



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Обработка материалов давлением»

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ ПРЕССОВО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к контрольной работе для студентов
специальности 1-36 01 05 «Машины
и технология обработки материалов
давлением» заочной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73
Т33

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 18.10.2005 г.)*

Автор-составитель: *В. Ф. Буренков*

Рецензент: канд. техн. наук, доц., декан машиностроительного факультета
ГГТУ им. П. О. Сухого *А. Т. Бельский*

Теория, расчеты и конструкции прессово-штамповочного оборудования : метод. указания к контрол. работе для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» заоч. формы обучения / авт.-сост. В. Ф. Буренков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 27 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-501-0.

Приводятся задания к контрольной работе, требования по оформлению, методические указания по выполнению и необходимый справочный материал.

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

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73

ISBN 978-985-420-501-0

© Буренков В. Ф., составление, 2007
© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2007

Общие требования к выполнению контрольной работы

Задания к контрольной работе по дисциплине «Теория, расчеты и конструкции прессово-штампового оборудования» даны в 30 вариантах, номер которого соответствует порядковому номеру студента в журнале. Исходными данными для выполнения необходимых расчетов являются: тип пресса, номинальное усилие P_n , ход ползуна S , частота непрерывных ходов ползуна в минуту n и коэффициент шатуна λ .

Контрольная работа выполняется на листах формата А4 или в отдельной тетради, на обложке указывается изучаемая дисциплина, фамилия, инициалы и адрес студента. Для замечаний рецензента на страницах должны быть оставлены поля шириной 20–25 мм. Кинематическая схема, эскизы и графики зависимостей выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД.

Расчеты производятся в международной системе единиц (СИ). В тексте описание выполняемых действий дается во множественном числе, например: «определяем...», «рассчитываем...», «принимаем...» и т. п. При этом текст должен быть изложен аккуратно и грамотно, выполнен рукописным способом (с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм) или с применением печатающих устройств ЭВМ. При использовании литературных данных необходимо дать на них ссылку. Перечень использованной литературы приводится в конце контрольной работы.

Контрольная работа включает:

- расчет пути, скорости и ускорения ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа;
- определение усилия на ползуне, допускаемого прочностью главного вала;
- расчет мощности электродвигателя и момента инерции маховика.

Задание к контрольной работе

Вариант	Тип прессы	Марка прессы	Номинальное усилие P_H , кН	Частота ходов ползуна n , мин ⁻¹	Ход ползуна S , мм	Коэффициент шатуна λ
1	Однокривошипный открытый ненаклоняемый	К2116Б	40	160	5–45	0,065–0,085
2		К2118	63	170	5–45	
3		КВ2124	250	120	5–65	
4		КД2126	400	100	10–80	
5		КД2128	630	90	10–100	
6		К2130А	1000	90	25–130	
7		К2130Б	1000	80	130	0,085–0,125
8		К2232	1600	37	160	
9		К2234	2500	35	200	
10	Однокривошипный закрытый	К2535	3150	32	200	0,145–0,175
11		К2535А	3150	16	400	
12		КА2536	4000	25	250	
13		К2538	6300	20	320	
14		К2540	10000	16	400	
15	Кривошипный горячештамповочный КГШП	К8538	6300	90	200	0,140–0,175
16		К8540	10000	80	250	
17		К8542	16000	75	300	
18		К8544	25000	60	350	
19		К8546	40000	50	400	
20	Обрезной кривошипный закрытый	К9532	1600	37	220	0,10–0,12
21		КБ9534	2500	32	280	
22		К9536	4000	25	360	
23		К9538	6300	20	420	
24	Двухкривошипный закрытый	К3732	1600	30	200	0,145–0,175
25		К3534А	2500	18	400	
26		К3537А	5000	20	100	
27		К3539	8000	17	315	
28	Листоштамповочный многопозиционный пресс-автомат	А6126Б	400	80	160	0,06–0,18
29		А6130	1000	50	250	
30		А6132А	1600	32	280	

Характеристика привода

1. *Однокривошипные открытые ненаклоняемые прессы* (вариант 1–9) имеют привод от индивидуального электродвигателя. Валы привода прессов расположены параллельно фронту. Привод прессов К2116Б, К2116, КВ2124, КД2126, КД2128 одноступенчатый через клиноременную передачу на главный вал эксцентрикового типа, а прессов К2130А, К2130Б, К2232, К2234 – двухступенчатый через клиноременную и зубчатую передачу (у прессов К2232 и К2234 привод шестерне-эксцентриковый). Муфта и тормоз прессов модели КВ2124, КД2126, К2130А, К2130Б, К2232, К2234 – пневмофрикционные дисковые, тормоз жестко заблокирован с муфтой. Муфта прессов К2116Б, К2118, КД2128 – жесткая с поворотными шпонками, тормоз – ленточный.

2. *Однокривошипные закрытые прессы* (вариант 10–14) имеют шестерне-эксцентриковый привод закрытого типа с расположением осей и валов перпендикулярно фронту прессы. Передача вращения от индивидуального электродвигателя к главному валу осуществляется через клиноременную и зубчатую передачи. Муфта включения и тормоз – фрикционные однодисковые с отдельным пневматическим управлением.

3. *Кривошипные горячештамповочные прессы* (вариант 15–19). Привод осуществляется от индивидуальных электродвигателей через клиноременную и зубчатую передачи. Муфта – пневматическая фрикционная двухдисковая, тормоз – фрикционный однодисковый.

4. *Обрезные кривошипные закрытые прессы* (вариант 20–23) имеют привод шестерне-эксцентриковый с расположением валов перпендикулярно, а у прессы К9532 – параллельно фронту прессы. Муфта включения и тормоз прессов – фрикционные со вставками.

5. *Двухкривошипные закрытые прессы* (вариант 24–27). Привод закрытого типа, шестерне-эксцентриковый, от индивидуального электродвигателя через клиноременную передачу и трехступенчатую (прессы К3534А, К3539) или двухступенчатую (К3537А) зубчатую передачу. Валы и оси прессов расположены перпендикулярно фронту прессы. Привод прессы К3732 – от индивидуального электродвигателя через клиноременную и двухступенчатую зубчатую передачу на коленчатый вал. Валы расположены параллельно фронту прессы.

6. *Листоштамповочные многопозиционные прессы-автоматы* (вариант 28–30). Привод осуществляется от электродвигателя через

клиноремennую и зубчатые передачи на два шестерне-эксцентрика. Муфта включения и тормоз – фрикционные дисковые с пневматическим включением, расположены на валу маховика. Прессы-автоматы оборудованы подачами: валковой – для автоматической шаговой подачи ленточного материала; шиберной – для подачи вырубленной из ленты заготовки к рейферным линейкам; рейферной – для переноса штампуемых деталей от одной позиции к другой.

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематическую схему привода и главного исполнительного механизма.
2. По заданной величине хода ползуна определить радиус R кривошипа.
3. Задаться коэффициентом длины шатуна λ в зависимости от типа машины и произвести расчет значений пути ползуна S , скорости V и ускорения j в зависимости от угла поворота кривошипа α (интервал α от 0 до 90° с шагом $\Delta\alpha = 10^\circ$), построить графики зависимостей $S = f_1(\alpha)$, $V = f_2(\alpha)$, $j = f_3(\alpha)$.
4. По заданному значению номинального усилия прессы P_n произвести геометрический расчет главного вала. Полученные размеры округлить до нормальных линейных размеров и составить эскиз вала.
5. Рассчитать приведенное плечо сил для идеального механизма m_k^u при $\alpha = 0 \div 90^\circ$ ($\Delta\alpha = 10^\circ$) и плечо сил трения m_k^f . Построить график зависимости $m_k = m_k^u + m_k^f$ от угла поворота α .
6. Произвести расчет усилия P_D допускаемого прочностью главного вала в зависимости от угла α .
7. Построить график зависимости $P_D = f(\alpha)$, на котором для выбранного номинального угла α_n определить усилие P_D^H . Проверить соотношение $P_D^H > P_n$. При необходимости произвести корректировку размеров главного вала.
8. Задаться типовым графиком технологической операции, соответствующим прессу, произвести расчет работы цикла $A_{ц}$, мощности электродвигателя $N_{эд}$ и момента инерции маховика $I_{мах}$. Выбрать марку электродвигателя и его паспортные данные.
9. Рассчитать общее передаточное отношение главного привода и произвести разбивку его по ступеням.

