

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет
Кафедра «Машины и технология обработки металлов давлением»

Электронный учебно-методический комплекс
по учебной дисциплине

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

по специальности

1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением»

Составитель: Д.В. Минько

Перечень материалов

Электронный учебно-методический комплекс (ЭУМК) по учебной дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование» содержит материалы для самостоятельного теоретического и практического изучения учебной дисциплины, представленные конспектом лекций и лабораторным практикумом, учебную программу учебной дисциплины, перечень основной и дополнительной литературы, вопросы для самоконтроля и подготовки к экзаменам.

Пояснительная записка

Цель ЭУМК – повышение эффективности самостоятельной теоретической и практической подготовки, направленной на изучение обучающимися по очной и заочной формам получения высшего образования устройства и методов расчета основных узлов и деталей кузнечно-штамповочного оборудования.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

Структурно ЭУМК по дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование» состоит из теоретического, практического и вспомогательного разделов и раздела контроля знаний.

Теоретический раздел содержит конспект лекций учебной дисциплины. В лекционном материале рассматриваются вопросы, направленные на изучение принципов работы и конструктивных особенностей основных типов кузнечно-штамповочного оборудования, методов расчета и конструирования узлов и деталей, обеспечивающих его надежность и долговечность.

Практический раздел состоит из шести лабораторных работ и направлен на изучение устройства и основных параметров кузнечно-штамповочного оборудования, физической природы процессов, происходящих при его работе, методик определения жесткости и точности конструкций, прочности и долговечности важнейших узлов, опыта рационального технологического использования.

Вспомогательный раздел включает учебную программу учебной дисциплины, в которой содержатся учебно-методические карты по очной и заочной формам получения высшего образования, требования к курсовому проекту, методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы, перечень основной и дополнительной литературы

Раздел контроля знаний, включает в себя вопросы для самоконтроля и подготовки к экзаменам.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК – рекомендуется изучить теоретический раздел по темам, затем выполнить необходимую подготовку для выполнения лабораторных работ, проработать контрольные вопросы.

Содержание

| | |
|--|----|
| <u>Теоретический раздел</u> | 9 |
| <u>Конспект лекций</u> | 9 |
| <u>Введение</u> | 9 |
| <u>1 СОСТАВ И СТРУКТУРА КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ</u> | 10 |
| <u>1.1 Общие сведения о кузнечно-штамповочном оборудовании, основные понятия и определения</u> | 10 |
| <u>1.2 Структура и принцип действия кузнечно-штамповочного оборудования</u> | 11 |
| <u>1.3 Классификация кузнечно-штамповочного оборудования по скорости деформирования</u> | 12 |
| <u>1.4 Принципиальные схемы и эффективная энергия кузнечно-штамповочного оборудования</u> | 14 |
| <u>1.5 Принципиальные схемы и эффективная энергия кузнечно-штамповочного оборудования</u> | 16 |
| <u>1.6 Классификационная маркировка кузнечно-штамповочного оборудования</u> | 17 |
| <u>2 КРИВОШИПНОЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ</u> .. | 18 |
| <u>2.1 Виды кривошипных механизмов, классификация, принцип действия и структура кривошипных прессов</u> | 18 |
| <u>2.1.1 Виды кривошипных механизмов и области применения кривошипных прессов</u> | 18 |
| <u>2.1.2 Принцип действия и структура кривошипных прессов</u> | 22 |
| <u>2.1.3 Исполнительные механизмы кривошипных прессов и их классификация</u> | 23 |
| <u>2.1.4 Главные параметры кривошипных прессов</u> | 24 |
| <u>2.1.5 Узлы и детали главного исполнительного механизма</u> | 25 |
| <u>2.2 Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма</u> | 32 |
| <u>2.3 Силовой анализ кривошипно-шатунного механизма</u> | 37 |
| <u>2.3.1 Определение усилий и крутящих моментов в идеальном и реальном кривошипно-шатунном механизме</u> | 37 |
| <u>2.3.2 Заклинивание кривошипно-шатунного механизма</u> | 39 |
| <u>2.3.3 Жесткость кривошипных прессов</u> | 41 |

| | |
|---|-----|
| <u>2.4 Энергетика кривошипных прессов</u> | 43 |
| <u>2.4.1 Энергетическая диаграмма (циклограмма) кривошипного пресса</u> .. | 44 |
| <u>2.4.2 Затраты энергии и коэффициент полезного действия кривошипного пресса</u> | 46 |
| <u>2.5 Графики рабочих нагрузок</u> | 49 |
| <u>2.6 Мощность электродвигателя и момент инерции маховика</u> | 54 |
| <u>2.7 Узлы и детали главного исполнительного механизма кривошипных прессов</u> | 57 |
| <u>2.7.1 Конструкция и расчёт главного вала</u> | 58 |
| <u>2.7.2 Ползунно-шатунный узел кривошипных прессов</u> | 63 |
| <u>2.8 Привод и детали привода кривошипных прессов</u> | 70 |
| <u>2.8.1 Клиноременная передача</u> | 70 |
| <u>2.8.2 Зубчатая передача</u> | 71 |
| <u>2.9 Система включения кривошипного пресса</u> | 74 |
| <u>2.9.1 Муфты включения</u> | 75 |
| <u>2.9.2. Тормозные устройства</u> | 81 |
| <u>2.10 Станины, подушки и фундаменты кривошипных прессов</u> | 83 |
| <u>2.10.1 Станины</u> | 83 |
| <u>2.10.2 Подушки</u> | 89 |
| <u>2.10.3 Фундаменты</u> | 90 |
| <u>2.11 Системы управления кривошипных прессов</u> | 91 |
| <u>2.12 Системы смазки кривошипных прессов</u> | 92 |
| <u>2.13 Вспомогательные устройства кривошипных прессов</u> | 93 |
| <u>2.14 Открытые кривошипные прессы общего назначения</u> | 94 |
| <u>2.15 Закрытые кривошипные прессы общего назначения</u> | 95 |
| <u>3 КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ</u> | 98 |
| <u>3.1 Горячештамповочные кривошипные прессы</u> | 98 |
| <u>3.2 Горизонтально-ковочные машины</u> | 100 |
| <u>3.3 Чеканочные кривошипно-коленные прессы</u> | 103 |
| <u>3.4 Вытяжные кривошипные прессы</u> | 104 |
| <u>3.5 Гибочные и правильные кривошипные прессы</u> | 107 |
| <u>3.6 Ножницы кривошипные</u> | 109 |
| <u>3.7 Листоштамповочные прессы-автоматы</u> | 111 |
| <u>3.8 Прессы-автоматы для объемной штамповки</u> | 112 |

