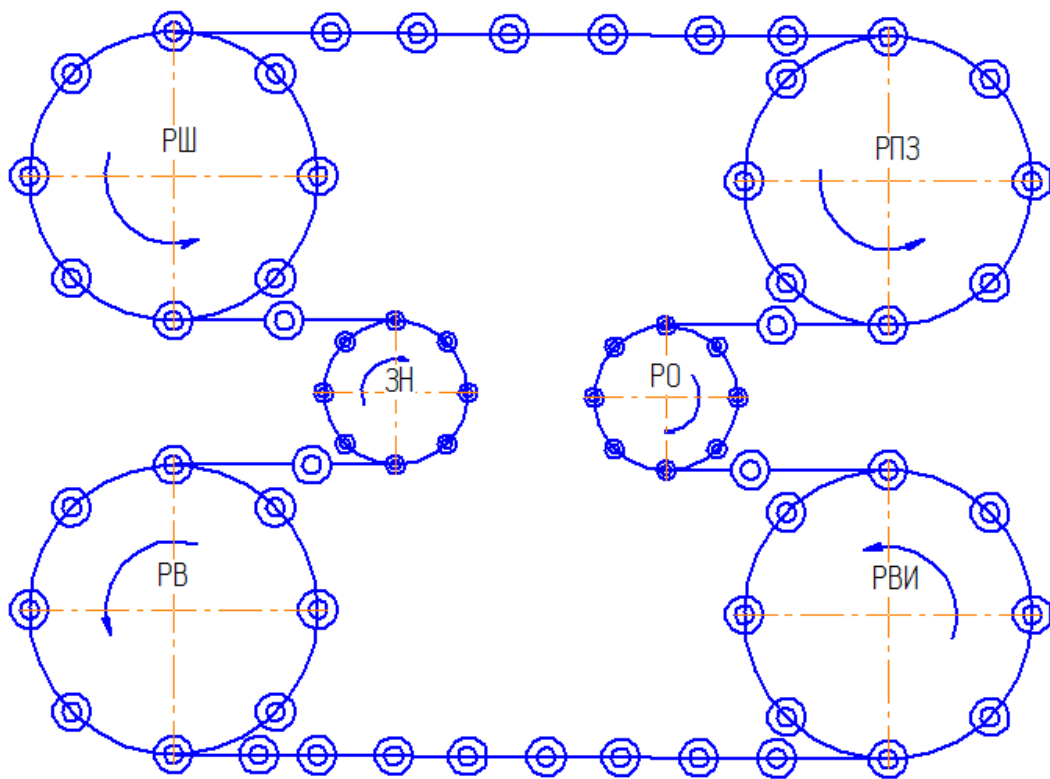


Рисунок 90-Схема роторно-конвейерной машины:

РПЗ- ротор приёмник заготовок; РШ - ротор штамповки; ЗН – звездочка натяжная; РВ – ротор выталкивателя; РВИ – ротор выдачи изделия; РО – ротор обслуживания инструмента.

Часть 2

1. Гидравлические прессы. Принцип действия и классификация.
2. Привод и оборудование гидропрессовой установки. Рабочий цикл.
3. Рабочие жидкости и их характеристики.
4. Насосный безаккумуляторный привод.
5. Насосно-аккумуляторный привод. Конструкция аккумуляторов.
6. Мультипликаторный привод. Коэффициент мультипликации.
7. Основы расчёта гидросистем прессов. Схема включения гидравлических аккумуляторов для работы в одну сеть.
8. Элементы привода гидропрессов. Насосы.
9. Трубопроводы и арматура гидропрессов.
10. Цилиндры и плунжеры гидропрессов.
11. Расчёт цилиндров гидропрессов.
12. Уплотнения гидравлических цилиндров и неподвижных соединений.
13. Колонны гидравлических прессов и их расчет.
14. Поперечины, конструкции, материалы и расчет на прочность.
15. Молоты. Принцип действия. Основное конструктивное уравнение молота.
16. Классификация молотов.
17. КПД ударного деформирования.
18. Кратность масс молота, её влияние на КПД.
19. Паровоздушные молоты. Принцип действия, классификация, энергоноситель.
20. Конструкция паровоздушного молота.
21. Конструкция основных деталей молотов. Поршень-цилиндр.
22. Конструкция системы поршень-шток-баба паровоздушных молотов.
23. Направляющие паровоздушных молотов, шабот, стойки молотов, конструкция и материалы.
24. Конструкция механизмов распределения энергоносителя молотов.
25. Работа золотника при автоматическом управлении молотом.
26. Построение теоретических индикаторных диаграмм паровоздушных молотов.
27. Определение числа ударов молота, исходя из теоретических индикаторных диаграмм.
28. Определение среднего давления энергоносителя на участке расширения и сжатия.
29. Определение расхода энергоносителя
30. Бесшаботные молоты.
31. Гидравлические и газогидравлические молоты.
32. Высокоскоростные молоты.
33. Проектировочный расчёт молотов. Определение основных размеров цилиндра паровоздушного молота.
34. КПД молотов.

