

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Машины и технология обработки металлов давлением  
им. С.И. Губкина»

**ТЕОРИЯ, РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ  
КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Методические указания к дипломному проектированию  
для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология  
обработки материалов давлением»

В 2 частях

Часть 1

Конструкторское и технологическое проектирование

*Учебное электронное издание*

**Минск 2010**

УДК 621.73.06

**Авторы:**

*М.В. Кудин, П.С. Овчинников, В.С. Карпицкий, С.А. Ленкевич, А.А. Шегидевич*

**Рецензенты:**

*Д.М. Иваницкий*, доцент кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением» БНТУ, доцент, кандидат технических наук;

*А.К. Гавриленя*, доцент кафедры «Общенаучные дисциплины» Барановичского государственного университета, доцент, кандидат технических наук

Издание предназначено для студентов-дипломников, специализирующихся в области кузнечно-штамповочного оборудования. В методическом пособии рассматриваются вопросы, решение которых должно найти отражение в дипломном проекте, указаны объем, содержание и правила оформления проекта, приведена методика разработки кузнечно-штамповочного оборудования и расчета экономической эффективности с необходимыми таблицами для заполнения полученными данными, дан перечень рекомендуемой литературы.

Белорусский национальный технический университет  
пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.(017) 292-77-52 факс (017) 292-91-37  
Регистрационный № ЭИ БНТУ/МТФ31-1.2010

© Кудин М.В., Овчинников П.С.,  
Карпицкий В.С., Ленкевич С.А.,  
Шегидевич А.А., 2010  
© БНТУ, 2010

## СОДЕРЖАНИЕ

Назначение дипломного проекта.....	4
1. ТЕМАТИКА, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА.....	4
2. ВВЕДЕНИЕ.....	6
3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА.....	6
3.1. Обоснование выбора типа проектируемой машины.....	6
3.2. Разработка технической характеристики проектируемой машины .....	6
3.3. Разработка кинематической, пневматической, гидравлической или комбинированной схем .....	7
3.4. Разработка основных узлов и механизмов машины .....	7
3.5. Охрана труда и техника безопасности.....	7
3.6. Расчет кривошипных машин .....	8
3.6.1. Кинематический расчет .....	8
3.6.2. Силовой расчет .....	9
3.6.3. Подбор электродвигателя и расчет маховиков .....	16
3.6.4. Расчет муфты включения и тормоза .....	19
3.7. Расчет гидравлических прессов .....	25
3.7.1. Расчет станины .....	25
3.7.2. Расчет рабочих цилиндров, плунжеров и уплотнений.....	27
3.7.3. Расчет гидросистемы прессов.....	31
3.8. Расчет паровоздушных молотов .....	34
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА.....	39
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	40

## **Назначение дипломного проекта**

Дипломный проект является завершающим этапом обучения в университете и выполняется после сдачи студентом всех экзаменов и зачетов по теоретическим дисциплинам, лабораторным работам и производственным практикам, защиты всех курсовых проектов и сдачи зачета по преддипломной практике.

Дипломный проект должен быть выполнен с учетом новейших достижений в области производства кузнечно-прессовых машин, обеспечивающих улучшение технико-экономических показателей проектируемой или модернизируемой машины по сравнению с существующими машинами аналогичного назначения. В используемых при этом организационно-технических решениях следует стремиться к повышению производительности машины за счет увеличения ее быстроходности, механизации и автоматизации основных и вспомогательных операций изготовления изделий, к увеличению надежности и долговечности узлов и деталей машины за счет улучшения их конструкции, применения новых материалов и прогрессивной технологии обработки, к повышению безопасности условий труда и соблюдению экологических требований. В проекте должны быть учтены действующие стандарты, нормативы и технические условия на разработку и изготовление машины.

### **1. ТЕМАТИКА, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА**

Объектами дипломного проектирования кузнечно-штамповочного оборудования для специальности 1-36 01 05 Машины и технология обработки материалов давлением могут быть универсальные или специальные кузнечно-прессовые машины со средствами автоматизации и механизации.

Дипломный проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 100–110 страниц рукописного текста (выполняется на листах формата А4) и графической части, содержащей 12–14 листов чертежей формата А1.

Графическая часть включает:

конструкторский раздел, в котором должны быть представлены сборочные чертежи проектируемой машины (1–3 листа), узлов машины (7–8 листов), кинематические, пневматические, гидравлические или комбинированные схемы (1–2 листа), рабочий чертеж деталей (1–2 листа);

специальную технологическую разработку (2–3 листа), которая включает чертежи техпроцесса изготовления детали на проектируемой машине и конструкцию рабочего инструмента (штампа) со средствами механизации и автоматизации.

Расчетно-пояснительная записка строится по следующему примерному плану:

1. Общая часть проекта.
  - 1.1. Титульный лист с указанием темы проекта и необходимыми подписями.
  - 1.2. Задание по дипломному проектированию.
  - 1.3. Оглавление (перечень разделов и подразделов с указанием страниц).
  - 1.4. Перечень чертежей и других графических материалов (на отдельной странице).
2. Введение.
3. Конструкторская часть проекта.
  - 3.1. Обоснование выбора типа проектируемой машины.
  - 3.2. Разработка технической характеристики проектируемой машины.
  - 3.3. Разработка кинематической, пневматической, гидравлической или комбинированной схем.
  - 3.4. Разработка основных узлов и механизмов машины.
  - 3.5. Технические расчеты проектируемой машины.
4. Технологическая часть проекта.
5. Охрана труда и техника безопасности.
6. Экономическое обоснование проекта.
7. Выводы по проекту.
8. Список использованной литературы.
9. Спецификация графического материала.

## **2. ВВЕДЕНИЕ**

В вводной части проекта необходимо дать краткое определение роли и места обработки металлов давлением в развитии народного хозяйства, дать характеристику современного состояния и перспектив развития кузнечно-прессового оборудования в целом и проектируемой машины в частности, увязать цель и задачи дипломного проекта с задачами развития отрасли промышленности, для которой предназначается объект проектирования.

## **3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА**

### **3.1. Обоснование выбора типа проектируемой машины**

Машина, подлежащая разработке в дипломном проекте, указывается в задании на дипломное проектирование. Необходимо дать краткую характеристику выпускаемых машин аналогичного назначения. Из имеющихся разновидностей данной машины выбрать ее лучший вариант в качестве базового для последующей разработки.

### **3.2. Разработка технической характеристики проектируемой машины**

Проектирование машины начинается с установления ее основных технических параметров. Основные параметры большинства универсальных кузнечно-прессовых машин регламентируются соответствующими стандартами [1–9].

Основные параметры определяют эксплуатационные характеристики машины: размеры штампового пространства, величину хода ползуна, число ходов, энергию удара и др.

В дипломном проекте по согласованию с руководителем при соответствующих обоснованиях разрешается изменение тех или иных параметров машины, обеспечивающих улучшение ее качества и соответствие лучшим образцам отечественной и зарубежной техники.

На специальные машины, параметры которых не оговорены стандартами [10–14], основные параметры определяются исходя из особенностей получаемых на данной машине изделий, серийности производства и на основании изучения машин аналогичного назначения или подобных ей с учетом общей тенденции машиностроения.

При конструировании машин необходимо учитывать основные направления развития кузнечно-прессового оборудования, к которым можно отнести:

повышение производительности машин за счет увеличения их быстроходности, механизации и автоматизации основных и вспомогательных операций изготовления изделий;

увеличение надежности и долговечности машин за счет улучшения их конструкции, применения новых материалов и прогрессивных технологий обработки;

повышение безопасности работы машин за счет применения защитных и предохранительных устройств;  
применение программирования в системе управления;  
применение унифицирования и агрегатирования узлов и механизмов, удешевляющих изготовление и ремонт машин;  
применение автоматических и комплексных линий для изготовления сложных изделий массового производства.

### **3.3. Разработка кинематической, пневматической, гидравлической или комбинированной схем**

При разработке кинематических, пневматических и гидравлических схем следует руководствоваться стандартами [15–20]. Схемы выполняются на отдельных листах формата А1. В правом верхнем углу листа в таблице помещаются характеристики применяемых в схемах элементов. В нижней части листа помещается циклограмма работы машины, если она ввиду большого объема и сложности не оформляется на отдельном листе. Если одна из схем имеет подчиненную роль, то разрабатывается комбинированная схема (кинематическая с пневматической и т. д.).

### **3.4. Разработка основных узлов и механизмов машины**

При разработке основных узлов и общего вида машины следует обратить внимание на конструктивное обеспечение качества изделий. Как объект эксплуатации изделие должно обладать служебными характеристиками, заданными в технических условиях на изготовление и приемку, обеспечивать возможность его использования с наименьшим числом обслуживающего персонала при гарантии безопасности его работы, создавать удобство обслуживания и ремонта. Как объект производства машина должна быть простой и дешевой и требовать минимальных затрат труда и времени на подготовку производства и освоение, отличаться возможно меньшей металлоемкостью и при ее производстве обеспечивать экономическую целесообразность применения новых прогрессивных технологий. Спецификации общего вида машины, сборочных чертежей узлов и технологической оснастки выполняются в соответствии с стандартами [21–23].

### **3.5. Охрана труда и техника безопасности**

Глубокая и всесторонняя разработка в дипломных проектах вопросов охраны труда, т. е. мероприятий, предусматривающих защиту работающих от производственных травм, создание благоприятных условий труда, предупреждение профессиональных заболеваний, является обязательной.

В создании здоровых и безопасных условий труда большое значение имеет такая организация технологического процесса и обеспечение такого состояния оборудования, при которых исключались бы выделение вредных веществ в рабочих помещениях (газа, пыли, продуктов сгорания, избыточной теплоты) и

опасность травмирования рабочих. Эти требования являются основополагающими в ряде нормативных документов [24-29].

### 3.6. Расчет кривошипных машин

#### 3.6.1. Кинематический расчет

Выбор типа привода. В соответствии с технической характеристикой пресса для достижения требуемого числа ходов ползуна в минуту принимают тип привода (одноступенчатый односторонний с маховиком или с зубчатой передачей, двухступенчатый, трехступенчатый и т. д.). Передаточное отношение между валом электродвигателя и главным (кривошипным) валом пресса при одноступенчатом приводе определяется по формуле

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{п}} \cdot k_c},$$

где  $n_{\text{дв}}$  – номинальное число оборотов вала электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  
 $n_{\text{п}}$  – число ходов ползуна (число оборотов главного вала), мин<sup>-1</sup>;  
 $k_c = 0,98-0,99$  – коэффициент, учитывающий проскальзывание ремней.

Определение основных кинематических величин кривошипно-шатунного механизма. При разработке кинематики кривошипно-шатунного механизма вначале определяют радиус кривошипа:

$$R = H / 2,$$

где  $H$  – ход ползуна, мм  
длину шатуна по формуле

$$L = R / \lambda,$$

где  $\lambda = R / L$  – коэффициент шатуна, который принимают для данного типа машины по таблице [37, с. 72].