| | |
|---|-----|
| <u>4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ</u> | 114 |
| <u>4.1 Принцип действия и классификация гидравлических прессов</u> | 114 |
| <u>4.1.1 Устройство и принцип действия гидравлических прессов</u> | 114 |
| <u>4.1.2 Классификация гидравлических прессов</u> | 116 |
| <u>4.2 Конструкции основных узлов и элементов гидравлических прессов</u> .. | 117 |
| <u>4.2.1 Станины гидравлических прессов</u> | 118 |
| <u>4.2.2 Подвижные поперечины гидравлических прессов</u> | 120 |
| <u>4.2.3 Рабочие и возвратные цилиндры гидравлических прессов</u> | 122 |
| <u>4.2.4 Столы гидравлических прессов</u> | 123 |
| <u>4.3 Типовые приводы гидравлических прессов</u> | 124 |
| <u>4.3.1 Рабочие жидкости и типы гидропривода</u> | 124 |
| <u>4.3.2 Насосный безаккумуляторный привод</u> | 127 |
| <u>4.3.3 Насосно-аккумуляторный привод</u> | 132 |
| <u>4.3.4 Мультипликаторный привод</u> | 133 |
| <u>4.3.5 Использование мощности насосов гидропривода</u> | 136 |
| <u>4.4 Элементы гидропривода</u> | 139 |
| <u>4.4.1 Насосы гидравлических прессов</u> | 139 |
| <u>4.4.2 Регулирующая и предохранительная гидроаппаратура</u> | 146 |
| <u>4.4.3 Распределительная гидроаппаратура</u> | 150 |
| <u>4.4.4 Вспомогательные устройства</u> | 152 |
| <u>4.4.5 Уплотнительные устройства</u> | 156 |
| <u>4.4.6 Трубопроводы и арматура</u> | 157 |
| <u>4.5 Расчет основных элементов гидравлических прессов</u> | 158 |
| <u>4.5.1 Расчет рабочих цилиндров</u> | 158 |
| <u>4.5.2 Расчет станин</u> | 162 |
| <u>4.5.3 Расчет передвижных столов и выталкивателей</u> | 164 |
| <u>4.5.4 Расчет гидросистемы</u> | 164 |
| <u>4.6 Основные типы гидравлических прессов</u> | 165 |
| <u>4.6.1 Ковочные прессы</u> | 165 |
| <u>4.6.2 Горячештамповочные прессы</u> | 167 |
| <u>4.6.3 Прессы для получения длинномерных профилей и труб</u> | 168 |
| <u>4.6.4 Листоштамповочные прессы</u> | 170 |

| | |
|--|-----|
| 4.6.5 Пакетировочные и брикетировочные прессы | 171 |
| 4.6.6 Прессы для пластмасс и неметаллических материалов | 172 |
| 4.6.7 Прессы для прессования порошков | 173 |
| 4.6.8 Прессы для синтеза сверхтвердых материалов | 174 |
| 4.6.9 Прессы для штамповки эластичной средой и гидроформовки | 175 |
| 4.6.10 Прессы для изотермической штамповки | 176 |
| 5 ВИНТОВЫЕ ПРЕССЫ | 177 |
| 5.1 Принцип действия и классификация | 177 |
| 5.2 Винтовые фрикционные прессы | 180 |
| 5.3 Особенности расчета винтовых прессов | 182 |
| 5.3.1 Определение основных параметров | 182 |
| 5.3.2 Особенности расчета основных деталей | 184 |
| 5.4 Электровинтовые и гидровинтовые прессы | 188 |
| 5.4.1 Электровинтовой пресс с дуговым статором | 189 |
| 5.4.2 Гидровинтовой пресс | 190 |
| 6 МОЛОТЫ | 193 |
| 6.1 Принцип действия и классификация молотов | 193 |
| 6.2 Циклы работы молотов | 198 |
| 6.3 КПД удара и соотношение ударных масс | 199 |
| 6.4 Паровоздушные молоты | 201 |
| 6.4.1 Принцип действия, классификация и применение | 201 |
| 6.4.2 Требования к конструкции ковочных и штамповочных молотов .. | 203 |
| 6.4.3 Бесшаботные паровоздушные молоты | 206 |
| 6.4.4 Листоштамповочные молоты | 208 |
| 6.4.5 КПД паровоздушного молота | 209 |
| 6.5 Узлы и детали паровоздушных молотов | 209 |
| 6.5.1 Станины молотов | 209 |
| 6.5.2 Шаботы молотов | 212 |
| 6.5.3 Рабочие цилиндры молотов | 213 |
| 6.5.4 Падающие части молотов | 216 |
| 6.5.5 Расчет штока на прочность | 218 |
| 6.5.6 Механизмы распределения энергоносителя молотов | 220 |