- 35.** Фундаменты молотов.
- 36.** Винтовые машины. Принцип действия и классификация.
- 37.** Конструктивные схемы винтовых фрикционных прессов.
- 38.** Электровинтовые прессы. Их конструкция, достоинства и недостатки.
- 39.** Гидровинтовые прессы.
- 40.** Основные параметры винтовых прессов. Номинальное и допускаемое усилие.
- 41.** Эффективная энергия винтовых прессов, наибольший ход, удельная энергоёмкость.
- 42.** Винтовой рабочий механизм. Конструкция и материалы, КПД.
- 43.** Расчёт винтов с винтовым движением.
- 44.** Расчёт винтов с вращательным движением.
- 45.** Проектировочный расчёт фрикционных винтовых прессов.
- 46.** Проектировочный расчёт электровинтовых прессов.
- 47.** Перспективы развития винтовых прессов.
- 48.** Ротационные машины. Классификация и назначение.
- 49.** Правильно – гибочные машины.
- 50.** Дисковые ножницы.
- 51.** Многодисковые ножницы. Агрегат для роспуска рулонного материала.
- 52.** Специальные ротационные машины.
- 53.** Роторные машины – автоматы. Принципы действия.
- 54.** Типовая роторная машина с механическим приводом исполнительных органов.
- 55.** Роторно – конвейерные машины.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Глава 1. Гидравлические прессы.....	3
1.1 Принцип действия и классификация.....	3
1.2 Особенности гидравлических прессов.....	4
1.3 Классификация гидравлических прессов.....	5
1.4 Привод и оборудование гидропрессовой установки.....	7
1.5 Конструкция гидравлических аккумуляторов и мультипликаторов.....	7
1.6 Рабочие жидкости и применяемые давления.....	8
1.7 Физические свойства жидкостей.....	9
Глава 2. Гидросистемы прессов.....	10
2.1 Насосный безаккумуляторный привод.....	10
2.2 Насосно-аккумуляторный привод.....	12
2.3 Мультипликаторный привод.....	13
2.4 Рабочий цикл.....	14
2.5 Основы расчёта гидросистем прессов.....	15
2.6 Схема включения грузовых аккумуляторов для работы в одну сеть.....	16
Глава 3. Элементы привода и основные детали гидропрессов.....	18
3.1 Насосы.....	18
3.2 Цилиндры и плунжеры.....	21
3.3 Расчёт цилиндров гидравлических прессов.....	22
3.4 Уплотнения цилиндров.....	25
3.5 Крепление плунжера к поперечине.....	25
3.6 Трубопроводы.....	26
3.7 Колонны и гайки.....	28
3.8 Расчёт колонн.....	28
3.9 Поперечины и их расчёт.....	30
3.10 Перспективы развития прессостроения.....	31
Глава 4. Молоты.....	32
4.1 Принцип действия.....	32
4.2 Классификация молотов.....	33
4.3 КПД ударного деформирования.....	37
Глава 5. Паровоздушные молоты.....	40
5.1 Принцип действия. Классификация. Энергоноситель.....	40
5.2 Конструкция паровоздушного молота.....	42
5.3 Конструкция основных деталей молота.....	44
5.4 Конструкция механизмов распределения энергоносителя.....	47
5.5 Построение индикаторных диаграмм.....	49

5.6 Определение числа ударов молота исходя из теоретических Индикаторных диаграмм.....	51
5.7 Определение среднего давления на участке расширения и сжатия пара.....	56
5.8 Определение расхода пара по теоретической индикаторной диаграмме.....	57
Глава 6. Бесшаботные молоты. Высокоскоростные молоты.....	58
6.1 Молот с гидравлической связью баб.....	59
6.2 Гидравлические и газогидравлические молоты.....	60
6.3 Высокоскоростные молоты.....	61
Глава 7. Фундаменты молотов. Расчет молотов.....	62
7.1 КПД молотов.....	64
7.2 Проектировочный расчёт молотов.....	65
7.3 Определение размеров рабочего цилиндра.....	65
7.4 Особенности расчёта бесшаботных молотов.....	67
Глава 8. Винтовые машины.....	69
8.1 Классификация винтовых машин.....	70
8.2 Конструктивные схемы винтовых машин.....	71
8.3 Основные параметры винтовых машин.....	76
8.4 Винтовой рабочий механизм.....	79
8.5 Расчёт винтов.....	81
8.6 Проектировочный расчёт винтовых прессов.....	83
8.7 Перспективы развития винтовых прессов.....	89
Глава 9. Ротационные машины.....	91
9.1 Классификация и назначение ротационных машин.....	91
9.2 Правильно-гибочные машины.....	91
9.3 Дисковые ножницы.....	93
Глава 10 . Ковочные вальцы для продольной и поперечной вальцовки. Специальные ротационные машины.....	95
10.1 Назначение и область применения ковочных вальцов.....	95
10.2 Классификация и особенность конструкции ковочных вальцов.....	96
10.3 Ротационно–обжимные машины.....	99
10.4 Станы для накатки зубчатых колес.....	100
Глава 11. Роторные и роторно-конвейерные машины-автоматы.....	101
Вопросы по дисциплине «Теория, расчёты и конструкции КШО», ч.2.....	107