Расчет значений пути ползуна ( $S$ ), скорости ( $V$ ) и ускорения ( $a$ ) в зависимости от угла поворота кривошипа (для центрального механизма) производится по формулам [37]:

$$S = R((1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha));$$

$$V = \omega R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{4} \sin 2\alpha);$$

$$a = \omega^2 R(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$



где  $\alpha$  – угол поворота кривошипного вала, отсчитываемый от нижней мертвой точки против вращения кривошипа;

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30} - \text{угловая скорость вращения кривошипа, с}^{-1}.$$

Расчеты производят для углов поворота кривошипного вала от 0 до 90° с интервалом в 10°. Для упрощения расчетов значения выражений  $f_1(\alpha)$ ,  $f_2(\alpha)$ ,  $f_3(\alpha)$  можно определить по табл. 2, 3 и 4 [37] соответственно. Результаты расчета сводятся в таблицу и по полученным данным строятся графики зависимостей  $S = f(\alpha)$ ,  $V = f(\alpha)$  и  $a = f(\alpha)$ .

### 3.6.2. Силовой расчет

Силовой расчет кривошипной машины включает в себя следующие основные этапы расчетов: кривошипного вала; приведенного плеча сил; усилия на ползуне, допускаемого прочностью коленчатого вала; шлицевых соединений и шпонок; клиноременной передачи; регулировочного винта и резьбы шатуна; усилия регулировки высоты штампового пространства; подшипников скольжения; уравнивателей ползуна и станины машины.

В данном издании приведены основы расчета кривошипных валов, приведенного плеча сил и усилия на ползуне, т. е. рассмотрены те вопросы, которые имеют особую специфику расчета. Расчет же остальных элементов и деталей машины производится по более простым (известным из ранее изученных курсов Сопротивление материалов, Детали машин и др.) формулам.

Расчет кривошипных валов. Кривошипные валы кривошипно-ползунных механизмов могут выполняться в виде коленчатых валов или в виде обычных ступенчатых осей и валов шестернеэксцентрикового и шестернекривошипного привода [30, 31, 37]. Размеры кривошипных валов во многом определяют и размеры самой машины. Поэтому конструированию этих элементов следует уделить особое внимание.

При проектировании и расчете коленчатого вала вначале по номинальному усилию на основе статистических данных определяют диаметр опорных шеек вала  $d_0$  [30, 37]. Так, для коленчатого вала однокривошипного пресса простого действия  $d_0 = 140\sqrt{P_n}$  при  $P_n \leq 2$  МН и  $d_0 = 120\sqrt{P_n+0,6}$  при  $P_n > 2$  МН. Для эксцентрикового вала горячештамповочного пресса  $d_0 = 103\sqrt{P_n+1}$ . Для двухколенчатого вала прессов простого и двойного действия  $d_0 = 140\sqrt{P_n}$  при  $P_n \leq 1,8$  МН и  $d_0 = 90\sqrt{P_n} + 3$  при  $P_n > 1,8$  МН. В вышеуказанных формулах  $P_n$  подставляют в меганьютонах, а получают  $d_0$  в миллиметрах. По диаметру  $d_0$  на основании эмпирических соотношений [30, табл. 2, 4 или 37, табл. 15] определяют остальные размеры вала. Полученные размеры округляют и выбирают материал вала.

Расчет приведенного плеча сил. Приведенное плечо сил в реальном механизме (с учетом сил трения) определяется по формуле [30, 37]

$$m_k = m_k^H + m_k^M,$$

где  $m_k^n$  – приведенное плечо сил идеального механизма (без учета сил трения);

$m_k^\mu$  – приведенное плечо сил трения.

Значения  $m_k^n$  и  $m_k^\mu$  определяются по соответствующим формулам:

$$m_k^n = R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha); \quad (3.1)$$

$$m_k^\mu = 0,5\mu((1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + d_0), \quad (3.2)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в подшипниках кривошипно-шатунного механизма ( $\mu = 0,06$  – при использовании густой смазки);

$d_A$  – диаметр шатунной шейки коленчатого вала;

$d_0$  – диаметр опорной шейки коленчатого вала;

$d_B$  – диаметр опорного подшипника шатуна в ползуне.

Расчет  $m_k$  производят для углов поворота кривошипа  $\alpha$  от 0 до 90° с интервалом в 10°. Результаты расчета сводятся в таблицу. По полученным данным с учетом уточненных поперечных размеров коленчатого вала строится график зависимости приведенного плеча сил от угла поворота кривошипа  $m_k = f(\alpha)$ .

Расчет допускаемого усилия на ползуне по прочности коленчатого вала. Обычно у коленчатых валов расчетным сечением является сечение ВВ (схемы коленчатых валов и приближенные расчетные формулы приведены [37], приложение). Усилие, допускаемое прочностью вала (одноколенчатого, с односторонним приводом, без зубчатой передачи) в сечении ВВ, определяется по формуле

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{n_3 k_\sigma \sqrt{0,004l_0^2 \Phi_\sigma + \Phi_\tau (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}, \quad (3.3)$$

где  $\sigma_{-1и}$  – предел выносливости на изгиб для материала вала при симметричном цикле нагружения [37, табл. 17];

$n_3$  – коэффициент запаса [37, табл. 156];

$k_\sigma$  – коэффициент эквивалентной нагрузки [37, табл. 156];

$l_0$  – длина опорной шейки вала;

$\Phi_\sigma$  и  $\Phi_\tau$  – коэффициенты, учитывающие влияние масштабных факторов, концентрации нагрузки на величину нормальных и касательных напряжений (определяется по графикам [37, рис. 62]).

Для подтверждения правильности выбора оптимальных поперечных размеров коленчатого вала по формуле (3.3) производится предварительный расчет усилия  $P_D$ , для угла поворота кривошипного вала  $\alpha = \alpha_n$ , (где  $\alpha_n$  – номинальный угол поворота кривошипа) выбирается в зависимости от типа машины по таблице [37, с. 72]. На данном угле поворота кривошипа пресс должен развивать максимальное усилие, по значению равное номинальному уси-

лию  $P_H$  (паспортное усилие), т. е. при предварительном расчете значение  $P_D$  должно быть равно  $P_H$  или близко к данному значению. При значительной разнице  $P_D$  и  $P_H$  осуществляется корректировка поперечных размеров вала с последующим перерасчетом  $P_D$  до момента, когда  $P_D \cong P_H$ .

Возможен другой вариант определения оптимальных поперечных размеров коленчатого вала, который заключается в следующем. Проектные расчеты в этом случае выполняются на ЭВМ по алгоритму, приведенному на рис. 3.1.

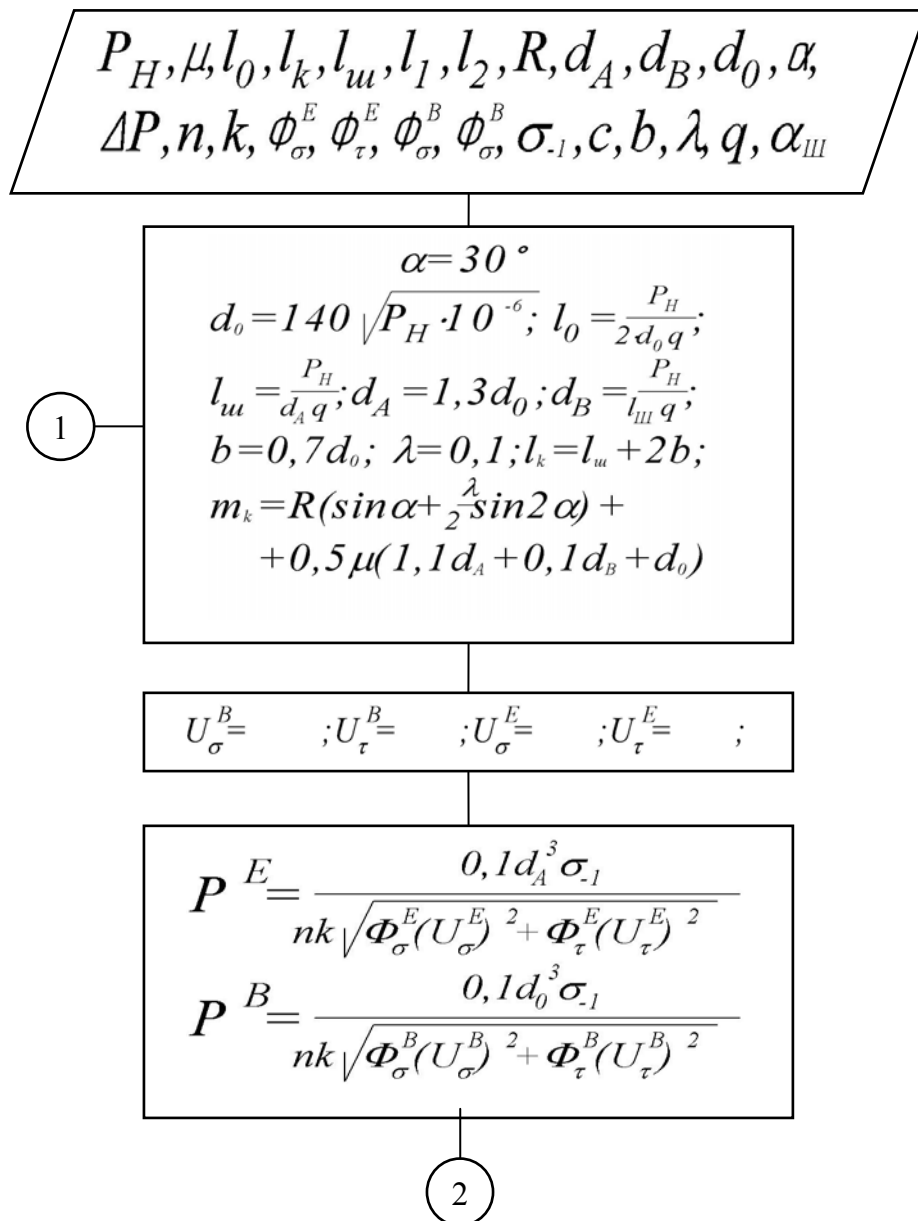


Рис. 3.1. Схема алгоритма для определения оптимальных поперечных размеров коленчатого вала