| | |
|--|-----|
| <u>6.5.7 Система смазки молотов</u> | 222 |
| <u>6.6 Приводные молоты</u> | 223 |
| <u>6.6.1 Пневматические молоты</u> | 223 |
| <u>6.6.2 Механические молоты простого действия</u> | 225 |
| <u>6.6.3 Рессорные и пружинные молоты</u> | 227 |
| <u>6.6.4 Гидравлические молоты</u> | 228 |
| <u>6.7 Высокоскоростные молоты</u> | 230 |
| <u>6.7.1 Принцип действия и классификация</u> | 230 |
| <u>6.7.2 Газогидравлические молоты</u> | 231 |
| <u>6.7.3 Взрывные молоты</u> | 232 |
| <u>6.8 Фундаменты молотов</u> | 233 |
| <u>6.8.1 Назначение и классификация фундаментов</u> | 233 |
| <u>6.8.2 Опорные фундаменты</u> | 234 |
| <u>6.8.3 Шаботные жесткие фундаменты</u> | 235 |
| <u>6.8.4 Шаботные виброизолированные фундаменты</u> | 236 |
| <u>7 РОТАЦИОННЫЕ МАШИНЫ</u> | 238 |
| <u>7.1 Назначение и классификация ротационных машин</u> | 238 |
| <u>7.2 Ротационные правильно-гибочные машины</u> | 239 |
| <u>7.3 Дисковые ножницы</u> | 243 |
| <u>7.4 Оборудование для вальцовки и накатки</u> | 246 |
| <u>7.4.1 Ковочные вальцы</u> | 246 |
| <u>7.4.2 Оборудование для накатывания резьбы, шлицев и зубьев шестерен</u> | 250 |
| <u>7.5 Оборудование для ротационного выдавливания, обкатки и раскатки</u> | 252 |
| <u>7.5.1 Оборудование для ротационного выдавливания</u> | 252 |
| <u>7.5.2 Оборудование для ротационной обкатки днищ</u> | 254 |
| <u>7.5.3 Станы для раскатки колец и колесопрокатные станы</u> | 255 |
| <u>7.5.4 Ротационно-ковочные и радиально-обжимные машины</u> | 257 |
| <u>7.6 Сферодвижные прессы</u> | 264 |
| <u>Практический раздел</u> | 269 |
| <u>8 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ</u> | 269 |
| <u>8.1 Изучение устройства и определение основных параметров двухстоечного открытого однокривошипного прессы</u> | 269 |

| | |
|--|-----|
| <u>8.2 Определение жесткости двухстоечного открытого однокривошипного прессы</u> | 272 |
| <u>8.3 Изучение устройства и составление кинематической и пневматической схемы горизонтально-ковочной машины</u> | 275 |
| <u>8.4 Изучение конструкции и работы гидравлического четырехколонного прессы</u> | 276 |
| <u>8.5 Изучение конструкции и работы винтового фрикционного двухдискового прессы</u> | 278 |
| <u>8.6 Изучение конструкции и работы приводного пневматического молота</u> | 280 |
| <u>Вспомогательный раздел</u> | 283 |
| <u>Учебная программа дисциплины</u> | 283 |
| <u>Контроль знаний</u> | 306 |
| <u>Перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы</u> .. | 306 |

Теоретический раздел Конспект лекций

Введение

Кузнечно-штамповочное оборудование (КШО) составляет важнейшую часть производственного оборудования и предназначено для разделения и формоизменения металлов и неметаллических материалов под действием давления.

Применение технологий обработки материалов давлением (ОМД) позволяет резко сократить, а в ряде случаев исключить из производственных процессов все виды обработки материалов резанием. Технологии ОМД выгодно отличаются экономичностью использования материалов, высокой производительностью, точностью производимых деталей, повышенными механическими свойствами изделий и т.п. Преимущества технологических процессов ОМД обусловили широкое распространение КШО в металлообработке.

Современное КШО имеет сложную многокомпонентную структуру, включающую в себя объекты, принцип действия которых основан на использовании различных физических законов. Для того чтобы преодолеть сопротивление материалов разделению или формоизменению, КШО должно создавать необходимое деформирующее усилие на заданном перемещении с приемлемой скоростью. Деформирующее усилие, энергия деформирования и скорость деформирования являются главными параметрами КШО. Производство КШО требует значительных финансовых затрат, в связи с чем особое значение принимает этап проектирования, включающий расчеты и оценку работоспособности на основе анализа процессов функционирования.

ЭУМК составлен в соответствии с типовой учебной программой по дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование», рассчитанной на обучение студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» в течение трех семестров. В процессе овладения дисциплиной «Кузнечно-штамповочное оборудование» предусматривается изучение устройства и элементов расчета наиболее распространенных видов кривошипных прессов и автоматов, винтовых прессов, молотов, гидравлических прессов, ротационных машин и др.

Цель ЭУМК – познакомить студентов, будущих специалистов в области ОМД, с основными типами технологического оборудования, методами расчета и конструирования узлов и деталей, обеспечивающих его надежность и долговечность.

В процессе обучения студенты должны изучить:

- конструктивные особенности основных типов КШО;
- устройство и принципы действия важнейших узлов и деталей;
- основы проектировочных расчетов.

Содержание ЭУМК направлено на разъяснение вопросов правильного выбора и наиболее эффективного использования КШО. Кроме того, указаны основные эксплуатационно-технологические особенности описываемого оборудования.

Обширные и глубокие познания, полученные при изучении дисциплины, позволят будущему специалисту оценить состояние техники и технологии современного кузнечно-штамповочного производства и в каждом конкретном случае найти пути его совершенствования.

1 СОСТАВ И СТРУКТУРА КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1 Общие сведения о кузнечно-штамповочном оборудовании, основные понятия и определения

Современное КШО является технологическим оборудованием, включающим средства механизации и автоматизации, все параметры которого должны быть подчинены требованиям технологических процессов обработки материалов давлением (ОМД). КШО предназначено для осуществления операций разделения и формообразования под давлением металлов и неметаллических материалов в холодном, полугорячем и горячем состоянии.

С переходом промышленности к информационно-интегрированным автоматизированным процессам, к широкой международной кооперации возрастают требования к обеспечению стабильного качества продукции, полученной путем ОМД. Общие требования к качеству сформулированы в международных стандартах качества ISO 9001 и соответствующих стандартах Европейского союза и ЕАЭС. Для различных процессов ОМД общие требования к качеству продукции заключаются в соблюдении норм точности размеров, формы и расположения поверхностей, массы и объема, микрогеометрии поверхности. К более специфическим требованиям относятся отсутствие заусенцев и облоя, смещений половин штампа, создание или сохранение требуемой макро- и микроструктуры, механических характеристик и др.

В процессе изучения теоретического раздела с целью однозначности понимания используемой терминологии необходимо знать основные понятия и определения:

Пластичность – свойство твердых тел необратимо изменять форму и размеры под влиянием внешних сил без видимого разрушения.

Пластическое деформирование – процесс ОМД, при котором форма обрабатываемого материала необратимо изменяется под действием внешней силы. Пластическое деформирование также означает разделение материала путем разрезания, разрушения или дробления.

Горячая пластическая деформация осуществляется при температуре, равной или выше температуры начала рекристаллизации ($T \geq T_{\text{рекр}}$).

Температурный интервал **холодной** пластической деформации расположен ниже температур начала рекристаллизации ($T < T_{\text{рекр}}$).