10. С учетом расчетной мощности и передаточного отношения клиноременной передачи произвести расчет размеров шкивов. Так как большой шкив является маховиком, то необходимо рассчитать его момент инерции и сравнить со значением I_{\max} , полученным в п. 8. При необходимости скорректировать его размеры.

11. Выполнить упрощенный эскиз маховика.

Рекомендации по выполнению работы

1. Главный исполнительный механизм (ГИМ) кривошипных машин предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна. В задании на контрольную работу прессы имеют центральный (аксиальный) кривошипно-ползунный механизм. Главный вал (кривошип) выполняется коленчатым, эксцентриковым и шестерне-эксцентриковым (рис. 1). Рекомендации по конструктивному исполнению главного вала приведены в литературе [1], [2] и указаны в характеристике привода (с. 5).

При отсутствии кинематической схемы привода ее необходимо составить с учетом рекомендаций [1] и характеристики привода, приведенной на стр. 5.

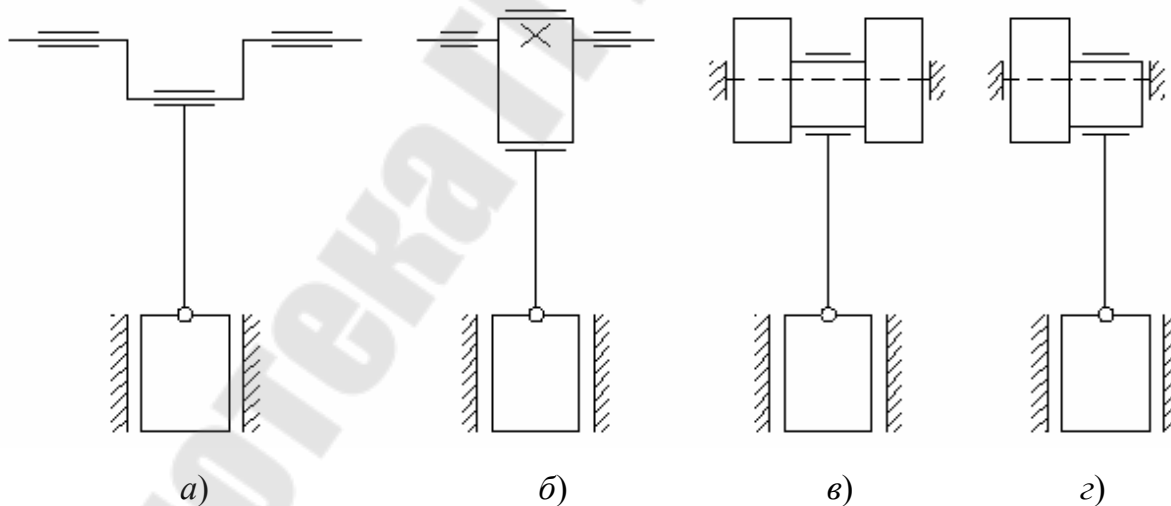
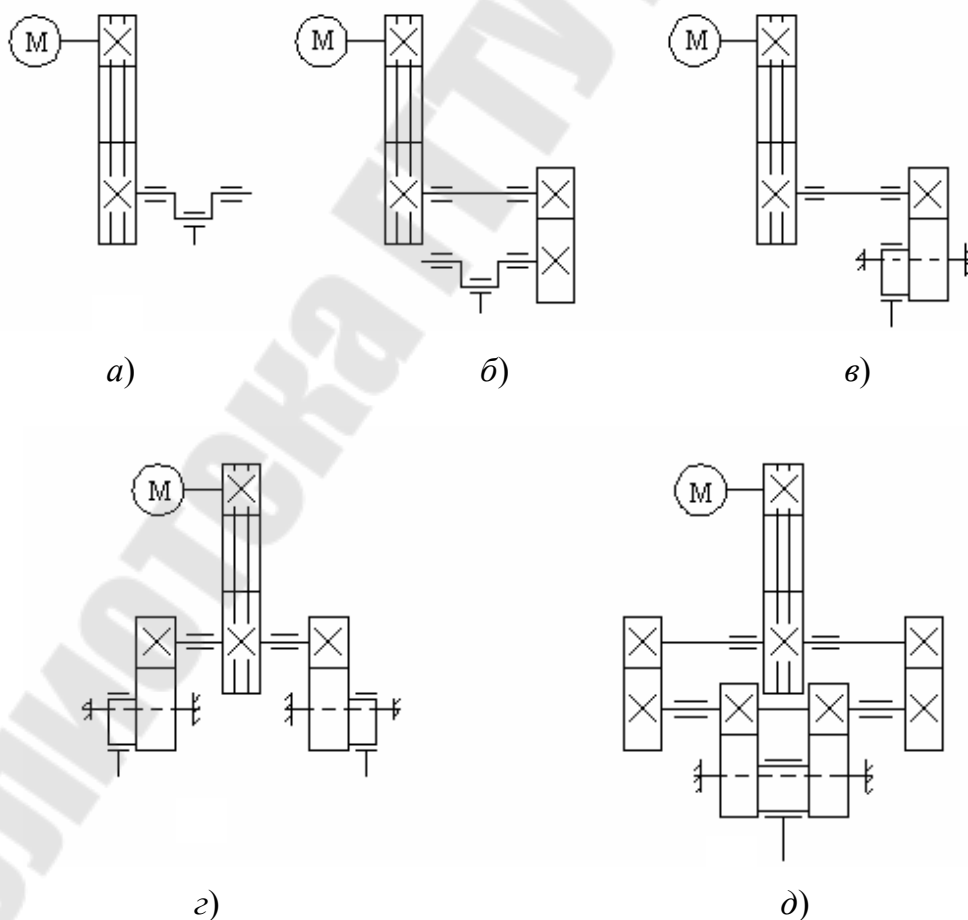


Рис. 1. Схемы ГИМ с валами различных типов:
а – коленчатый; б – эксцентриковый;
в, з – шестерне-эксцентриковый

В современных кривошипных машинах привод для вращения главного вала осуществляется от электродвигателя через клиноременную и зубчатые передачи с цилиндрическими (прямыми и косозу-

быми) колесами. Главным фактором, влияющим на структуру привода, является передаточное отношение привода i , зависящее от числа ходов пресса n . Рекомендуется [1] применять электродвигатели с синхронной частотой вращения ротора $n_{эд}^S = 1000$ и 1500 мин^{-1} .

Передаточное отношение привода, определяемое формулой $i = \frac{n_{эд}}{n}$ ($n_{эд}$ – частота вращения вала электродвигателя), может находиться в пределах от 2 до 250. При частоте ходов пресса $n = 150 \div 200$ возможна схема (рис. 2, а) с использованием одной клиноременной передачи, передаточное отношение которой $i_{кл} = 7,5 \div 10$, однако при большем $i_{кл}$ КПД передачи низкий, уменьшается угол обхвата ремня на малом шкиве и долговечность ремней снижается. Такая схема используется в однокривошипных открытых прессах (вариант 1–6). Схемы на рис. 2, б, в, г используются для приводов однокривошипных открытых и закрытых прессов, КГШП, листоштамповочных прессов-автоматов с частотой ходов $n = 30 \div 120 \text{ мин}^{-1}$.