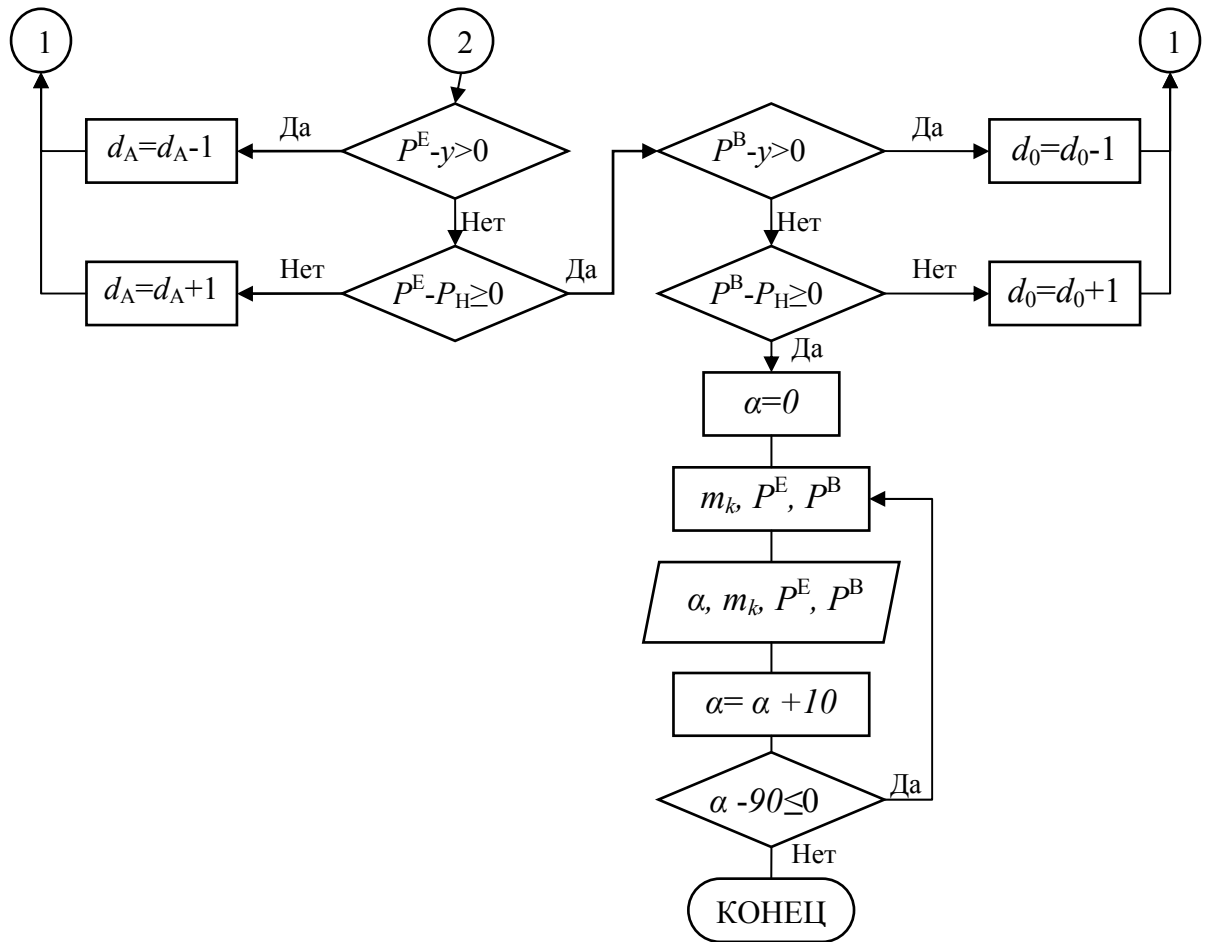


Рис. 3.1. Схема алгоритма для определения оптимальных поперечных размеров коленчатого вала (окончание)

Кривошипные валы во время рабочего хода испытывают изгиб, кручение и воздействие перерезывающих сил. Усилие, допускаемое прочностью кривошипного вала, рассчитывается по выражению, которое в общем виде выглядит так:

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1н}}{n_3 k_3 \sqrt{U_\sigma^2 \Phi_\sigma + U_\tau^2 \Phi_\tau}}, \quad (3.4)$$

где  $d_0$  – диаметр цапфы в расчетном сечении вала;

$U_\sigma$  и  $U_\tau$  – плечо изгибающего и крутящего момента соответственно.

Сначала произвольно принимается величина диаметра коренной цапфы  $d_0$ . По эмпирическим выражениям определяются диаметры шатунной и ползунной цапф  $d_A$  и  $d_B$ :

$$d_B = d_0; \quad d_A = 1,2d_0.$$

По формулам 3.1 и 3.2 находят приведенное плечо сил  $m_k$ . В зависимости от принятых значений диаметров цапф и прочностных свойств материала вкладышей подшипников определяют длины цапф коренных  $l_0$  и шатунных  $l_{ш}$ :

$$l_0 \cong P_H / 2q; \quad l_{ш} = P_H / q,$$

где  $q$  – давление, допускаемое материалом вкладышей подшипников.

Далее в зависимости от типа кривошипного вала, схемы некоторых из них приведены на рис. 3.2, рассчитывают величины  $U_\sigma$  и  $U_\tau$  по выражениям, приведенным ниже, а затем величину  $P_D$  по выражению (3.4). При значительном различии  $P_D$  и  $P_H$  на величину шага корректируют  $d_0$ , все расчеты повторяют до получения  $P_D \cong P_H$ . При таком расчете оптимальными находят не только диаметры, но и длины цапф кривошипного вала.

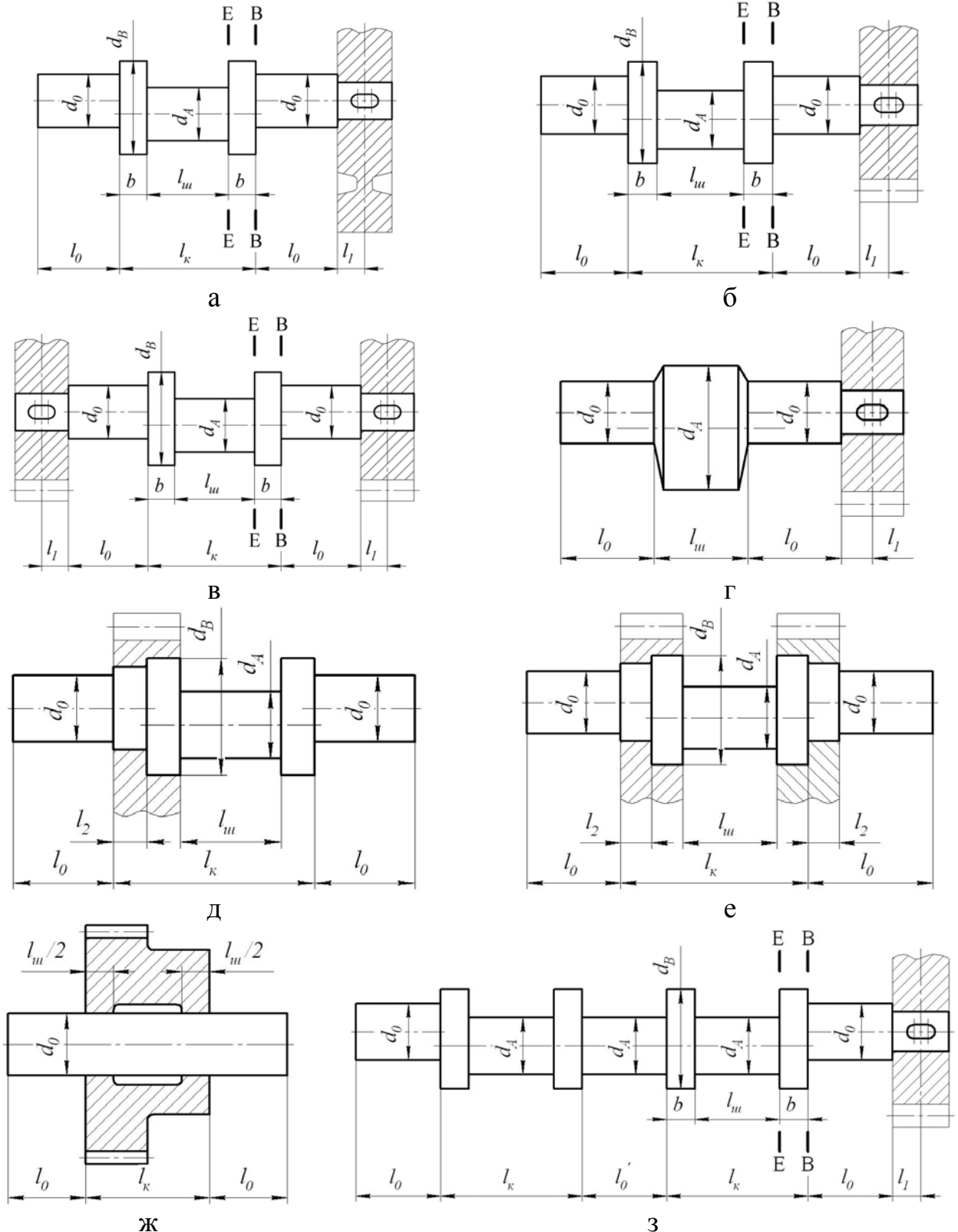


Рис. 3.2. Схемы кривошипных валов

1. Коленвал с маховиком (рис. 3.2, а):  
сечение В

$$U_{\sigma}^2 = 0,004l_0^2; \quad U_{\tau}^2 = (0,5m_k + 0,085d_0)^2;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = (0,062l_0 + 0,25(l_k - l_{ш}))^2; \quad U_{\tau}^2 = 0,25(m_k - 0,5R \sin \alpha)^2.$$

2. Коленчатый вал с односторонним зубчатым приводом (рис. 3.2, б) при  $\delta = 150^\circ$ ;  $\alpha_{ш} = 20^\circ$ :

сечение В

$$U_{\sigma}^2 = (0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}})^2; \quad U_{\tau}^2 = 0,25m_k^2;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = \left[ 0,062l_0 + 0,25(l_1 - l_{ш}) - (0,5l_1 + 0,44l_0) \left(1 + \frac{l_{ш}}{l_k + 0,25l_0}\right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} \right]^2;$$

$$U_{\tau}^2 = 0,25(m_k - 0,5R \sin \alpha)^2.$$

3. Коленчатый вал с двухсторонним зубчатым приводом (рис. 3.2, в):  
сечение В

$$U_{\sigma}^2 = (0,062l_0 - (0,5l_1 + 0,44l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}})^2; \quad U_{\tau}^2 = 0,062m_k^2;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = (0,062l_0 + 0,25(l_k - l_{ш}) - (0,5l_1 + 0,44l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}})^2; \quad U_{\tau}^2 = 0.$$

4. Эксцентриковый вал с односторонним зубчатым приводом (рис. 3.2, г):  
сечение В

$$U_{\sigma}^2 = (0,17l_0 - (0,5l_1 + 0,35l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}})^2; \quad U_{\tau}^2 = 0.$$

5. Одноколенчатый вал с односторонним междуопорным приводом (рис. 3.2, д):

сечение В

$$U_{\sigma}^2 = \left[ \left( \frac{l_k - l_{III} + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \cdot \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right) \frac{l_0}{8} \right]^2; \quad U_{\tau}^2 = 0;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = \left[ \left( \frac{l_k - l_{III} + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \cdot \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right) \left( \frac{l_0}{8} + \frac{l_k - l_{III} - l_2}{2} \right) \right]^2;$$

$$U_{\tau}^2 = 0,062m_k^2,$$

где  $l_2$  – половина ширины зубчатого колеса.

6. Одноколенчатый вал с двухсторонним междуопорным приводом (рис. 3.2, е):

сечение В

$$U_{\sigma}^2 = \left( 0,062l_0 - \left( 1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \right) \right)^2; \quad U_{\tau}^2 = 0;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = \left( 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_{III}) - (0,062l_0 + 0,5l_2) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \right)^2; \quad U_{\tau}^2 = 0.$$

7. Шестернеэксцентриковый односторонний с бугельной осью (рис. 3.2, ж):

сечение В

$$U_{\sigma}^2 = 0,25 \left[ \left( \frac{l_k - l_1 + 0,25l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \cdot \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right) (l_1 + 0,125l_0) \right]^2; \quad U_{\tau}^2 = 0.$$

8. Двухколенчатый на двух опорах с односторонним зубчатым приводом (рис. 3.2, з):

сечение В

$$U_{\sigma}^2 = \left( 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \right)^2; \quad U_{\tau}^2 = 0,25m_k^2;$$

сечение Е

$$U_{\sigma}^2 = \left( 0,062l_0 + \frac{l_k - l_{III}}{4} - (0,88l_0 + l_1) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \right)^2; \quad U_{\tau}^2 = 0,062m_k^2.$$

### 3.6.3. Подбор электродвигателя и расчет маховиков

Расход энергии за цикл одиночного хода работы пресса определяется по формуле [37]

$$A_{\text{ц}} = A_{\text{pp}} + A_{\text{xx}} + \frac{A_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}}},$$

где  $A_{\text{pp}}$  – затраты энергии при рабочем ходе;

$A_{\text{xx}}$  – затраты энергии при холостом ходе;

$A_{\text{м}}$  – затраты энергии на включение муфты (с учетом затрат энергии на пробуксовку дисков и разгон подвижных частей муфты);

$\eta_{\text{м}} = 0,95$  – КПД передачи от вала муфты к валу электродвигателя.