Полугорячая пластическая деформация представляет собой компромисс между холодной и горячей деформацией.

Объемное деформирование – обработка давлением, при которой пластически деформируется весь объем материала, т.е. деформации происходят в направлении всех трех осей системы координат.

Поверхностное деформирование – обработка давлением, при которой пластически деформируется только поверхностный слой материала, т.е. преобладают деформации в двух осях системы координат.

Степень деформации ε – отношение изменения высоты деформируемой заготовки после деформации к ее первоначальному значению

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0}$$

Относительная скорость деформирования ξ – скорость деформации материала (не тождественная скорости инструмента), определяемая отношением скорости инструмента v к высоте деформированной детали h .

$$\xi = \frac{v}{h}, \text{ с}^{-1},$$

Деформирующее усилие P_D – сила сопротивления, действующая на инструмент в направлении противоположном его движению. В состоянии покоя деформирующее усилие находится в равновесии с активным усилием, которое инструмент (исполнительный орган) оказывает на деформируемое тело. Для механических и гидравлических прессов максимальное усилие ограничено величиной, так называемого номинального усилия пресса P_H .

Номинальное усилие P_H – максимально допустимая сила, которую исполнительный орган пресса может оказывать через инструмент на деформируемую деталь.

Разделительная операция – операция ОМД, в результате которой происходит полное или частичное отделение одной части заготовки от другой.

Формоизменяющая операция – операция ОМД, в результате которой изменяется форма заготовки путем пластического деформирования.

Объемная штамповка – штамповка изделий с обусловленным перераспределением металла в поперечном сечении исходной заготовки.

Листовая штамповка – штамповка изделий без обусловленного перераспределения металла в поперечном сечении исходной заготовки.

Вальцовка – штамповка изделий при относительном вращении частей штампа или исходной заготовки в процессе деформирования.

1.2 Структура и принцип действия кузнечно-штамповочного оборудования

Любое КШО в своей структуре содержит три главных механизма: двигательный, передаточный и исполнительный (рисунок 1.1).

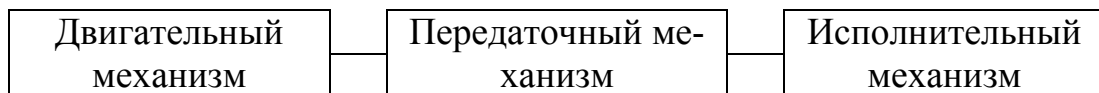


Рисунок 1.1 – Структурная схема КШО

Воспринимая энергию носителя, двигательный механизм превращает ее в кинетическую энергию передаточного и исполнительного механизма или в потенциальную энергию передаточного рабочего тела. Двигательный механизм по типу может быть индивидуальным или групповым. Носителем энергии, или

рабочим телом, в двигательных механизмах современного КШО является пар, газ, жидкость и электричество.

Основная характеристика передаточного механизма определяется способом осуществления связи исполнительного механизма с двигательным. Различают механическую жесткую связь или связь через упругий элемент и нежесткую связь, осуществляемую рабочим телом (пар, газ, жидкость, электромагнитное поле). В некоторых типах машин в период рабочего хода эта связь прерывается.

Преобразование энергии (потенциальной или кинетической) в механическую работу пластической деформации осуществляется при помощи движения рабочих органов (ползун, траверса, баба, валки, ролики и т.п.) исполнительных механизмов. Отдача накопленной энергии обрабатываемому металлу осуществляется нажимом или ударом.

Рабочие органы КШО могут совершать:

- а) возвратно-поступательное прямолинейное движение;
- б) качательное движение;
- в) вращательное движение.

Изменение скорости рабочего органа может быть заданным в условиях жестких механических связей или произвольным, зависящим от субъективных факторов при нежестких связях. Воздействие исполнительного механизма на обрабатываемый материал может иметь периодический или непрерывный характер.

1.3 Классификация кузнечно-штамповочного оборудования по скорости деформирования

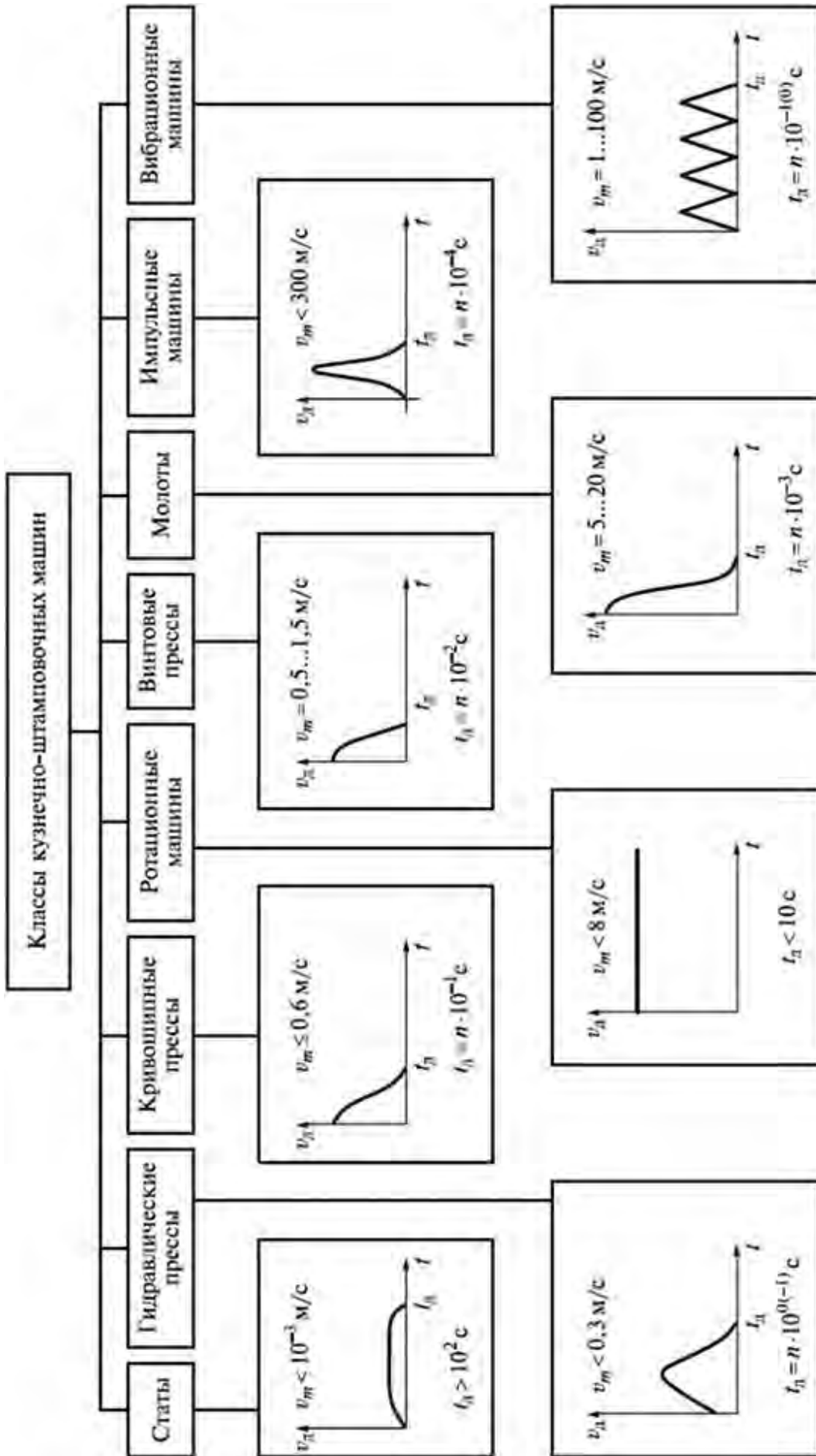
Характер изменения скорости рабочего звена (ползуна), исполнительного механизма в процессе деформирования металла (рабочего хода) служит главным признаком классификации, согласно которому современное КШО подразделяют на восемь классов в порядке возрастания максимального значения скорости рабочего звена (рисунок 1.2).