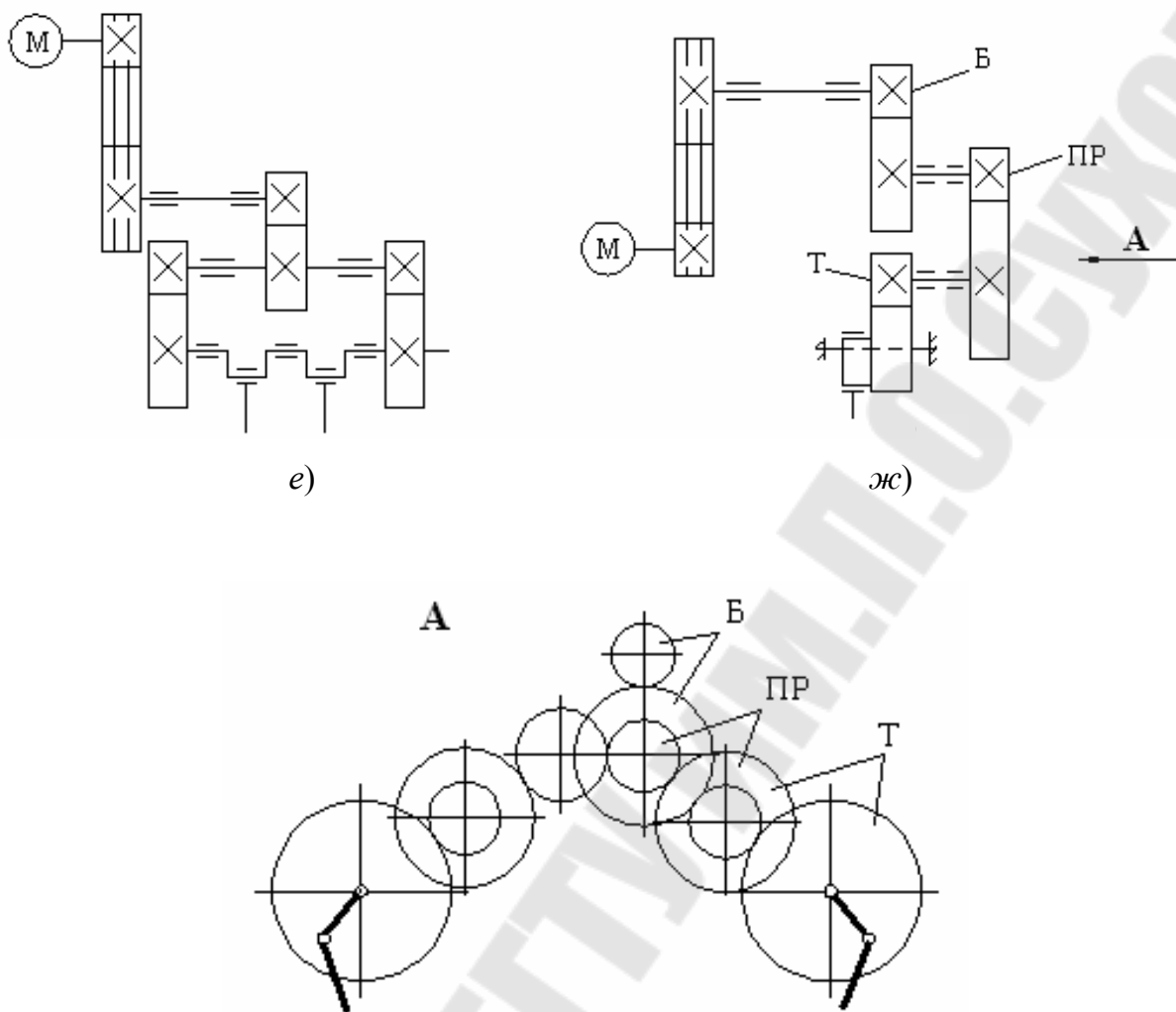


Рис. 2. Схемы приводов кривошипных прессов

Передаточное отношение клиноременной передачи в таких приводах $i_{\text{кл}} = 2,5 \div 4,5$, а передаточное число зубчатой передачи $u_{\text{зп}} = 2,5 \div 7,5$.

Двухступенчатые зубчатые передачи (рис. 2, д, е) применяют в прессах с $n = 12 \div 50 \text{ мин}^{-1}$, при этом $i_{\text{кл}} = 2,5 \div 4,5$, а $u_{\text{зп}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 12 \div 40$ ($u_{\text{б}}$ – передаточное число быстроходной зубчатой передачи, $u_{\text{т}}$ – тихоходной).

Для тихоходных листоштамповочных прессов с $n < 15 \text{ мин}^{-1}$ и общим передаточным отношением привода $i = 100 \div 160$ используют трехступенчатые зубчатые передачи (рис. 2, ж) $i_{\text{кл}} = 2,5 \div 4,5$; $u_{\text{зп}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{пр}} = 45 \div 96$ ($u_{\text{пр}}$ – передаточное число промежуточной зубчатой передачи).

Кинематическая схема привода вычерчивается с соблюдением требований ГОСТа 2.770–68 «Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики».

2. Для расчета основных кинематических величин кривошипно-ползунного механизма необходимо определить радиус кривошипа R , который для центрального механизма рассчитывается по формуле: $R = S/2$ (S – максимальный ход ползуна).

3. Путь ползуна S в зависимости от угла α поворота кривошипа для центрального кривошипно-ползунного механизма определяется по формуле:

$$S = R \cdot [1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha)], \text{ мм.}$$

В расчете интервал α от 0 до 90° с шагом 10° вычисления сводятся в таблицу и строится график, представленный на рис. 3.

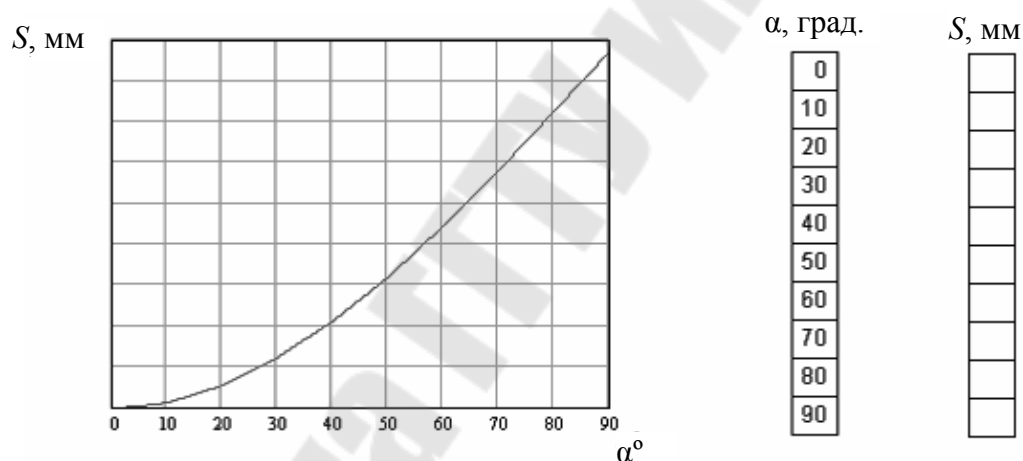


Рис. 3. График $S = f_1(\alpha)$

Скорость ползуна V рассчитывается по формуле:

$$V = \omega \cdot R \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha), \text{ мм/с,}$$

где ω – угловая скорость вращения кривошипа

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

Результаты вычисления сводятся в таблицу и строится график зависимости, представленный на рис. 4.

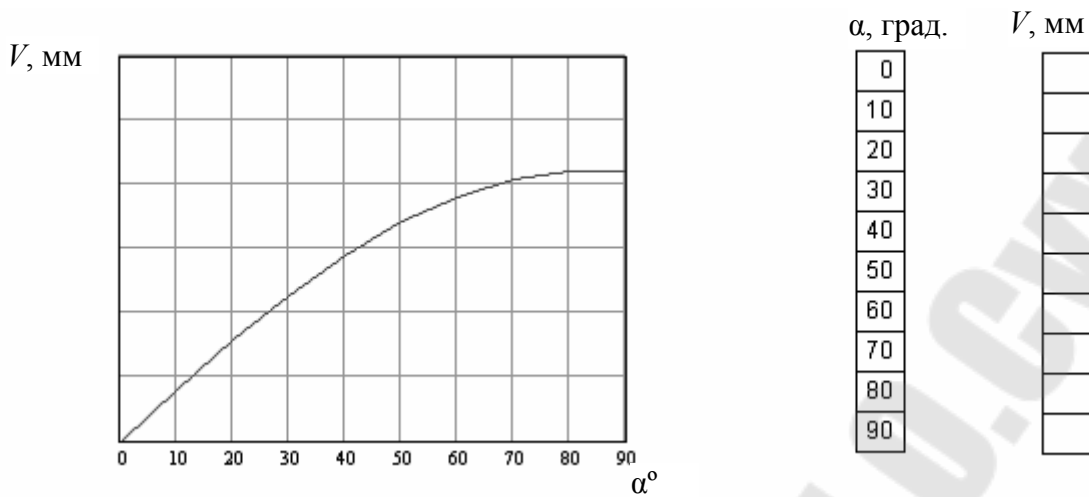


Рис. 4. График зависимости $V = f_2(\alpha)$

Максимальная скорость ползуна соответствует $\alpha = 90^\circ$.