При работе пресса в режиме последовательных ходов расход энергии за цикл будет несколько меньше за счет снижения потерь холостого хода и отсутствия затрат энергии на включение муфты. С учетом потерь в передачах привода затраты энергии при рабочем ходе определяются по формуле

$$A_{\text{р}} = \frac{A_{\text{т}} + A_{\text{у}} + A_{\text{μ}}}{\eta_{\text{п}}},$$

где  $A_{\text{т}}$  – технологическая работа (работа деформации заготовки), которая определяется по площади графика рабочих нагрузок с учетом масштаба;

$A_{\text{у}}$  – работа на упругую деформацию деталей пресса (при некоторых операциях частично или полностью трансформируется в полезную работу на ниспадающей ветви графика рабочих нагрузок);

$A_{\text{μ}}$  – работа, затрачиваемая на преодоление сил трения;

$\eta_{\text{п}} = 0,98$  – КПД передачи от вала электродвигателя к главному валу.

Для построения графика рабочих нагрузок используют типовые условные графики нагрузок [37].

Например: типовой график нагрузки для листоштамповочного однокривошипного пресса, для которого характерной операцией является вырубка, имеет вид [37, рис. 47, а]. На данном графике выделяют четыре характерные точки, для которых в основном и производятся все дальнейшие расчеты. Записывают расчетные формулы в общем виде для  $i$ -й точки. Характерные точки для построения графика рабочих нагрузок определяются из следующего соотношения:

$$S_i = S_{O(i)} \cdot H,$$

где  $S_{O(i)}$  – относительный ход ползуна для характерных точек типового графика нагрузок.



Аналогично определяют усилие в характерных точках графика нагрузок:

$$P_i = P_{O(i)} \cdot P_H,$$

где  $P_{O(i)}$  – относительное усилие из типового графика нагрузок.

По расчетным данным строится график рабочих нагрузок, где по оси абсцисс откладывают путь ползуна, а по оси ординат – усилие прессы.

Для учета работы, затрачиваемой на упругую деформацию прессы, строится суммарный график рабочих нагрузок, на котором к перемещению ползуна по рабочему графику прибавляются значения упругой деформации прессы, которую определяют по формуле

$$\delta = P_i / C,$$

где  $C$  – коэффициент жесткости, определяемый по эмпирическим зависимостям [37] в зависимости от типа прессы. Крутящий момент для характерных точек суммарного графика рабочих нагрузок определяется по формуле

$$M_{k(i)} = P_i \cdot m_{k(i)},$$

где  $m_{k(i)}$  – приведенное плечо крутящего момента для характерной точки графика.

Приведенное плечо определяется по формуле

$$m_{k(i)} = R(\sin \alpha_i + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_i) + 0,5\mu((1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + d_0),$$

где  $\alpha_i$  – угол поворота кривошипа для характерных точек графика (определяется в радианах:  $\alpha_{\text{рад}} = \alpha \cdot \pi / 180$ ).

Выражение для определения  $\alpha_i$  записывается в виде

$$\alpha_i = \arccos\left(\frac{(1 - S_R)(1 + 1/\lambda) + S_R^2}{1 - S_R + 1/\lambda}\right),$$

где  $S_R = S_i / R$  – относительный ход ползуна.

Кроме приведенного выше расчета углы поворота и соответственно значения  $m_{k(i)}$ , можно определить по графикам зависимостей, полученным в предыдущих разделах.

По полученным значениям крутящего момента строится график зависимости крутящего момента от угла поворота кривошипа для характерных точек (угол  $\alpha_i$  принимается в радианах). Площадь полученного графика в масштабе соответствует затратам энергии при рабочем ходе прессы ( $A_p$ ). Выражение для определения величины  $A_p$  запишется в виде

$$A_p = 0,5(M_{k_2}(\alpha_1 - \alpha_2) + (M_{k_2} + M_{k_3})(\alpha_2 - \alpha_3) + M_{k_3}(\alpha_3 - \alpha_4)),$$

где  $M_{k(i)}$  и  $\alpha_i$  – крутящий момент и угол поворота кривошипа для характерных точек графика моментов.

Работа холостого хода прессы определяется по формуле

$$A_{xx} = A'_{xx} \left( 1 - \frac{\alpha_p + \alpha_T}{2\pi} \right),$$

где  $A'_{xx}$  – работа холостого хода за полный оборот коленчатого вала;

$\alpha_p = \alpha_1 - \alpha_4$  – угол поворота коленчатого вала, соответствующий рабочему ходу прессы;

$\alpha_T = 15^\circ$  – угол торможения (в радианах).

Работа  $A'_{xx}$  может быть определена или по графику [37, рис. 38] или по формуле

$$A'_{xx} = 1,58^{7,5 \lg P_H - 3}.$$

Для прессов с номинальным усилием до 1 кН величина  $A'_{xx}$  принимается равной номинальному усилию.

На стадии технического проекта, когда момент инерции ведомых муфтой деталей неизвестен, работу на включение муфты можно определить, используя график рабочих нагрузок, по эмпирическому соотношению

$$A_m = 0,5P_H \frac{(S_4 - S_1) + (S_3 - S_2)}{2},$$

где  $S_i$  – ход ползуна прессы для характерных точек графика нагрузок.

Мощность электродвигателя привода прессы рассчитывают по формуле

$$N = \frac{k \cdot A_u}{t_u},$$

где  $k$  – коэффициент запаса мощности (выбирается по табл. [37, с. 111] в зависимости от величины  $pn_n$ );

$p$  – коэффициент использования числа ходов ([37, табл. 13]);

$n_n$  – число ходов ползуна прессы;

$t_u = \frac{60}{pn_n}$  – время цикла.

По расчетным данным [36] выбирают ближайший больший по мощности электродвигатель и записывают его параметры. Момент инерции маховика определяется по формуле

$$J_{MX} = \frac{91K_{\phi} \cdot A_p}{n_{II}^2 \cdot \delta},$$

где  $\delta = 2K\varepsilon(S_H + S_p)$  – коэффициент неравномерности хода;

$\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от соотношения между номинальным и критическим скольжением [37, таблица на с. 111];

$S_H$  – величина номинального скольжения [37, таблица на с. 111];

$S_p$  – величина упругого скольжения клиноременной передачи при номинальной нагрузке ( $S_p \cong 0,01$ );

$K_{\phi}$  – коэффициент избыточной работы (т. е. для работы, выполняемой маховиком).

Величина  $K_{\phi}$  находится по формулам:

- при последовательных ходах

$$K_{\phi} = 1 - \alpha_p^{\circ} / 360^{\circ};$$

- при работе на одиночных ходах

$$K_{\phi} = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p^{\circ}}{360^{\circ}} \cdot p\right)^2 + (2 - 6p + 3p^2) \frac{A_M}{\eta_M \cdot A_p} + \left(\frac{A_M}{\eta_M \cdot A_p}\right)^2}.$$

Диаметр маховика определяют из следующего соотношения

$$D_{MX} = (J_{MX} / 12)^{1,5}.$$

Ширину обода маховика принимают равной

$$b = 0,3D_{MX}.$$

### 3.6.4. Расчет муфты включения и тормоза

Наибольшее распространение в прессостроении получили дисковые фрикционные муфты включения. При расчете дисковой муфты определяют максимальный крутящий момент на кривошипном валу по формуле

$$M_k = P_D \cdot m_k.$$

Значения  $P_D$  и  $m_k$  в данной формуле берут при  $\alpha = \alpha_n$ , т. к. при  $\alpha_n$  эти величины имеют наибольшие значения. Затем определяют расчетный момент муфты по формуле

$$M_{M.pасч.} = \frac{\beta \cdot M_k}{i_M \cdot \eta_M},$$

где  $\beta \cong 1,0-1,3$  – коэффициент запаса (учитывает инерционность ведомой части, нестабильность давления воздуха, колебания коэффициента трения);

$i_M, \eta_M$  – соответственно передаточное число и КПД привода от вала муфты к коленчатому валу.

Средний радиус кольца трения определяется по формуле

$$R_{cp} = 0,543 \frac{M_{M.расч.}}{\mu \cdot q_M \cdot \delta_\Phi \cdot \delta \cdot K_{B3} \cdot t},$$

где  $\mu$  – коэффициент трения [42, табл. 7];

$q_M$  – удельное давление на дисках [42, табл. 7];

$\delta_\Phi$  – коэффициент формы [42, табл. 8];

$\delta$  – относительная ширина кольца трения [42, табл. 4];

$K_{B3}$  – коэффициент взаимного перекрытия [42, табл. 4];

$t$  – число поверхностей трения.

По известному  $R_{cp}$  определяют:

ширину кольца трения

$$B = \delta \cdot R_{cp};$$

внутренний радиус кольца трения

$$R_2 = R_{cp} - 0,5B;$$

наружный радиус кольца трения

$$R_1 = R_{cp} + 0,5B.$$

По известному значению  $B$  определяют толщину ведомых дисков по условию жесткости:

при  $B > 0,35$  м  $h_D = (0,06...0,08)B$ ;

при  $B < 0,35$  м  $h_D = (0,09...0,11)B$ ;

толщину ведущего и опорного неоребреного дисков

$$h_0 = (0,1 - 0,12)B;$$

толщину опорного ребренного диска

$$h_0 = (0,16 - 0,18)B;$$

толщину нажимного оребренного или неоребренного диска

$$h_H = (0,14 - 0,16)B .$$

По ширине кольца трения из числа имеющихся стандартизованных вставок выбирают длину  $l_B$  [21, табл. 9] овальной или диаметр круглой вставки, соблюдая условие

$$1,1 > l_B / B \geq 0,8 .$$

Если  $B / l_B = 1,55 - 1,9$ , то применяется двухрядное расположение вставок с перекрытием, при  $B / l_B = 2,2 - 2,4$  – двухрядное без перекрытия.

Количество вставок определяется из условия передачи расчетного крутящего момента

$$n_B = \frac{M_{M.расч.}}{m \cdot \mu \cdot q_M \cdot \delta_\phi \cdot F_B \cdot R_{cp}} ,$$

где  $F_B$  – площадь одной поверхности трения вставки.

Количество вставок, расположенных в верхнем  $n_B''$  и нижнем  $n_B'$  рядах, принимаются равными:

для двухрядного расположения с перекрытием

$$n_B'' = n_B' = 0,5n_B ;$$

для двухрядного расположения без перекрытия

$$n_B'' = 1,5n_B' ; n_B' = 0,4n_B .$$

Момент, передаваемый однодисковой муфтой со вставками, определяется по формуле

$$M_M = 2\mu \cdot q_M \cdot n_B \cdot F_B \cdot R_{cp} .$$

Для дисковых муфт без вставок рекомендуется [37] определять размеры поверхностей трения по следующим формулам:

внутренний радиус кольца трения

$$R_2 = c \cdot d ,$$

где  $c = 1,6 - 1,8$ ;

$d$  – диаметр вала, на который монтируется муфта;

наружный радиус

$$R_1 = (2 \div 1,4)R_2.$$

Толщина дисков берется

$$h_{\text{д}} = 0,1(R_1 - R_2).$$

Момент, передаваемый муфтой, определяют по формуле

$$M_M = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot q_M \cdot m \cdot (R_1^3 - R_2^3),$$

где  $q_M$  – удельное усилие на дисках ( $q_M = 0,4–0,6$  МПа при частоте вращения вала до 180 об/мин,  $q_M = 0,3$  МПа при частоте вращения вала более 180 об/мин).