В *гидравлических* и *газовых статах* скорость деформирования материала в виде порошка или гранул характеризуется малой квазистатической (приблизительно статической) величиной при повышении давления и равенством нулю при выдержке под давлением.

Изменение скорости ползуна *гидравлических прессов* во время деформирования зависит от типа привода. Для прессов с насосным приводом при постоянной подаче насоса и площади цилиндра скорость ползуна постоянна. Для прессов с насосно-аккумуляторным приводом скорость зависит от соотношения номинального усилия пресса P_H и деформирующей силы P_D .

Скорость ползуна *кривошипного (механического) пресса* переменная, зависит от закона движения кривошипно-шатунного механизма

Скорость деформирования материала в *винтовых прессах* и *молотах* – машинах ударного действия – зависит от массы и значения кинетической энергии рабочих частей.



v_d, t_d — скорость и время деформирования; v_m — максимальная скорость деформирования

Рисунок 1.2 — Классификация КШО

Скорость деформирования материала в *импульсных прессах* характеризуется кратковременностью достижения максимального) значения, зависит от формы и длительности импульса, генерируемого источником: электромагнитным полем, электрическим разрядом, взрывчатым веществом, сжатой жидкостью.

В *вибрационных прессах* механические колебания (вибрации), воздействующие на материал во время деформирования, характеризуются амплитудой и частотой.

Кроме скорости деформирования, важными характеристиками КШО являются: диапазон времени деформирования, характер изменения деформирующей силы, величины эффективной кинетической энергии, импульса и вибраций.

Приблизительный *диапазон времени деформирования* на импульсных прессах находится в пределах $10^{-4} \dots 10^{-3}$ с, на молотах – $10^{-3} \dots 10^{-2}$ с, на винтовых прессах – $10^{-2} \dots 10^{-1}$ с, на кривошипных прессах – $10^{-1} \dots 5 \cdot 10^{-1}$ с, на гидравлических прессах – $5 \cdot 10^{-1} \dots 5$ с, на гидравлических и газовых статах – $10^1 \dots 10^2$ с и более.

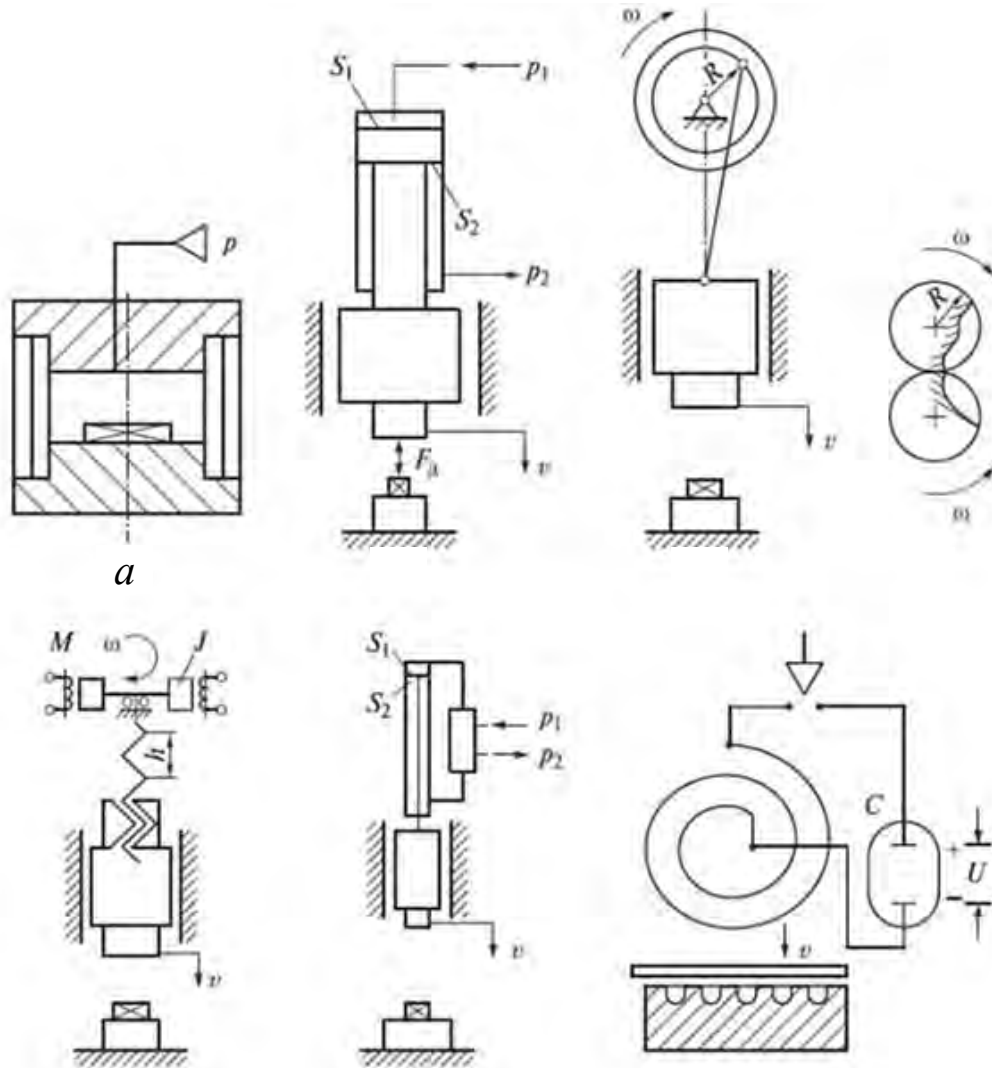
Усилие, которое может развить разное КШО во время деформирования материала, называется *деформирующим*. Характер изменения деформирующего усилия зависит от структуры главных рабочих механизмов. КШО с кинематически свободным перемещением исполнительного звена (ползуна), например, гидравлические прессы, могут развивать максимальное деформирующее усилие на любом участке перемещения. Величина его будет пропорциональна сопротивлению деформированию материала заготовки и не может превышать *номинального значения*, ограниченного критериями прочности. КШО с кинематически ограниченным перемещением исполнительного звена (ползуна), например кривошипные прессы, по условиям прочности могут развивать максимальное деформирующее усилие только на коротком участке в конце хода ползуна. Гидравлические прессы и кривошипные прессы относят к оборудованию с деформирующим усилием, ограниченным прочностными критериями.