Ускорение ползуна находится по формуле:

$$j = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha), \text{ мм/с}^2.$$

Расчеты сводятся в таблицу, строится график зависимости (рис. 5).

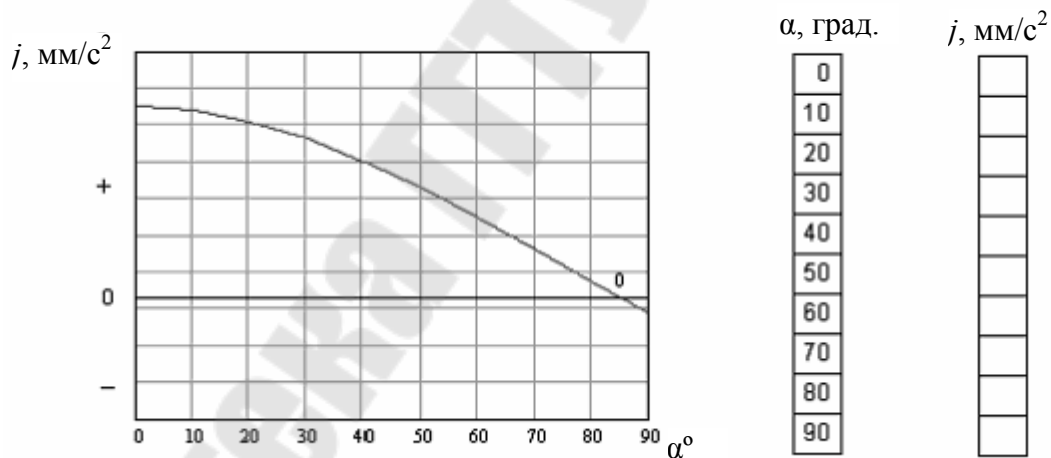


Рис. 5. График зависимости $j = f_3(\alpha)$

Максимальное ускорение ползуна при $\alpha = 0^\circ$.

4. При выполнении геометрического расчета главного вала уточняется его тип (см. с. 5); согласно [2] рассчитываются основные размеры и округляются до стандартных значений из ряда $Ra40$.

Для составления эскиза вала необходимо изучить его конструктивные особенности [2, рис. П4–П7], эскиз выполнить с соблюдением пропорций. Пример эскиза главного вала представлен на рис. 6.

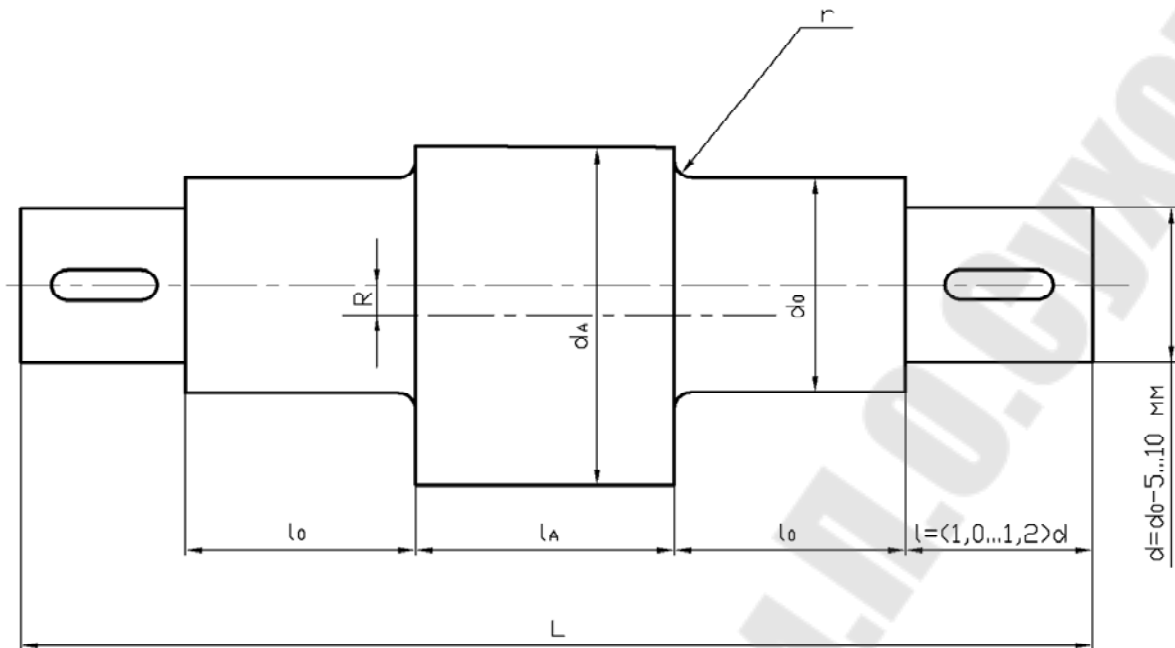


Рис. 6. Эскиз главного вала эксцентрикового типа

5. Приведенное плечо m_k^u для идеального механизма рассчитывается по формуле:

$$m_k^u = R \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha), \text{ см.}$$

Вычисления производятся для углов $\alpha = 0 \div 90^\circ$ с шагом 10° . Значение радиуса кривошипа R подставляем в сантиметрах. Приведенное плечо сил трения m_k^f находится по формуле:

$$m_k^f = \frac{f}{2} \cdot [(1 + \lambda) \cdot d_A + \lambda \cdot d_B + d_O], \text{ см.}$$

Здесь f – коэффициент трения в шарнирах и опорах кривошипно-ползунного механизма, $f = 0,06$ при пластичной смазке, $f = 0,04$ при принудительной жидкой смазке.

Диаметр шарнира B (соединение шатуна с ползуном) принимается равным: $d_B \cong d_O$.

В формулу значения d_A , d_B и d_O подставляют в сантиметрах. Приведенное плечо сил для реального (с учетом сил трения) кривошипно-ползунного механизма определяется по формуле:

$$m_k = m_k^u + m_k^f, \text{ см.}$$

Результаты вычислений m_k^u и m_k сводятся в таблицу и строится график зависимости, представленный на рис. 7.

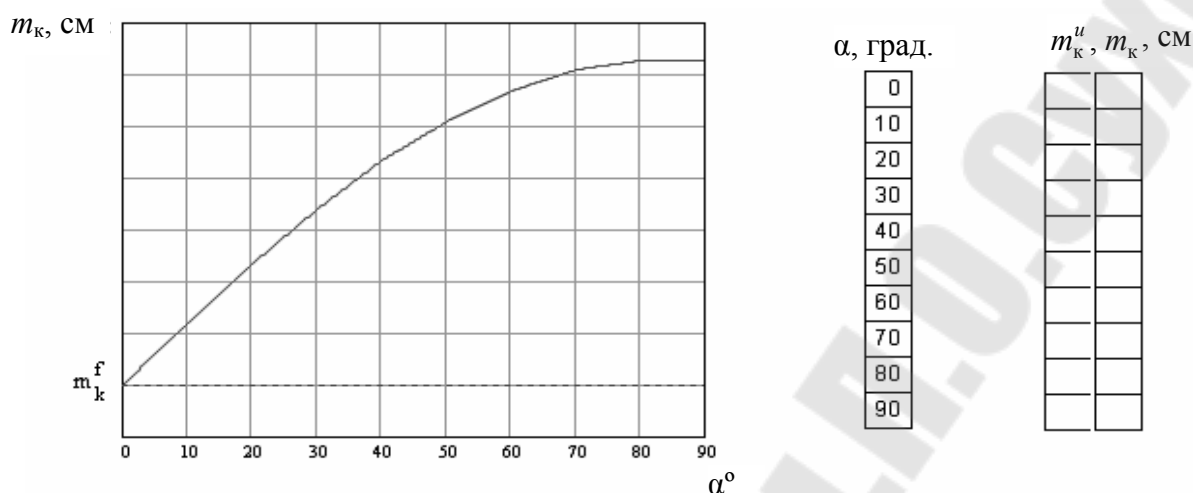


Рис. 7. График зависимости $m_k = f(\alpha)$

6. Расчет усилия на ползуне P_D , допускаемого прочностью главного вала, производится по формулам [2], [3] с учетом типа вала и характера нагружения его консольной части. При этом, если радиус зубчатого колеса R_k неизвестен, его можно определить по формуле:

$$R_k = \frac{m \cdot z_k}{2},$$

где m – окружной модуль зубьев; z_k – число зубьев колеса.