При расчете необходимо, чтобы  $M_M > M_{\text{мрасч}}$ . При несоблюдении данного неравенства корректируются размеры муфты и число дисков с повторным определением  $M_M$ . Затем производится проверка работоспособности муфты. Величину показателя износа определяют по формуле

$$K_{\text{изн}} = a_M \frac{J_{\text{вм}} \cdot \omega_M^2}{2F} p n_{\text{п}}, \quad (3.5)$$

где  $a_M = \frac{M_M}{M_M - M_C} = 1,05 \div 1,15$  [30];

$M_C = 0,05 \div 0,12$  – момент сопротивления вращению ведомой части;

$A_M = \frac{J_{\text{вм}} \cdot \omega_M^2}{2}$  – работа на включение муфты;

$p$  – коэффициент использования число ходов [42, табл. 16];

$F$  – площадь фрикционных поверхностей трения.

Расчитанные по формуле (3.5) значения  $K_{\text{изн}}$  не должны превышать рекомендуемых значений [37, табл. 32].

После проверки показателя износа муфты определяют диаметр пневматического поршня  $D_{\text{пм}}$  по формуле

$$D_{\text{пм}} = 1,13 \sqrt{F_{\text{пм}}},$$

где  $F_{\text{пм}}$  – площадь поршня:

$$F_{\text{пм}} = \frac{M_{\text{м.расч.}}}{(p_p - p_c) \cdot \mu \cdot \delta_{\phi} \cdot m \cdot R_{\text{ср}}},$$

где  $p_p$  – рабочее давление воздуха [42, табл. 14];

$p_c \cong 0,045$  МПа – статическое давление (предназначается для преодоления сил трения в уплотнении поршня и сил сопротивления отводных пружин).

Усилие, необходимое для включения муфты, определяется по формулам: для муфты со вставками

$$Q_M = (1,1 \dots 1,15)(Q_{PP} + q_M \cdot n_B \cdot F_B);$$

для муфты без вставок

$$Q_M = (1,1 \dots 1,15)(Q_{PP} + \pi \cdot q_M \cdot (R_1^2 - R_2^2)),$$

где коэффициент (1,1–1,15) учитывает утечки воздуха, потери на трение в уплотнении;

$Q_{PP} = p_c \cdot F_{ПМ}$  – усилие отводящих пружин.

Усилие одной сжатой пружины при максимальном ходе поршня определяется по формуле

$$P_{PP} = Q_{PP} / z_{PP},$$

где  $z_{PP}$  – число пружин (принимается конструктивно с соблюдением кратности трем или четырем).

Затем рассчитывают параметры отводных пружин [37, 41].

При расчете дискового тормоза необходимый тормозной момент определяется по формуле

$$M_{T.расч} = \frac{A_T}{i_T \cdot \alpha_T},$$

где  $A_T = \frac{J_{BT} - \omega_1^2}{2}$  – работа торможения (принимается равной  $A_M$  [37]);

$i_T$  – передаточное число от вала тормоза к кривошипному валу;

$\alpha_T$  – угол торможения в радианах (принимается равным 8–12° для листоштамповочных прессов; 20–30° – для ГКМ, ГКШП и прессов-автоматов).

По расчетному тормозному моменту определяют размеры рабочих элементов тормоза (формулы аналогичные, как и для расчета муфты).

Формулы для определения тормозного момента имеют вид: для тормоза со вставками

$$M_T = 2\mu \cdot q_T \cdot R_{cp} \cdot n_B \cdot F_B,$$

где  $q_T$  – удельное давление на фрикционных поверхностях тормоза ( $q_T = 1,2$ – $1,0$  МПа при частоте вращения вала тормоза до  $180 \text{ мин}^{-1}$  и  $q_T = 0,8$ – $0,4$  МПа при частоте вращения  $180$ – $300 \text{ мин}^{-1}$ );

для тормоза без вставок

$$M_T = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot q_T \cdot m \cdot (R_1^3 - R_2^3),$$

где  $q_T = 0,4-0,5$  МПа при частоте вращения вала тормоза до  $180 \text{ мин}^{-1}$  и  $q_T = 0,1-0,2$  МПа при частоте вращения  $180-350 \text{ мин}^{-1}$ .

При этом необходимо, чтобы  $M_T > M_{T\text{расч}}$ . В противном случае корректируются размеры рабочих элементов тормоза и число дисков с последующим перерасчетом значения  $M_T$ .

Показатель износа для тормозов рассчитывается аналогично по тем же формулам, что и для муфт. Только в формуле (3.5) значение  $a_m$  следует заменить на  $a_T$ , равное  $0,8-0,9$  при расположении тормоза на кривошипном валу и  $0,75-0,8$  при расположении его на приемном валу.

При расчете площади поршня пневмоцилиндра тормоза следует учитывать необходимость создания дополнительного усилия на поршне для преодоления трения в шлицах нажимного диска и на боковых поверхностях вставок. В соответствии с этим площадь поршня тормоза определяется по формуле

$$F_{\text{ПТ}} = \frac{1,3 \cdot M_{T\text{расч}}}{P_p \cdot R_{\text{ПР}}},$$

где  $P_p$  – рабочее давление воздуха (принимается аналогично, что и при расчете муфт);

$R_{\text{ПР}}$  – приведенный радиус трения.

Значение  $R_{\text{ПР}}$  для однодисковых тормозов со вставками определяется по формуле

$$R_{\text{ПР}} = \frac{1,94 K_{cp} \cdot \mu \cdot \delta_{\phi}}{1 + (\mu \cdot \delta_{\phi})^2}.$$

Для многодисковых тормозов с фрикционными накладками

$$R_{\text{ПР}} = \frac{R_{cp} \cdot \mu \cdot \delta_{\phi} \cdot m}{1 + 1,2 \mu_1 \cdot \delta_{\phi} \cdot m},$$

где  $\mu = 0,1-0,12$  – коэффициент трения в шлицевом соединении ведущих дисков со ступицей;

$\mu_1 = 0,07-0,09$  – коэффициент трения при пальцевом соединении.

Усилие тормозных пружин рассчитывается по формулам:

для тормозов со вставками

$$Q_{\text{ПР}} = q_T \cdot n_B \cdot F_B (1 + 2\mu^2);$$



для тормозов без вставок

$$Q_{\text{пр}} = \pi \cdot q_T (1 + 0,42 \mu_1 \cdot m) (R_1^2 - R_2^2).$$

Затем по требуемому усилию рассчитывают параметры пружин. Исходными данными являются: число пар трущихся поверхностей  $m$ ; зазор между поверхностями  $\Delta = 0,5\text{--}1$  мм; зазор при последующем износе  $\Delta_1 = 0,5\text{--}2$  мм; коэффициент жесткости ( $C_{\text{пр}} = (D_{\text{пр}} / d_{\text{пр}})$ ) выбирается из ряда 5, 6, 8, 10.

Максимальное усилие сжатой пружины определяется по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{z_{\text{пр}}} \left( 1 + \frac{(1 - K_T) \Delta}{\Delta_1} \right),$$

где  $K_T \cong 0,85\text{--}0,9$  – коэффициент, учитывающий отношение усилий пружин до износа и при износе;

$z_{\text{пр}}$  – число пружин (принимается конструктивно кратное трем или четырем).

Диаметр проволоки пружины определяется по формуле

$$d_{\text{пр}} = 1,82 \sqrt{\frac{C_{\text{пр}} \cdot P_{\text{пр}}}{[\tau]}}.$$

Значение  $d_{\text{пр}}$  округляется до ближайшего большего по сортаменту.

Диаметр пружины определяется из соотношения

$$D_{\text{пр}} = (1 + C_{\text{пр}}) d_{\text{пр}}.$$

### 3.7. Расчет гидравлических прессов

Конструктивные особенности и основы расчета гидравлических прессов более подробно освещены в литературе [30, 31, 43–45, 46, 47].

#### 3.7.1. Расчет станины

Станины гидропрессов бывают одностоечные, двухстоечные, колонные (двух-, трех-, четырех- и многоколонные) и специальной конструкции. Каждая из станин может быть цельной или разъемной, литой из стали 35Л и сварной из стали 3. Расчет станин одностоечных и двухстоечных прессов может быть осуществлен по аналогии с расчетами подобных станин механических прессов [30]. При расчете станин колонного типа [30] напряжения в колоннах определяются по формуле

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_H}{0,1d^3} < [\sigma],$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения колонны;

$d$  – диаметр колонны;

$[\sigma]$  – допускаемые напряжения для материала станины (принимают для прессов с  $P_H < 150$  МН  $[\sigma] = 45 \dots 60$  МН/м<sup>2</sup>, с  $P_H \geq 150$  МН  $[\sigma] = 80$  МН/м<sup>2</sup>).

Усилие  $N$ , действующее на колонну, определяется по формуле

$$N = \frac{P_H(1 + 2e/l)}{n},$$

где  $P_H$  – номинальное усилие прессы;

$e$  – эксцентриситет приложения нагрузки на нижнюю и подвижную поперечины;

$l$  – расстояние между осями колонн в плане;

$n$  – число колонн.

Величина изгибающего момента, действующего на колонну, зависит от схемы исполнения станины прессы. При шарнирном соединении плунжера с подвижной поперечиной для 4-колонного прессы (рис. 3.3, а, [30]) изгибающий момент рассчитывается по формуле

$$M_H = \frac{P_H \cdot e \cdot z}{4},$$

где  $z$  – расстояние от верхней плоскости нижней поперечины до нижнего торца направляющей втулки подвижной поперечины.

При жестком соединении плунжера с подвижной поперечиной (рис. 3.3, б, [30])

$$M_H = \frac{P_H \cdot e}{32(y + k)},$$

где  $(y + k)$  – расстояние от середины направляющей втулки подвижной поперечины до середины направляющей гондбуксы плунжера.

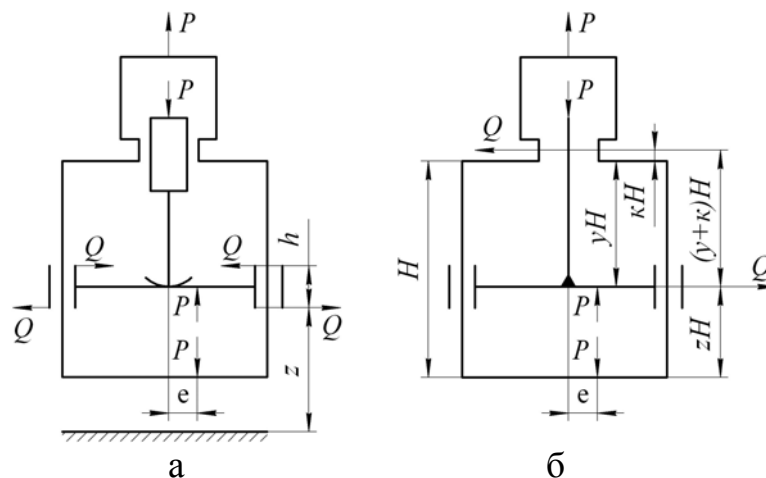


Рис. 3.3. Схемы воздействия сил на станину прессы

Для двухколонного пресса напряжение в колоннах определяется по формуле

$$\sigma = \frac{P_H}{2F} \left(1 + \frac{2e}{l} + \frac{8e}{d}\right) < [\sigma].$$

Для трехколонного пресса

$$\sigma = \frac{P_H}{3F} \left(1 + \frac{8e}{d}\right) < [\sigma].$$

Колонны специальных прессов (при их разной жесткости, длине и несимметричном расположении) удобно рассчитывать методом деформаций [30].