КШО ударного действия (винтовые прессы и молоты) характеризуются номинальной величиной *эффективной кинетической энергии рабочих частей*. Изменение эффективной энергии во время деформирования металла пропорционально квадрату мгновенного значения скорости движущихся частей. Создаваемое в процессе деформирования заготовки усилие образуется при переходе кинетической энергии в работу деформирования. Чем меньше деформация заготовки, тем больше усилие. Эти машины относят к машинам с ограниченной энергией.

1.4 Принципиальные схемы и эффективная энергия кузнечно-штамповочного оборудования

Гидравлические и *газовые статы* (рисунок 1.3, а) относят к оборудованию статического (квазистатического) воздействия на материал, использующим энергию давления жидкости или газа. Они содержат камеру, в которую загружается обрабатываемый материал и подается жидкость или нейтральный газ (азот, аргон) под давлением в несколько десятков тысяч Паскаль. Скорость де-

формирования составляет сотые и десятые доли миллиметров в секунду. Обрабатываемый материал подвергается всестороннему равномерному сжатию в течение необходимого времени, а затем камера разгружается по определенному закону.



a – гидро и газостаты; *б* – гидравлические прессы; *в* – кривошипные прессы; *г* – ротационные машины; *д* – винтовые прессы; *е* – молоты;
ж – импульсные прессы

Рисунок 1.3 – Принципиальные схемы КШО

Гидравлические прессы (рисунок 1.3, *б*) относят к оборудованию нажимного квазистатического воздействия на материал. Скорость деформирования составляет $(5-10) \cdot 10^{-3}$ м/с для прессов с насосным приводом и до 0,3 м/с для прессов с насосно-аккумуляторным приводом. Для деформирования используется энергия давления рабочей жидкости (минерального масла или водной эмульсии), сжатой до давления 10-32 МПа, а в некоторых конструкциях – даже до 120-300 МПа.

Кривошипные прессы (рисунок 1.3, *в*) относят к оборудованию нажимного квазистатического действия, деформирующим материалы с начальной скоростью 0,10-0,35 м/с, которая уменьшается до нуля, подчиняясь кинематике кри-

вошипно-ползунного механизма. Энергия привода затрачивается на разгон маховика и сообщения ему эффективной кинетической энергии вращательного движения.

Ротационные машины (рисунок 1.3, з) относят к оборудованию нажимного воздействия на материал; они характеризуются эффективной энергией вращательного движения, аналогично кривошипным прессам.

Винтовые прессы (рисунок 1.3, д) относ к оборудованию ударного квазидинамического воздействия на материал со скоростью 0,3-0,5) м/с (до 1,5 м/с). Энергия привода расходуется на разгон рабочих масс и сообщения им эффективной кинетической энергии вращательного и поступательного (винтового) движения.

Молоты (рисунок 1.3, е) относят к оборудованию ударного квазидинамического воздействия на материал со скоростью 5-7 м/с (до 20 м/с) эффективной кинетической энергией поступательного движения рабочих масс, которую сообщает им привод.

Вибрационные и импульсные прессы воздействуют на материал вибрацией, одиночными или последовательными импульсами давления жидкости, электрического разряда в жидкости, электромагнитного поля (рисунок 1.3, ж) или продуктов сгорания взрывчатого вещества. В большинстве конструкций импульсная эффективная энергия непосредственно воздействует на обрабатываемый материал.

1.5 Главные параметры и критерии сравнения кузнечно-штамповочного оборудования

КШО характеризуют размерными, линейными, скоростными, энергетическими и массовыми параметрами.

Главный размерный параметр – это исходная величина для конструкторского расчета, конструирования и последующего технологического выбора КШО. Главными размерными параметрами для оборудования квазистатического (нажимного) действия является **номинальное усилие P_n** , развиваемое при определенных условиях рабочим звеном главного исполнительного механизма; для оборудования динамического (ударного) действия – **кинетическая энергия T_z** , развиваемая подвижными частями к началу рабочего хода, или их **масса m** . Совокупность главных размерных параметров определяет размерные ряды стандартов на соответствующее оборудование.

Линейные параметры могут определять технологическое назначение КШО (технологические линейные параметры), быть связанными с его монтажом (установочно-монтажные линейные параметры) или характеризовать крепление инструмента (линейные параметры элементов крепления).

К установочно-монтажным линейным параметрам относят габариты и массу оборудования и мест его крепления к основанию, а также размерные параметры элементов крепления рабочего инструмента.