Нормальный модуль m_n зубчатого колеса рекомендуется [3] принимать (в зависимости от диаметра d_0 опорных шеек главного вала) для однокривошипных прессов с односторонним приводом $m_n = (0,09 - 0,10) \cdot d_0$, для КГШП – $(0,06 - 0,08) \cdot d_0$. Для кривошипных закрытых прессов с двухсторонним приводом тихоходных – $(0,08 - 0,05) \cdot d_0$, быстроходных – $(0,07 - 0,05) \cdot d_0$. При этом большие значения относятся к прессам меньших усилий. Значения m_n , рассчитанные согласно рекомендаций, необходимо округлить до стандартных значений (наиболее употребительный диапазон из 1 ряда ... 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 ... мм).

Для косозубых передач с углом наклона зубьев β окружной модуль определяется $m = m_n / \cos \beta$, для прямозубых – $m = m_n$. Рекомендуется [4] принимать $\beta = 8 \div 20^\circ$, для шевронных колес допускается

β до 30° . Зубчатые колеса, устанавливаемые на главных валах, для тихоходных прессов преимущественно прямозубые (отсутствуют осевые силы в зацеплении). В приводах КГШП используются шевронные зубчатые колеса. Число зубьев колеса Z_k можно определить из соотношения: $z_k = z_{ш} \cdot u_{зп}$ ($z_{ш}$ – число зубьев шестерни, $u_{зп}$ – передаточное число зубчатой пары). Рекомендуется [3] $z_{ш} = 13 \div 21$ для однокривошипных прессов, для КГШП – $z_{ш} = 20 \div 27$, для закрытых прессов с двухсторонним приводом тихоходных $z_{ш} = 13 \div 14$, быстроходных – $z_{ш} = 14 \div 15$ (большие значения для прессов меньших усилий). Из условия неподрезания зуба рекомендуется [4] принимать минимальное число зубьев для прямозубых колес $z_{\min} = 17$, косозубых $z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$. Нарезание зубьев со смещением позволяет устранить подрезание при малом числе зубьев (понижается z_{\min}).

Ширина зубчатого колеса принимается согласно рекомендаций [4]: $B_k = \psi_{bd} \cdot d_{ш}$, где ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого колеса относительно диаметра; $d_{ш}$ – делительный диаметр шестерни ($d_{ш} = Z_{ш} \cdot m$). При симметричном расположении колеса относительно опор $\psi_{bd} \cong 0,8$; несимметричном – $0,6$; консольном – $0,3$ (для шевронных передач ψ_{bd} можно увеличить в $1,3 \div 1,4$ раза).

Если передаточное число $u_{зп}$ неизвестно, его можно определить после кинематического расчета привода, т. е. после выполнения п. 9. Расположение шестерни относительно колеса определяется углом δ (см. расчетные формулы). Если этот угол не задается, можно принять расположение зубчатых колес вертикальным, т. е. принять $\delta = 180^\circ$. Для вариантов 7–9 – $\delta = 90^\circ$. При передаче движения ползуну от нескольких главных валов, количество которых $n = 2$ или 4 , при определении диаметра опорной части вала d_o в формулу необходимо подставить P_H / n , а после расчета усилия P_D , допускаемого прочностью вала, общее усилие на ползуне умножается на n .

Рассчитанные по формулам усилия P_D для значений m_k , соответствующих углам $\alpha = 0 \div 90^\circ$, сводятся в таблицу.

7. Строится график зависимости $P_D = f(\alpha)$ (рис. 8):

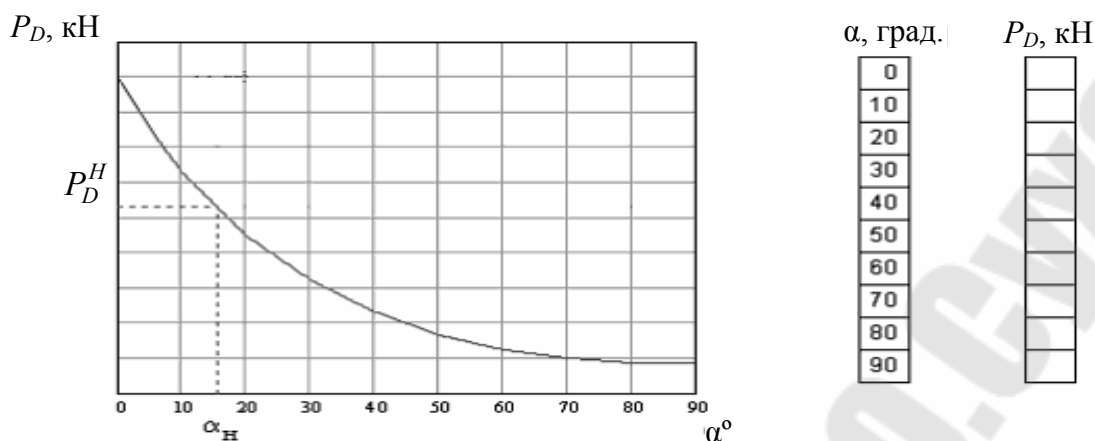


Рис. 8. График зависимости $P_D = f(\alpha)$

Затем из табл. п. 4 [2] выбирается номинальный угол α_H , соответствующий типу пресса. На графике определяется усилие на ползуне, допускаемое прочностью главного вала P_D^H при угле α_H . При этом должно соблюдаться условие $P_D^H > P_H$. Если условие не соблюдается, то возможно усталостное разрушение вала и его размеры (d_o) необходимо увеличить. Значительное превышение P_D^H над P_H свидетельствует о том, что диаметральные размеры вала завышены и их необходимо скорректировать.

8. При подборе электродвигателя главного привода пресса необходимо произвести расчет энергии, затрачиваемой на цикл $A_{ц}$, приведенной к валу электродвигателя (работа цикла) по формуле:

$$A_{ц} = A_o + A_x, \text{ Дж},$$

где A_o – расход энергии на преодоление полезного сопротивления (работа операции);

A_x – расход энергии за время холостого хода.

В свою очередь:

$$A_o = \frac{A_T + A_{упр}}{\eta_{кр} \cdot \eta_n} + \frac{A_M}{\eta_M}, \text{ Дж},$$

где A_T – работа технологической операции на ползуне пресса (работа пластической деформации);

$A_{\text{упр}}$ – работа на ползуне, затрачиваемая на упругую деформацию деталей пресса;

$A_{\text{м}}$ – работа включения муфты на ее валу;

$\eta_{\text{кр}}$ – КПД исполнительного механизма пресса (для кривошипно-ползунного механизма $\eta_{\text{кр}} = 0,6$);

η_n – КПД передач от главного вала до вала электродвигателя ($\eta_n = \eta_{\text{кл}} \cdot \eta_{\text{зп}}^n$);

$\eta_{\text{кл}}$ – КПД клиноременной передачи ($\eta_{\text{кл}} = 0,97$);

$\eta_{\text{зп}}$ – КПД зубчатой передачи, для открытой передачи с валами на подшипниках скольжения ($\eta_{\text{зп}} = 0,96$);

n – число ступеней зубчатых передач;

$\eta_{\text{м}}$ – КПД передач от вала муфты до вала электродвигателя.