Высота нижней и верхней поперечин принимается равной  $(2,5-3,5)d$ . Высота подвижной поперечины определяется исходя из предположения посадки ее на ограничители хода под полным давлением пресса. Рассчитываются поперечины на изгиб аналогично расчету балки на двух опорах с симметричной приложенной нагрузкой, за расстояние между опорами при этом принимается расстояние между осями колонн. Допускаемое напряжение на изгиб для подвижных поперечин принимается равным  $[\sigma] = 50-70$  МПа, для подвижной поперечины при опоре на ходоограничители  $[\sigma] = 120-150$  МПа.

Колонны прессов изготавливают коваными из сталей 35 или 45, в верхней и нижней поперечинах крепят гайками. В прессах усилием до 4 МН применяют в основном метрическую резьбу, в более мощных прессах – мелкую упорную. Для колонн диаметром  $d \leq 150$  мм шаг резьбы принимают  $t \cong 5$  мм, при  $d > 150$  мм шаг резьбы можно определить из соотношения  $t \cong 5 + 0,013d$ .

Размеры гаек определяются следующими соотношениями: высота  $h_0 = (1-2)d$ , наружный диаметр  $D \cong 1,5d$ .

### **3.7.2. Расчет рабочих цилиндров, плунжеров и уплотнений**

В прессостроении применяют рабочие цилиндры с опорой на дно и на опорный фланец. Конструкция цилиндра с опорой на дно является рациональной с точки зрения прочности, однако при этом усложняется конструкция пресса, увеличиваются его масса и габаритные размеры. В связи с этим наибольшее распространение получили цилиндры с опорой на фланец.

Конструирование рабочих цилиндров начинают с определения давления рабочей жидкости.

Для цилиндров с опорой на фланец оптимальное давление принимают равным

$$p_{\text{опт}} = 0,289[\sigma],$$

для цилиндров с опорой на дно

$$p_{\text{опт}} = 0,277[\sigma],$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое давление для материала цилиндра (стальное литье  $[\sigma] = 85–105$  МПа, ковкая углеродистая сталь  $[\sigma] = 110–145$  МПа, легированная сталь  $[\sigma] = 155–180$  МПа).

Иногда с целью уменьшения массы цилиндра принимают так называемое рациональное давление, которое на 30 % ниже оптимального. Внутренний радиус цилиндра определяется по формуле

$$r_1 = \alpha_0 \sqrt{\frac{P_H}{\pi \cdot m_{\text{ц}} \cdot p}},$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент, учитывающий зазор между плунжером и внутренней поверхностью цилиндра (для цилиндров плунжерного типа  $\alpha_0 = 1,03–1,08$  для поршневых цилиндров  $\alpha_0 = 1$ );

$m_{\text{ц}}$  – число рабочих цилиндров.

Наружный радиус цилиндра, опирающегося на фланец, определяется по формуле

$$r_2 = \alpha_0 \sqrt{\frac{P_H \cdot [\sigma]}{\pi \cdot m_{\text{ц}} \cdot p([\sigma]^2 - p^2)}},$$

цилиндра, опирающегося на дно, по формуле

$$r_2 = \alpha_0 \sqrt{\frac{P_H \cdot ([\sigma] - p\sqrt{4[\sigma]^2 - 3p})}{\pi \cdot m_{\text{ц}} \cdot p([\sigma]^2 - p^2)}}.$$

Затем производят прочностной расчет средней зоны цилиндра. Напряжения в средней зоне, отстоящей от днища и фланца на расстоянии 0,5–0,75 их внутренних диаметров, вычисляют по формулам Ляме [48].

Для цилиндров с опорой на фланец эти формулы имеют вид

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

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

$$\sigma_z = \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

где  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_z$  – радиальное, тангенциальное и осевое напряжения соответственно;

$r_1$ ,  $r_2$ ,  $r$  – внутренний, наружный и текущий радиусы цилиндра ( $r_1 \leq r \leq r_2$ ).

При опоре цилиндра на дно напряжения  $\sigma_z$  в средней зоне ввиду их малости принимают равными нулю.

Эквивалентное напряжение в средней зоне цилиндров определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2)}.$$

Прочность цилиндра считается обеспеченной, если  $\sigma_{\text{экр}} \leq [\sigma]$ .

Длина средней зоны цилиндров устанавливается в зависимости от требуемого хода плунжера.

Основные геометрические параметры опорного фланца определяются из установившихся на практике соотношений.

Радиус сопряжения наружной поверхности цилиндра с опорной поверхностью фланца рекомендуется [43] выбирать по эмпирической формуле

$$r_{0\phi} = 0,2\delta,$$

где  $\delta$  – толщина стенки цилиндра.

Радиус наружной цилиндрической поверхности фланца определяется из условий смятия его опорной поверхности по формуле

$$r_\phi = \sqrt{\frac{P_{\text{ц}}}{\pi \cdot [\sigma]_{\text{см}}} + (r_2 + r_{0\phi})},$$

где  $P_{\text{ц}}$  – усилие, развиваемое цилиндром;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение на смятие (для стальных цилиндров  $[\sigma]_{\text{см}} = 90\text{--}140$  МПа).

При расчете можно принять рекомендуемые [43] значения  $r_\phi$ . Для цилиндров, опирающихся на чугунные траверсы,  $r_\phi \cong (1,15\text{--}1,16)r_2$ , а для цилиндров, опирающихся на стальные траверсы,  $r_\phi \cong (1,09\text{--}1,13)r_2$ .

Прочность цилиндра в опорной зоне в значительной мере зависит от высоты фланца, которая определяется зависимостью [43]  $h = 1,5\delta$ .

Толщина днища в средней части цилиндра должна составлять не менее двух толщин стенки ( $\delta$ ) и иметь плавный переход от цилиндрической части к днищу ( $R \cong 0,4r_1$ ).

Плунжеры, штоки и поршни гидроцилиндров предназначены для передачи усилия на подвижную траверсу. При работе прессов они подвергаются сжатию вдоль оси, изготавливаются из углеродистой стали с пределом прочности

не менее 600–700 МПа. По конструктивному исполнению могут быть сплошные и пустотелые. Применяются следующие типы соединений плунжеров с подвижной траверсой: жесткое через шаровую пяту и через пест с шаровыми головками.

Диаметр плунжера определяется по формуле

$$d_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{P_H}{0,785 p \cdot m_{\text{пл}}}},$$

где  $m_{\text{пл}}$  – количество плунжеров.

Расчет на прочность сплошных плунжеров производится только по месту их крепления в подвижную траверсу. Напряжение определяется по формуле

$$\sigma = p + \frac{M_{\text{ц}}}{0,1 d_{\text{пл}}^3},$$

где  $M_{\text{ц}}$  – изгибающий момент, действующий в месте заделки плунжера в траверсу.

При установке пустотелого плунжера определяют наибольшие эквивалентные напряжения на его внутренней стенке по формуле

$$\sigma_{\text{эkv}} = p \frac{\sqrt{3 + k^4}}{1 - k^2},$$

где  $k = d_{1\text{пл}} / d_{2\text{пл}}$  ( $d_{1\text{пл}}$ ,  $d_{2\text{пл}}$  – внутренний и наружный диаметры плунжера).

Толщина днища плунжера определяется по следующей зависимости:

$$h_{\text{дн}} = (1,2 - 1,5)\delta.$$

Радиус перехода стенки плунжера в днище вычисляется по формуле

$$r_0 \geq 0,125d_{1\text{пл}}.$$

Длинные плунжеры и штоки должны проверяться на продольный изгиб. Предельное значение длины плунжера, для которого необходимо выполнять такую проверку, определяется соотношением

$$L_{\text{пл}} \geq 10d_{2\text{пл}}.$$

В зависимости от характера закрепления цилиндра и плунжера (с учетом схем закрепления) плунжеры могут рассчитываться на устойчивость. Для подвижных соединений применяют три типа уплотнений: набивочное, манжетное и

поршневыми кольцами. Наибольшее распространение получило набивочное уплотнение (резинотканевое шевронное многорядное).

Расчет деталей уплотнения сводится к расчету резьбовых шпилек, соединяющих нажимное кольцо с цилиндром, на усилие  $P$ , которое определяется по формуле

$$P = \frac{\pi(d_{\text{пл}} + 2B)^2 - d_{\text{пл}}^2}{4} p,$$

где  $B$  – ширина уплотнения.

Допускаемое напряжение для шпилек из стали  $45 [\sigma] = 60 - 100$  МПа.

Важным показателем качества уплотнений является величина силы трения их о плунжер, которая зависит от ряда факторов (чистоты обработки поверхности плунжера, вида рабочей жидкости и др.). Сила трения в уплотнении плунжера рассчитывается по формуле

$$T = 0,15\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{пл}} \cdot H_y \cdot p,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения (0,05 – для шевронной набивки; 0,20 – для других типов набивок);

$H_y$  – высота уплотнения.

В большей степени силы трения необходимо учитывать при расчете гидроустройств с плунжерами и штоками малых диаметров, где они оказывают более значительное влияние на технологическую характеристику гидропресса.

### **3.7.3. Расчет гидросистемы прессов**

Гидросистемы содержат привод пресса, систему управления и трубопроводы. Особенности гидросистем определяются типом привода, а также назначением и мощностью пресса. Получили распространение гидроприводы трех типов: насосный безаккумуляторный, насосный аккумуляторный и мультипликаторный.

Гидросистемы пресса рассчитывают с целью определения скорости подвижной поперечины и давлений жидкости в тот или иной момент.

Связь между скоростями в различных сечениях трубопровода определяют из условия постоянства расхода жидкости

$$Q = V_{T1} F_1 = V_{T2} F_2 = \dots = V_{Ti} F_i = const,$$

где  $Q$  – количество жидкости, проходящей через сечение потока;

$F_i$  – площадь  $i$ -го сечения потока;

$V_{Ti}$  – средняя скорость течения жидкости в  $i$ -м сечении.

При проектировании пресса диаметр рабочего плунжера, а следовательно и его площадь  $F_{\text{пл}}$  определяют, исходя из усилия, которое необходимо получить. Скорость же подвижной поперечины задают.

Скорость жидкости в трубопроводе зависит от давления, обеспечивающего течение жидкости:

$$V_T = \sqrt{2g \cdot H},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $H$  – напор, м. вод. ст.

Площадь проходного сечения трубопровода определяется исходя из условия неразрывности струи:

$$f_{TP} = \frac{F_{пл} \cdot V}{V_T},$$

где  $F_{пл}$  – площадь рабочего плунжера, м<sup>2</sup>.  
Диаметр сечения трубопровода определяют из соотношения

$$d_{TP} = d_{пл} \sqrt{V/V_T},$$

где  $d_{пл}$  – диаметр рабочего плунжера.