К технологическим линейным параметрам относятся размеры рабочего пространства, определяющие габариты инструмента, исходной заготовки и готового изделия и ход рабочего органа оборудования.

Скоростным параметром для однотипного оборудования является быстрота, т.е. число холостых ходов (циклов) рабочего звена (ползуна, ударной массы) в минуту.

Энергетические параметры характеризуют двигатель или энергоноситель. К ним относятся параметры электродвигателя, момент инерции маховика, давление рабочей жидкости или воздуха.

1.6 Классификационная маркировка кузнечно-штамповочного оборудования

Система условного маркирования основана на разделении КШО по главным конструктивным признакам или технологическому назначению на 12 видов, каждому из которых присваивается самостоятельный знак-буква:

- А – автоматы кузнечно-прессовые;
- Б – прессы пакетировочные и брикетировочные;
- В – машины ковочные;
- Г – оборудование гидравлическое;
- Д – прессы гидравлические для неметаллических веществ;
- И – машины гибочные и правильные;
- К – прессы кривошипные;
- М – молоты;
- Н – ножницы и хладноломы;
- П – прессы гидравлические для металла;
- С – вальцы ковочные;
- Ф – прессы винтовые, реечные и рычажные.

Внутри каждого вида оборудование подразделяют на группы по общим конструктивным или технологическим признакам. Каждая группа получает однозначный порядковый номер от 1 до 0.

Внутри каждой группы имеются типы, разделенные по второстепенным конструктивным признакам или технологическому назначению. Каждый тип оборудования получает порядковый номер от 1 до 0. Например, в восьмой группе кривошипных прессов выделяют пять типов: чеканочные прессы с нормальным ходом (под индексом 3), то же с увеличенным ходом – 4, горячештамповочные для горячей объемной штамповки в открытых штампах – 5, для горячего выдавливания – 6, горячештамповочные двойного действия для горячей объемной штамповки в разъемных штампах – 8.

Каждый тип оборудования подразделяется на размеры с присвоением третьего двухзначного номера от 00 до 59 при увеличении основного параметра.

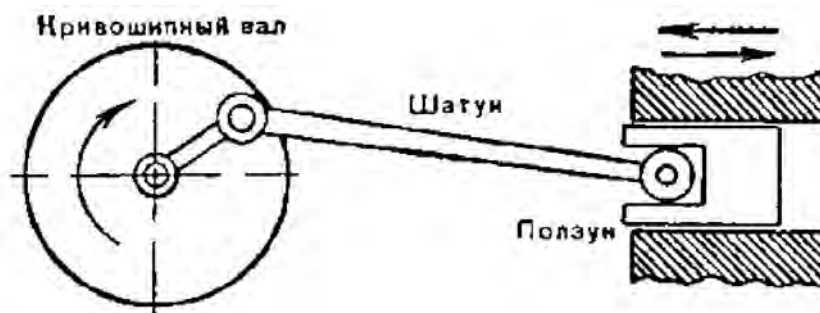
Исходная модель оборудования данного вида, группы, типа и размера принимается в качестве базовой. Марка базовой модели имеет 5 знаков. Например, кривошипный горячештамповочный пресс с номинальным усилием 10 МН маркируется К8540. Все остальные модели прессов одного типоразмера, отличающиеся от базовой некоторыми параметрами (размеры штампового пространства, числа ходов и т.п.) или не принципиальными изменениями в конструкции, классифицируются как модификации базовой модели с добавлением шестого индекса – буквы в конце марки. Например: К8540А.

2 КРИВОШИПНОЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

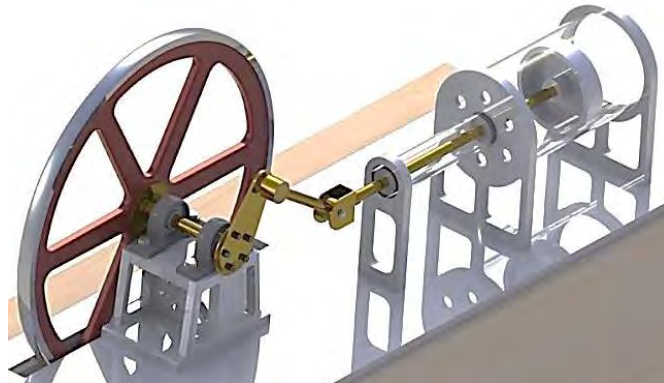
2.1 Виды кривошипных механизмов, классификация, принцип действия и структура кривошипных прессов

2.1.1 Виды кривошипных механизмов и области применения кривошипных прессов

Кривошипные кузнечно-штамповочные прессы входят в группу механических прессов. Их основным механизмом является кривошипно-шатунный механизм (рисунок 2.1), широко применяемый в технике.