Работа технологической операции $A_{\text{т}}$ (идеальная работа) рассчитывается, исходя из т. н. графика рабочих нагрузок, определяющего в графической форме зависимость величины усилия сопротивления деформации для данной технологической типовой операции от перемещения ползуна. Для расчета прессов используются типовые расчетные графики рабочих нагрузок, построенные в относительных координатах (S/H и $P/P_{\text{н}}$; S – путь ползуна, H – полный ход ползуна, P – текущее значение усилия на ползуне, $P_{\text{н}}$ – номинальное усилие). При проектировании открытых листоштамповочных однокривошипных прессов используется график вырубки (рис. 9, а, $F_{\text{гр}} = 0,03$), однокривошипных закрытых, обрезных и двухкривошипных закрытых прессов – вырубки при увеличенном ходе (рис. 9, б, $F_{\text{гр}} = 0,04$), КГШП – горячей штамповки (рис. 9, в, $F_{\text{гр}} = 0,023$), листоштамповочных многопозиционных прессов-автоматов – вытяжки (рис. 9, г, $F_{\text{гр}} = 0,09$). В соответствии с вариантом задания необходимо выбрать и вычертить типовой расчетный график, рассчитать его площадь $F_{\text{гр}}$ и работу технологической операции $A_{\text{т}} = F_{\text{гр}} \cdot H \cdot P_{\text{н}}$ (H – полный ход ползуна, м; $P_{\text{н}}$ – номинальное усилие, Н).

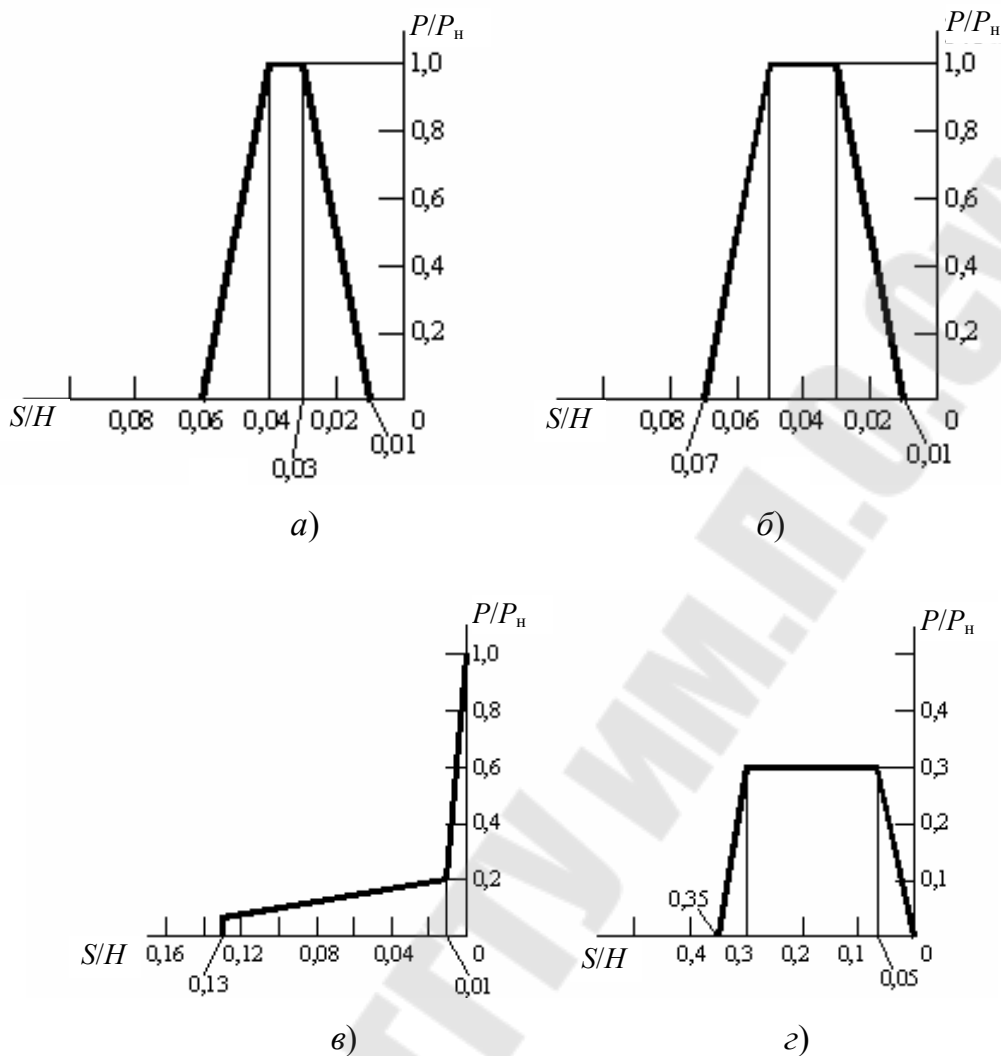


Рис. 9. Типовые графики нагрузок:
 а – вырубка; б – вырубка при увеличенном ходе;
 в – горячая штамповка; г – вытяжка

Затраты энергии на упругую деформацию деталей прессы рассчитываются по формуле:

$$A_y = 0,5 \cdot P_n^2 / C, \text{ Дж},$$

где C – жесткость прессы, выбираемая из табл. 7.2 [1], выдержки из которой для выполнения контрольной работы приведены в табл. 1. В формулу C необходимо подставить в Н/м, а P_n в Н. Промежуточные значения C (для прессы с номинальным усилием P_n) определяются линейной интерполяцией, считая зависимость C от усилия P прямолинейной.

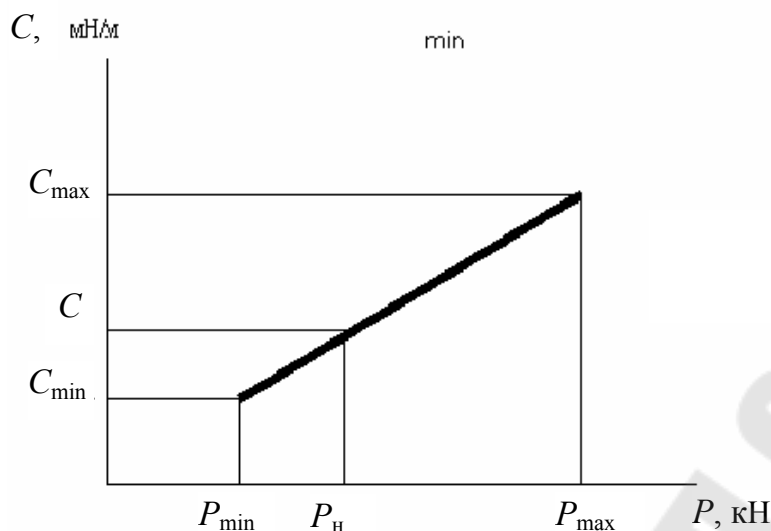


Рис. 10. График зависимости C от усилия H

$$C = C_{\min} + \frac{C_{\max} - C_{\min}}{P_{\max} - P_{\min}} (P_H - P_{\min}),$$

где P_{\max} , P_{\min} – диапазон номинальных усилий;

C_{\max} , C_{\min} – пределы жесткости прессов.

Таблица 1

Энергетические параметры кривошипных машин

Наименование машины	Номинальное усилие P_H , кН	C МН/м	$A_x^*/P_H H$	$A_m^*/P_H H$	p^*
Прессы простого действия однокривошипные открытые	25–2500	200–800	0,1–0,01	0,1	0,3–0,1
Однокривошипные закрытые, обрезные	1000–16000	500–2400	0,08–0,02	0,1–0,02	0,8–0,4
Двухкривошипные закрытые	1000–31500	700–4000	0,06–0,02	0,66–0,02	0,6–0,2
Прессы кривошипные горячештамповочные	6300–63000	4000–12000	0,005–0,02	0,01–0,004	0,4–0,2
Автоматы листоштамповочные многопозиционные	100–10000	500–3000	0,04–0,02	–	1,0

* Большие значения для меньшего хода и меньшего усилия.