Обычно принимают, что в наполнительном трубопроводе  $V_T \cong 5 - 7$  м/с, в напорных линиях  $V_T \cong 10 - 20$  м/с, в сливной линии работах цилиндров  $V_T \cong 30$  м/с, в сливной линии обратных цилиндров  $V_T \cong 6,5 - 8,5$  м/с.

При проектировании наполнительной системы прессы рассчитывают площадь проходного сечения наполнительного клапана

$$f_{кл} = \frac{F_{ц} \cdot V_{ХХ}}{V_T},$$

где  $F_{ц}$  – площадь рабочего цилиндра;  
 $V_{ХХ}$  – скорость холостого хода подвижной поперечины;  
 $V_T$  – скорость течения жидкости в наполнительном трубопроводе.

При использовании безаккумуляторного привода в качестве источника высокого давления применяют радиально-поршневые насосы, работающие на минеральном масле, при аккумуляторном приводе используют в основном кривошипно-плунжерные насосы, работающие на воде или эмульсии. Первые рассчитаны на давление до 20 МПа и подачу около 0,02 м<sup>3</sup>/с (1000 л/мин), вторые – на давление до 32 МПа и подачу около 0,02 м<sup>3</sup>/с.

Производительность кривошипно-плунжерного насоса можно определить из следующего выражения:

$$Q_H = \frac{z \cdot F_{пл} \cdot S \cdot n \cdot \eta_0}{60},$$

где  $z$  – число плунжеров;



$F_{\text{пл}}$  – площадь плунжера, м<sup>2</sup>;  
 $S$  – ход плунжера, м;  
 $n$  – число оборотов коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;  
 $\eta_0 = 0,92$  – объемный КПД насоса.

Приводная мощность на валу насоса определяется из соотношения

$$N = \frac{1000 p \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_0 \cdot \eta_{\text{м}}},$$

где  $p$  – давление подаваемой жидкости, МПа;  
 $\eta_{\text{м}} = 0,80 - 0,85$  – механический КПД насоса.

Мощность электродвигателя принимают на 10–15 % выше расчетной с учетом неравномерности подачи и давления.

При расчете радиально-поршневых насосов объем рабочей жидкости, вытесняемый поршнями за один оборот ротора, определяется по формуле

$$g = \frac{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2}{3} S \cdot z,$$

где  $d_{\text{пл}}$  – диаметр плунжера, м;  
 $S$  – ход плунжера, м;  
 $z$  – число плунжеров.

Минутная теоретическая подача насоса определяется по формуле

$$Q_{\text{н}} = g \cdot n = \frac{\pi}{120} d_{\text{пл}}^2 \cdot e \cdot z \cdot n,$$

где  $e$  – эксцентриситет, м;  
 $n$  – число оборотов вала ротора, мин<sup>-1</sup>.

Действительная (эффективная) подача принимается равной

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{н}} \cdot \eta_0,$$

где  $\eta_0 = 0,8 - 0,95$  – объемный КПД насоса.

Мощность на валу ротора насоса рассчитывается по формуле

$$N = \frac{1000 p \cdot Q_{\text{э}}}{\eta_0 \cdot \eta_{\text{м}}},$$

где  $\eta_{\text{м}} = 0,94 - 0,96$  – механический КПД насоса.

### 3.8. Расчет паровоздушных молотов

Для паровоздушных ковочных и штамповочных молотов [49] определяются следующие величины:

1. Монтажный ход бабы  $H_m$ , который выбирают в зависимости от массы падающих частей по табл. 3.1 или по стандарту [8].

2. Дольные коэффициенты нижнего и верхнего вредного пространства  $\varphi_n = 0,09$ ;  $\varphi_0 = 0,12$ .

Таблица 3.1

#### Зависимость монтажного хода бабы от массы падающих частей

m, т	$H_m$ , м	
	Ковочные	Штамповочные
0,63	–	1,0
1,0	1,0–1,2	1,1
2,0	1,2–1,25	1,2
3,15	1,25–1,4	1,25
5,0	1,3–1,6	1,3
8,0	1,4–1,8	–
10	–	1,4
16	–	1,5
25	–	1,6

3. Диаметр рабочего цилиндра  $D$  и коэффициент штока  $\alpha$  принимают по табл. 3.2.

Таблица 3.2

#### Зависимость диаметра рабочего цилиндра и коэффициента штока от массы падающих частей

m, т	Ковочные		Штамповочные	
	$\alpha$	$D$	$\alpha$	$D$
0,63	-	-	0,81	230
1,0	0,81–0,89	280–330	0,81	280
2,0	0,85–0,89	380–430	0,85	380
3,15	0,85–0,90	460–550	0,85	460
5,0	0,87–0,90	530–630	0,87	530
8,0	0,88–0,90	620–720	0,87	630
10	-	-	0,88	720
16	-	-	0,88	920
25	-	-	0,89	

4. Высота бабы штамповочного молота принимается равной  $0,8H_m$ .

5. Коэффициент кратности хода золотника для молотов с малыми подвижными частями 630–3150 кг  $K_3 = 0,025–0,04$ , а для больших  $K_3 = 0,05–0,066$ .

6. Наружный диаметр золотника по полке для ковочных молотов  $D_3 = 0,48 D$ , а для штамповочных  $D_3 = 0,43 D$ .

7. Суммарная площадь окон втулки рабочего цилиндра: нижнего и верхнего ряда  $f_H = f_B \cong 0,1 F$ , среднего  $f_C = a_C \cdot b_C \cong 1,25 f_H$ . Суммарная длина окон любого ряда

$$b_H(b_C, b_B) \cong D.$$

Исходя из площади  $f$  и длины  $b$  окон, определяют их высоту.

8. Площадь проходного сечения окон дросселя штамповочного молота при нажатой педали  $f_{др} = 0,5 f_H$ , при свободной подали  $f_{др} = 0,25 f_H$ , ковочного молота  $f_{др} = 0,5 f_H$ .

9. Расчет параметров предположительной индикаторной диаграммы ковочного молота при последовательных ходах падавших частей.

В отсеченном состоянии энергоноситель расширяется и сжимается адиабатически. Предположительные индикаторные диаграммы строят, принимая закономерность  $pV^n = \text{const}$  для всех участков диаграммы, где давление не постоянно [49]

$$p_{KH} \cong 1,25 p_0; p_1 = 1,1 p_0; p_{KB} = 1,1 p_0; p'_{KB} = p,$$

где  $p_0$  – атмосферное давление;

$p$  – давление свежего пара.

Из условия  $pV^n = \text{const}$ , а для пара  $n = 1$ , определяют:

$$\gamma_{XH} = \frac{p_{KH}}{p} (\varphi_H + 1) - \varphi_H;$$

$$p'_{KH} = p_1 \frac{\varphi_H + \gamma + \beta}{\varphi_H}.$$

Для расчета последнего параметра необходимо задаться суммой  $\gamma + \beta$ . Обычно дольный коэффициент выпуска нижнего энергоносителя принимается  $(1 - \gamma - \beta) \cong 0,4$ .

Тогда  $\gamma + \beta = 0,6$ . По полученным данным строят линии изменения давления в зависимости от хода поршня для нижней полости:

$$\gamma_{XB} = \frac{p_{KB}}{p} (\varphi_0 + 1) - \varphi_0;$$

$$\gamma' + \beta' = \frac{p}{p_1} \varphi_0 - \varphi_0.$$

При  $p = 8 \text{ Н/см}^2$   $\gamma' + \beta' = 0,74$ .

Полученные данные позволяют построить индикаторную диаграмму для верхней полости цилиндра.

Для отдельного определения дольных коэффициентов периодов отсечки  $\beta$ ,  $\beta'$  и впуска  $\gamma$ ,  $\gamma'$  можно воспользоваться методикой, изложенной в [49], но суммы этих коэффициентов достаточно для построения индикаторных диаграмм.

#### 10. Расчет производительности ковочного молота.

Диаграммы изменения давления в обеих полостях цилиндра отдельно анализируют при ходе падающих частей вверх и вниз. Для этого каждую из диаграмм разбивают на  $n$  участков, причем первый участок ограничивают условием постоянства давлений в верхней и нижней полостях цилиндра. В этом случае движение падающих частей будет равноускоренным, что облегчает определение скорости в конце первого участка и времени его прохождения. На остальных участках криволинейное изменение давления аппроксимируют прямыми линиями, и расчет ведут по средним значениям [49].

Время подъема и хода вниз считают как  $t_B = \sum_1^i t_i$ ;  $t_H = \sum_1^i t_i$ , время цикла определяют с учетом продолжительности удара  $t_y \cong 0,001 \text{ с}$ .

$$t_{\text{ц}} = t_B + t_H + t_y.$$

Число ударов молота в минуту находят как

$$n = 60/t_{\text{ц}}.$$

Эта величина должна соответствовать стандарту.

Значение скорости в конце последнего участка при ходе падающих частей вниз используют для расчета энергии удара  $\mathcal{E} = mV_H^2/2$ , которая должна соответствовать указанной в стандарте.

Если производительность и энергия удара отличаются от указанных в стандарте, корректируют значение диаметра цилиндра или дольных коэффициентов эффективного впуска энергоносителя  $\gamma_{\text{хн}}$  и  $\gamma_{\text{хв}}$ .

11. Расчет параметров индикаторной диаграммы штамповочного молота при работе на единичных ходах с полной энергией удара, не превышаемых циклами качений.

Индикаторные диаграммы именно этого режима работы необходимы для анализа производительности и энергии удара молота.

При первом холостом ходе вверх, а от него не отличается ход вверх при рассматриваемом режиме, в период впуска давление нижнего пара из-за смятия в нижних окнах золотниковой втулки на  $1 \text{ Н/см}^2$  ниже давления свежего пара  $p$ .

Период предварения выпуску ( $1 - \gamma - \beta$ )  $\cong 0,1$ .

$$p_{\text{KH}} = (p-1) \frac{\varphi_{\text{H}} + \gamma_{\text{XH}}}{\varphi_{\text{H}} + 1}; \gamma_{\text{XH}} = 0,6; p_1 \cong 1,5p_0; \gamma = 0,7 \dots 0,75.$$

По этим данным строят линию изменения давления в нижней полости при ходе вверх.

Сумму коэффициентов  $\gamma' + \beta'$  находят из уравнения баланса работ при ходе падающих частей вверх

$$\begin{aligned} & (p-1)\alpha F \gamma_{\text{XH}} + (p-1)\alpha F (\varphi_{\text{H}} + \gamma_{\text{XH}}) \ln \frac{\varphi_{\text{H}} + 1}{\varphi_{\text{H}} + \gamma_{\text{XH}}} - \\ & - p_1 F (1 - (\gamma' + \beta')) - p_1 F (\varphi_0 + (\delta' + \beta')) \ln \frac{\varphi_0 + (\gamma' + \beta')}{\varphi_0} - \\ & - 1,1G + p_0 (1 - \alpha) F = 0. \end{aligned}$$

Ориентировочно можно принять  $\gamma' + \beta' = 0,2 \div 0,3$ . Тогда

$$p_{\text{KB}} = \left(1 + \frac{1}{\varphi_0} (\gamma' + \beta')\right) p_1.$$

Полученные данные используют для построения линии индикаторной диаграммы для верхней полости цилиндра при ходе вверх (рис. 3.4).