При работе «в упор», т. е. когда в конце рабочего хода имеет место нажим инструмента на заготовку (горячая штамповка, гибка с прижимом, плоскостная калибровка), A_y не учитывают [5], т. к. на разгрузочной фазе энергия упругой деформации возвращается приводу.

Работа включения муфты A_M при работе пресса на одиночных ходах, затрачиваемая на разгон ведомых частей привода рассчитывается по формуле:

$$A_M = (1,1-1,3)J_{\text{вм}} \cdot \omega_M^2, \text{ Дж.}$$

где $J_{\text{вм}}$ – момент инерции ведомых частей привода, приведенный к валу муфты, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω_M – угловая скорость вала муфты, с^{-1} .

В контрольной работе при отсутствии данных по $J_{\text{вм}}$ значение A_M выбирается из табл. 1 как доля от произведения $P_H \cdot H$. Для определения КПД передач от вала муфты до вала электродвигателя η_M , необходимо выяснить положение муфты в приводе.

При проектировании кривошипных машин тип и расположение муфты включения определяется, прежде всего, силовыми параметрами – передачей требуемого вращающего момента и общей компоновкой привода. Необходимо учитывать, что при расположении муфты на главном валу увеличивается вращающий момент, однако снижается окружная скорость на поверхности трения (преимущественно применяются фрикционные муфты включения), что значительно снижает нагрев и увеличивает долговечность трущихся поверхностей. Поэтому, несмотря на увеличение габаритов муфты, ее веса и стоимости, снижение расходов на ремонт оправдывает такую установку в приводе, т. е. на главном валу кривошипной машины. В этом случае $\eta_M = \eta_{\text{кл}} \cdot \eta_{\text{зп}}^n$ (n – число ступеней зубчатых передач от вала муфты к валу электродвигателя).

Если в главном приводе применяют две и более зубчатые передачи, то муфту предпочтительно установить на быстроходном валу, т. е. на валу, где установлен большой шкив клиноременной передачи, при этом $\eta_M = \eta_{\text{кл}}$. Для прессов-автоматов $A_M = 0$, т. к. они работают в автоматическом режиме (муфта включается вначале работы пресса).

Расход энергии за время холостого хода A_x приведен в табл. 1, выбранное значение необходимо умножить на $(P_H \cdot H)$ (P_H , Н; H , м), после чего рассчитывается работа операции A_o и цикла $A_{\text{ц}}$. При осна-

щении пресса подачами, имеющими привод от главного вала, к работе холостого хода необходимо добавить затраты энергии на подачи. Работа подачи рассчитывается по формуле:

$$A_{\text{п}} = B \cdot P_{\text{н}}^{3/2}, \text{ Дж},$$

где B – коэффициент, зависящий от типа подачи и ее скорости (выбирается по табл. 7.1 [1]);

$P_{\text{н}}$ – номинальное усилие в МН.

Для валковых и грейферных подач при скорости подачи V до 3 м/с $B = 1000$.

Расчетная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_p = K \cdot \frac{A_{\text{п}}}{1000 \cdot t_{\text{ц}}},$$

где K – коэффициент запаса мощности, $K = 1,1-1,3$;

$$t_{\text{ц}} - \text{время цикла, } t_{\text{ц}} = \frac{60}{n \cdot p},$$

где n – число непрерывных ходов ползуна в минуту;

p – коэффициент использования числа ходов, выбираемый из табл. 1.

По величине N_p подбирается асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым зазором, указывается его марка, мощность $N_{\text{эд}}$, кВт и частота вращения $n_{\text{эд}}$, мин⁻¹.

Момент инерции маховика $J_{\text{мах}}$, кг·м² определяется по формуле:

$$J_{\text{мах}} = J_{\text{пр}} \cdot X,$$

где $J_{\text{пр}}$ – момент инерции привода, приведенный к валу маховика;

X – доля маховика в общем моменте инерции привода.

В свою очередь:

$$J_{\text{пр}} = K_{\text{ф}} \cdot A_{\text{о}} / (\omega_{\text{мах}}^2 \cdot \delta),$$

где $K_{\text{ф}}$ – коэффициент избыточной работы – доля работы операции, выполняемой маховиком;

$A_{\text{о}}$ – работа операции, Дж;

$\omega_{\text{мах}}$ – угловая скорость маховика, с⁻¹;

δ – коэффициент неравномерности вращения вала маховика.

Коэффициент K_{ϕ} для прессов, работающих в режиме одиночных ходов, рассчитывается по формуле:

$$K_{\phi} = 1 - \frac{\alpha_p \cdot p}{360} \cdot K^2 \cdot \left(1 + 2 \frac{K^2 - 1}{K^2} \cdot \frac{A_x}{A_0} \right),$$

а работающих на автоматических ходах:

$$K_{\phi} = 1 - \frac{\alpha_p}{360},$$

где α_p – угол поворота кривошипа, соответствующий технологической операции (рабочий угол), град.;

p – коэффициент использования числа ходов;

K – коэффициент запаса мощности;

A_x – работа холостого хода;

A_0 – работа операции.

При выполнении расчетов можно принять: $\alpha_p = \alpha_n$,

где α_n – номинальный угол, выбираемый из таблицы п.4 [2].

Угловая скорость вращения маховика определяется по формуле:

$$\omega_{\max} = \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30}, \text{ с}^{-1},$$

где n_{\max} – частота вращения вала маховика, мин^{-1} .

Так как маховик устанавливается на приемном валу, то:

$$n_{\max} = \frac{n_{\text{эд}}}{i_{\text{кл}}}.$$

Уточненное значение $i_{\text{кл}}$ выбирается после выполнения п. 9. Если маховик установлен на главном валу (в приводе отсутствуют зубчатые передачи), то $\omega_{\max} = \omega$ (ω – угловая скорость вращения кривошипа).

Коэффициент неравномерности вращения маховика δ выбирается из табл. 7.3 [1] в зависимости от типа машины и режима работы. Для универсальных кривошипных прессов $\delta = 0,12$, прессов с частотой ходов в минуту $n < 20$ $\delta = 0,2 \div 0,3$, КГШП – $\delta = 0,2 \div 0,25$, листоштамповочных автоматов – $\delta = 0,08$.

Доля маховика в суммарном моменте инерции привода для большинства составляет 97–99 %, для ГКШП значение меньше.

В расчетах можно принять $X = 0,97$ для всех машин, кроме КГШП, у которых $X = 0,65 \div 0,75$.

9. Общее передаточное отношение привода i определяется, исходя из частоты вращения выбранного электродвигателя $n_{эд}$ и частоты ходов ползуна прессы n , по формуле: $i = n_{эд}/n$.

Предварительный расчет i производился в п. 1 контрольной работы, в соответствии с рекомендациями по структуре привода главного исполнительного механизма прессы. Для схемы с одноступенчатой передачей (клиноременной) – рис. 2, а: $i = i_{кл}$; для схем с клиноременной и одноступенчатой зубчатой передачей (рис. 2, б, в, г) $i = i_{кл} \cdot u_{зп}$, при этом передаточное число зубчатой передачи $u_{зп} = i/i_{кл}$ ($i_{кл} = 2,5 \div 4,5$). Для разбивки передаточного отношения привода по ступеням с двумя парами зубчатых передач (быстроходной и тихоходной) – схемы рис. 2, д и е, необходимо рассчитать передаточное число зубчатых передач $u_{зп} = u_{б} \cdot u_{т} = i/i_{кл}$ и воспользоваться графиком на рис. 11, согласно которого выбираются оптимальные передаточные числа быстроходной и тихоходной зубчатой передачи $u_{б}$ и $u_{т}$, обеспечивающие минимальную инерционность и массу привода.

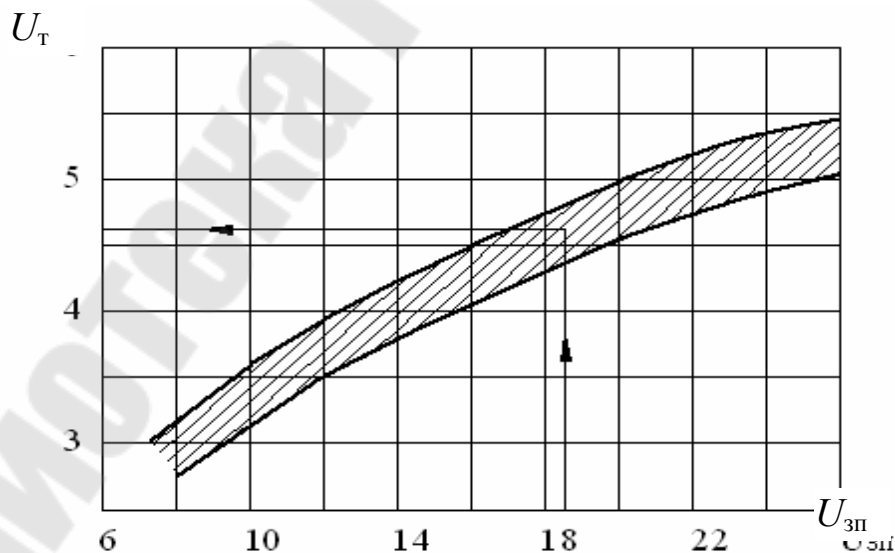


Рис. 11. График разбивки передаточного числа двухступенчатого зубчатого привода

В трехступенчатом зубчатом приводе (рис. 2, ж) габариты и инерционность привода зависят в основном от правильности разбивки передаточного отношения двух последних ступеней. Поэтому для таких приводов задаются [6] передаточным числом быстроходной ступени $u_6 = 2,3 \div 4,0$, после чего передаточное число разбивают в соответствии с рекомендациями, разработанными для двухступенчатых зубчатых приводов.

Таким образом, при использовании в приводе зубчатых передач необходимо задаться передаточным отношением клиноременной передачи $i_{кл} = 2,5 \div 4,5$, передаточное число зубчатых передач определить $u_{зп} = i / i_{кл}$, затем произвести разбивку $u_{зп}$ по ступеням согласно рекомендаций с соблюдением условия: $u_6 < u_{зп} < u_7$.

После разбивки передаточного отношения привода по ступеням на кинематической схеме валы нумеруют и определяют частоту вращения каждого вала (1-й вал электродвигателя, 2-й вал маховика и т. д.). Последний вал является главным валом и частота его вращения должна быть равна частоте ходов ползуна прессы.

10. Для определения размеров маховика, который является ведомым шкивом клиноременной передачи, необходимо произвести упрощенный расчет передачи. Исходными данными для расчета является передаваемая мощность N_p , частота вращения малого шкива $n_1 = n_{эд}$ и передаточное отношение клиноременной передачи $i_{кл}$. Расчет производится в следующей последовательности: в зависимости от N_p и n_1 по номограмме [7] определяется сечение ремня, затем по таблицам в зависимости от выбранного сечения ремня по величинам n_1 и $i_{кл}$ выбирается диаметр меньшего (ведущего) шкива d_1 . Вначале ориентируются на среднее значение d_1 . Диаметр большего шкива d_2 определяют по формуле:

$$d_2 = i_{кл} \cdot d_1.$$

Округление d_2 до стандартного значения можно не производить.

В зависимости от n_1 и $i_{кл}$ для выбранного сечения ремня определяется номинальная мощность N_0 передаваемая одним ремнем. Для промежуточных значений n_1 и $i_{кл}$ величину N_0 рассчитывают методом линейной интерполяции.

При определении мощности передаваемой одним ремнем в упрощенном расчете можно принять коэффициент угла обхвата равным 0,82, коэффициент, учитывающий длину ремня, – 1, коэффициент динамичности и режима работы – 1,3.

Затем рассчитывается число ремней в передаче, производится конструирование профиля большого шкива (маховика) и вычерчивается его упрощенный эскиз (рис. 12).

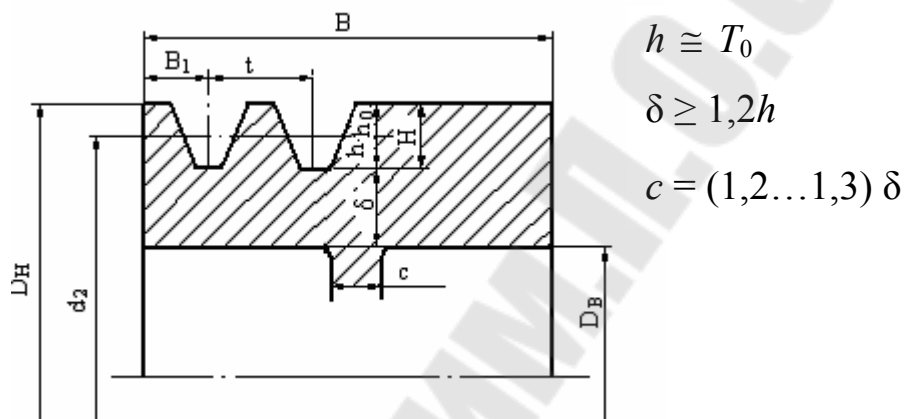


Рис. 12. Эскиз маховика

Момент инерции маховика J_{\max} рассчитывается по формуле:

$$J_{\max} = \pi \cdot \rho \cdot B \cdot (R^4 - r^4) / 2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где ρ – плотность материала маховика, $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$ (сталь),

$\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$ (чугун);

B – ширина маховика, м, определяемая числом ремней;

R – наружный радиус маховика, м, рассчитываемый по формуле:

$$R = d_2 / 2;$$

r – внутренний радиус маховика, м.

$$r = d_2 / 2 - h - \delta.$$

При выборе материала маховика необходимо учитывать его окружную скорость V , м/с, определяемую расчетом:

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где $n_2 = n_1 / i_{\text{кл}}$.

При $V \leq 25$ м/с маховик выполняется из чугуна, при $V > 25$ м/с – стальным (сталь 25Л). Момент инерции маховика необходимо срав-

нить с расчетным значением, полученным в п. 8. Если инерционность маховика недостаточна, можно увеличить его ширину B до значения $B \leq 0,5d_2$ или (и) уменьшить диаметр D_B до значения $D_B \geq 0,6d_2$. При значительной разнице с расчетным значением необходимо увеличить диаметр d_1 и, соответственно, d_2 , т. е. в таблицах выбрать большее значение d_1 . Если этого недостаточно, можно увеличить передаточное отношение клиноременной передачи $i_{кл}$, выбрав электродвигатель с большей частотой вращения.

При этом производится кинематический расчет с учетом изменения n_1 , т. е. расчеты в п. 9 корректируются.

Если момент инерции маховика превышает расчетный, выполненный в п. 8, более чем на 10 %, то его необходимо снизить, уменьшив размеры (выбирается меньшее значение d_1 и соответственно d_2).

Литература

1. Кузнечно-штамповочное оборудование / А. Н. Банкетов [и др.] – Москва : Машиностроение, 1982. – 576 с.
2. Буренков, В. Ф. Расчет главных валов кривошипных машин : метод. указания к курсовому проектированию для студентов спец. 12.04 / В. Ф. Буренков. – Ротапринт ГПИ, 1990. – 47 с.
3. Ланской, Е. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных машин / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – Москва : Машиностроение, 1966. – 380 с.
4. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – Москва : Высш. шк., 1976. – 399 с.
5. Ровинский, Г. Н. Листоштамповочные механические прессы / Г. Н. Ровинский, С. Л. Злотников. – Москва : Машиностроение, 1968. – 376 с.
6. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В. И. Власов [и др.] – Москва : Машиностроение, 1982. – 424 с.
7. Тростин, В. И. Расчет ременных и цепных передач : метод. указания по курсовому проектированию / В. И. Тростин, В. Ф. Буренков. – Ротапринт ГПИ, 1982. – 38 с.

Содержание

Общие требования к выполнению контрольной работы	3
Задание к контрольной работе	4
Характеристика привода	5
Порядок выполнения работы	6
Рекомендации по выполнению работы	7
Литература	26

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ ПРЕССОВО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

**Методические указания
к контрольной работе для студентов
специальности 1-36 01 05 «Машины
и технология обработки материалов
давлением» заочной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Автор-составитель: **Буренков Валерий Филиппович**

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 24.01.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,47.

Изд. № 222.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр Учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.