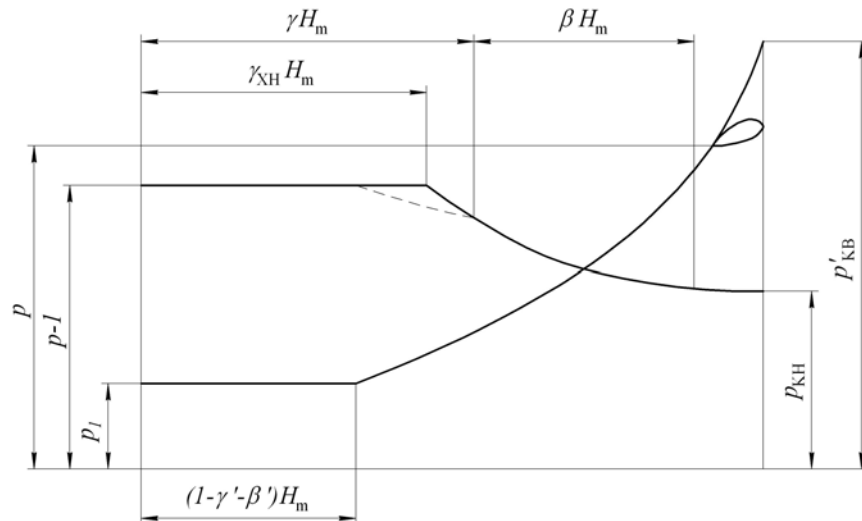


Рис. 3.4. Индикаторная диаграмма для верхней полости цилиндра

Как и для ковочного молота, эту диаграмму разбивают на участки. Первый будет ограничен величиной  $(1 - \gamma' - \beta')H_m$ , оставшуюся часть делим на  $n$  равных частей. Если в конце  $n$ -го участка скорость будет отлична от нуля, следует корректировать дольный коэффициент  $(1 - \gamma' - \beta')$ .

В результате анализа определяют  $t_e = \sum_1^i t_i$ .

При рабочем ходе принимают давление нижнего пара постоянным и равным  $p_1 = 0,63 (p - 1) - 0,75$ .

Находят дольный коэффициент начала смятия пара

$$\gamma'_M = \frac{m \cdot V_M^2}{2 p_H H_m},$$

где  $V_M = \frac{f_{др}}{F} \omega_M$  – фиксированная скорость смятия ( $\omega_M = 80$  м/с).

$$p_H = pF - p_1 \alpha F + 0,9G - p_0(1 - \alpha)F;$$

$$\gamma_{XB} = 0,5(1 + \gamma'_M).$$

По полученным результатам строят индикаторную диаграмму (рис. 3.5).

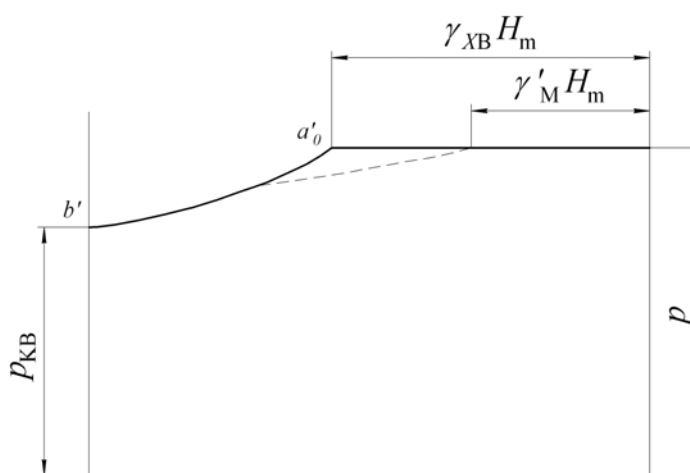


Рис. 3.5. Индикаторная диаграмма

Участок  $a'_0 b'$  строят в предположении  $pV = \text{const}$ .

Тогда

$$p_{KH} = p \frac{\varphi_0 + \gamma_{XB}}{\varphi_0 + 1}.$$

Если скорость в конце хода вниз не удовлетворяет энергии удара, оговоренной стандартом, следует изменить проходное сечение дросселя  $f_{др}$  и повторить расчеты.

В итоге находят  $t_H = \sum_1^i t_i$  и определяют число ударов в единицу времени, сравнивая его с данными стандарта [8].

Методика определения размеров золотника изложена в [49].

#### **4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА**

В технологической части дипломного проекта должен быть разработан технологический процесс изготовления изделия на проектируемой машине и конструкция инструмента одним из методов обработки металлов давлением (листовой штамповкой, свободной ковкой или объемной штамповкой) по согласованию с руководителем дипломного проектирования. При этом необходимо пользоваться источниками [50, 51, 52].

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнечно-прессовые машины: каталог-справочник. – Вып. 1, 2, 3, 4. – М.: НИИмаш, 1970.
2. Прессы однокривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности: ГОСТ 9408–89.
3. Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Параметры и размеры: ГОСТ 10026–87.
4. Прессы холодноштамповочные кривошипно-коленные. Параметры и размеры. Размеры и расположение пазов и отверстий для крепления штампов. Нормы точности: ГОСТ 5384–89.
5. Прессы кривошипные горячештамповочные. Параметры и размеры. Нормы точности: ГОСТ 6809–87.
6. Машины горизонтально-ковочные с вертикальным разъемом матриц. Параметры и размеры. Нормы точности: ГОСТ 7023–89.
7. Кузнечно-прессовые машины. Ножницы. Ряды главных параметров: ГОСТ 28252–89.
8. Кузнечно-прессовые машины. Молоты. Ряды главного параметра: ГОСТ 27032–89.
9. Оборудование кузнечно-прессовое. Общие технические условия: ГОСТ 7600–90.
10. Мансуров, И.З. Специальные кузнечно-прессовые машины и автоматизированные комплексы кузнечно-штамповочного производства: справочник / И.З. Мансуров, И.М. Подрабинник. – М.: Машиностроение, 1990. – 344 с.
11. Кузнечно-прессовое оборудование, выпускаемое в 1990–1991 гг.: Номенкл. каталог / Научн.-производ. объединение по кузнечно-прессовому оборудованию и гибким производственным системам для обработки давлением НПО ЭНИКмаш. – М.: ВНИИТЭМР, 1989. – 104 с.
12. Кузнечно-прессовое оборудование: Отрасл. каталог: 20-90-04/ЦНИИ: Информ. и технико-экономические исследования по тяжелому и транспортному машиностроению. – М.: ВНИИТЭМР, 1990. – 56 с.
13. Кузнечно-прессовое оборудование, производимое и намечаемое к производству странами ГДР, Румынией в 1991–1995 гг.: каталог / Междунар. отрасл. система науч. и техн. информ. по технологии машиностроения. – М.: ВНИИТЭМР, 1990. – 144 с.
14. Прогрессивное кузнечно-прессовое оборудование: Отрасл. каталог / НПО ЭНИКмаш. – М.: ВНИИТЭМР, 1989. – 89 с.
15. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению: ГОСТ 2.701–84.
16. Правила выполнения кинематических схем: ГОСТ 2.703–68.
17. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем: ГОСТ 2.704–76.
18. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики: ГОСТ 2.770–68.
19. Обозначения условные графические. Элементы гидравлических и пневматических сетей: ГОСТ 2.780–68.



20. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические направляющие в регулирующие, приборы контрольно-измерительные: ГОСТ 2.781–68.
21. Общие требования к текстовым документам: ГОСТ 2.105–79.
22. Спецификация: ГОСТ 2.108–68.
23. Основные требования к чертежам: ГОСТ 2.109–73.
24. Техника безопасности и производственная санитария в кузнечно-прессовых цехах / С.Л. Злотников [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 256 с.
25. Михайлова, В.Л. Безопасность труда в кузнечно-штамповочных цехах: Учебное пособие для СПТУ / В.Л. Михайлова, В.В. Буренин. – М.: Высш. школа, 1988. – 120 с.
26. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование кузнечно-прессовое. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.017–86.
27. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.1.003–83.
28. ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны: ГОСТ 12.1.005–88.
29. ССБТ. Вибрация. Общие требования: ГОСТ 12.1.012–78.
30. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для машиностроительных вузов / А.Н. Банкетов [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.
31. Живов, Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Прессы / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища шк., 1981. – 375 с.
32. Гурьев, Ю.Т. Современное кузнечно-штамповочное оборудование (КГШП) / Ю.Т. Гурьев, Е.Г. Плюгачев. – М.: Машиностроение, 1984. – 43 с.
33. Игнатов, А.А. Кривошипные горячештамповочные прессы. – 3-е изд., перераб. и доп. / А.А. Игнатов, Т.А. Игнатова. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
34. Кожевников, В.А. Модернизация кривошипных прессов / В.А. Кожевников [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1988. – 175 с.
35. Кривошипные кузнечно-прессовые машины: Теория и проектирование / под ред. И.В. Власова. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
36. Власов, В.И. Системы включения кривошипных прессов: Теория и проектирование / В.И. Власов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.
37. Ланской, Е.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
38. Смирнов, А.М. Основы автоматизации кузнечно-прессовых машин / А.М. Смирнов, К.И. Васильев. – М.: Машиностроение, 1987. – 268 с.
39. Навроцкий, Г.А. Кузнечно-штамповочные автоматы / Г.А. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1965. – 424 с.
40. Расчет муфт, тормозов, трубопроводов и систем управления кузнечно-прессовых машин: методические рекомендации. – М.: Воронеж: ЭНИКМАШ, 1971. – 170 с.
41. Мехед, И.Н. Методическое пособие по курсу Кузнечно-штамповочное оборудование: в 2 ч. / И.Н. Мехед, П.С. Овчинников. – Минск: БПИ, 1981. – 32 с.

42. Бычков, В.П. Методика проектирования объектов новой техники: Учебное пособие для машиностроительных вузов / В.П. Бычков. – М.: Высшая школа, 1990. – 166 с.
43. Розанов, Б.В. Гидравлические прессы / Б.В. Розанов. – М.: Машгиз, 1959. – 428 с.
44. Гидравлические прессы. Некоторые конструкции и расчеты / Под ред. Б.П. Васильева. – М.: Машиностроение, 1966. – 436 с.
45. Розанов, Б.В. Снижение металлоемкости машин и технологичность конструкций / Б.В. Розанов, В.П. Линц. – М.: Машиностроение, 1971. – 44 с.
46. Розанов, Б.В. Технология и оборудование для гидростатического пресования / Б.В. Розанов, Л.Ю. Максимов. – М.: Машиностроение, 1971. – 63 с.
47. Нехай, С.М. Проектирование гидравлических прессов / С.М. Нехай. – М.: Машгиз, 1963. – 159 с.
48. Тимошенко, С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Д.Ж. Гудьер. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
49. Живов, Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Молоты. Винтовые прессы. Ротационные и электрофизические машины. / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников. – 2-е изд., перераб. и доп.– Киев: Вища школа, 1985. – 279 с.
50. Методические указания к дипломному проектированию по технологии листовой штамповки / В.И. Василевич [и др.]. – Минск: БПИ, 1991. – 63 с.
51. Вербицкий, Е.И. Курсовое проектирование по горячей штамповке: учебное пособие для вузов / Е.И. Вербицкий, И.Г. Добровольский. – Минск: Выш. школа, 1978. – 208 с.
52. Добровольский, И.Г. Технология горячей объемной штамповки: методическое пособие по курсам Технологияковки и объемной штамповки, Проектирование цехов кузнечно-штамповочного производства: в 2 ч. / И.Г. Добровольский, Н.Г. Сычев. – Минск: БГПА, 1992. ч.1 – 81 с.