а



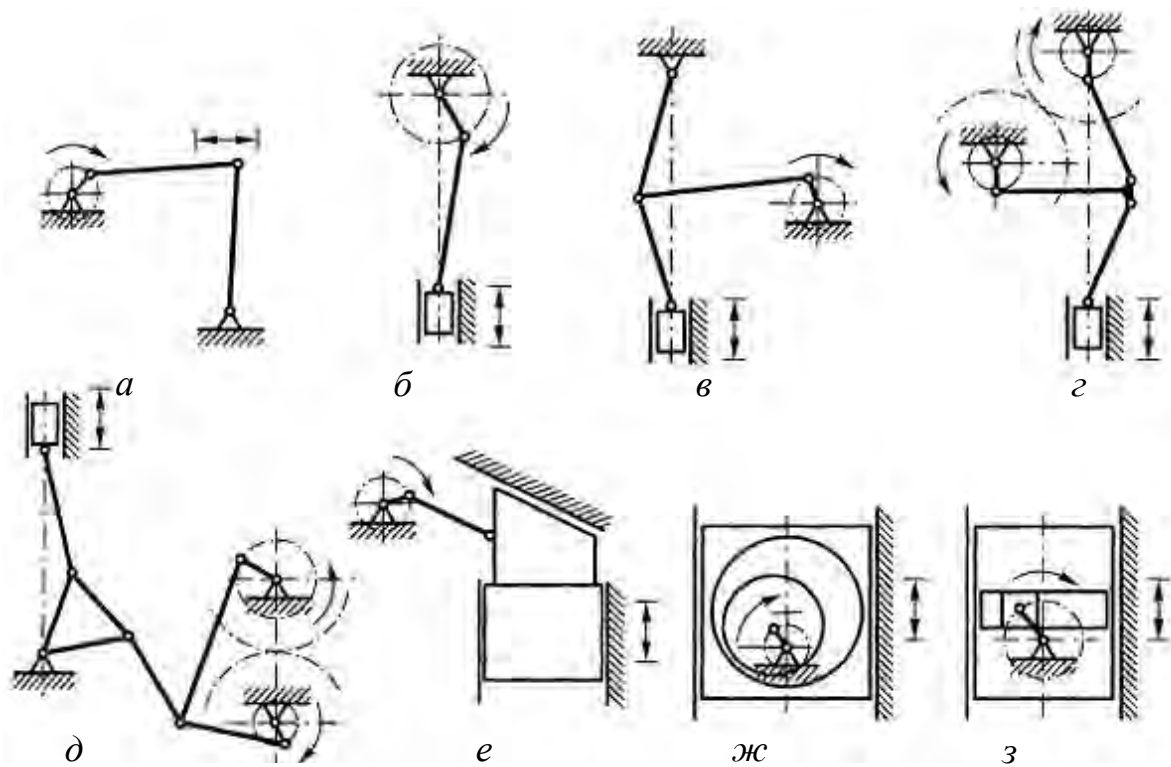
б

а – схема; *б* – внешний вид

Рисунок 2.1 – Кривошипно-шатунный механизм

В КШО применяются различные виды кривошипного механизма (рисунок 2.2): кривошипно-коромысловый (рисунок 2.2, *а*) – в костыльных прессах-автоматах; кривошипно-ползунный (рисунок 2.2, *б*) – в большинстве кривошипных прессов для листовой и объемной штамповки; кривошипно-коленный (рисунок 2.2, *в*) – в чеканочных прессах и прессах для выдавливания; двухкривошипный с двумя степенями подвижности (рисунок 2.2, *г*) – в кривошипно-шарнирных вытяжных прессах; двухкривошипный коленно-ползунный с двумя степенями подвижности (рисунок 2.2, *д*) – в прессах тройного действия для чистовой вырубки; кривошипно-клиновой (рисунок 2.2, *е*) – в КГШП; кривошипно-круговой (рисунок 2.2, *жс*) – в специализированных вырубных прессах);

кривошипно-кулисный (рисунок 2.2, з) – в КГШП и горизонтально-ковочных машинах (ГКМ).



a – кривошипно-коромысловый; *б* – кривошипно-ползунный;
в – кривошипно-коленный; *г* – двухкривошипный с двумя степенями
 подвижности; *д* – двухкривошипный коленно-ползунный; *е* – кривошипно-
 клиновой; *ж* – кривошипно-круговой; *з* – кривошипно-кулисный

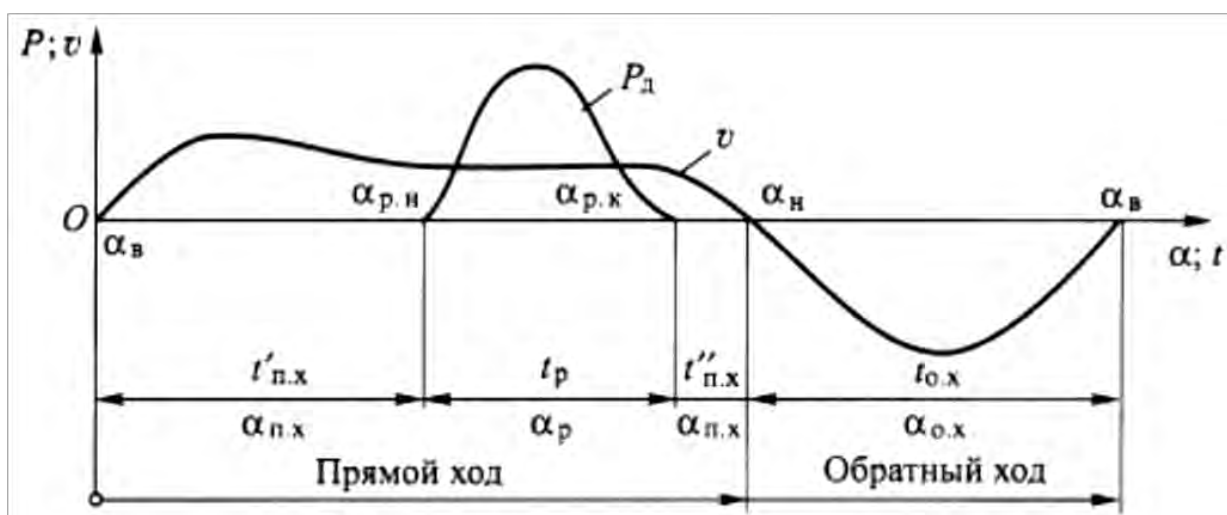
Рисунок 2.2 – Кинематические схемы кривошипных механизмов

Преобразование энергии вращательного движения привода в энергию деформирования материала обусловлено наличием кинематических связей между всеми движущимися частями кривошипного пресса. Это исключает зависимость скорости движения рабочего инструмента от механических характеристик обрабатываемого материала.

Дважды в цикле возвратно-поступательного движения исполнительного механизма скорость рабочего органа – ползуна с инструментом – равна нулю. В это время ползун проходит через крайние положения (верхнее и нижнее или заднее и переднее). Кривая скорости ползуна в функции времени $v = f(t)$ между этими положениями является синусоидой или другой, более сложной, но гармонической функцией (рисунок 2.3).

При прямом ходе, включающем *рабочий ход*, во время которого совершается полезная работа, ползун из крайнего верхнего положения (угол $\alpha_{в}$) перемещается в крайнее нижнее положение (угол $\alpha_{н}$). Угол $\alpha_{р}$, на который повернется кривошипный вал в течение рабочего хода, называют рабочим:

$$\alpha_{р} = \alpha_{р.н} - \alpha_{р.к}$$



$\alpha_{\text{в}}$; $\alpha_{\text{н}}$; $\alpha_{\text{р}}$; $\alpha_{\text{р.н}}$; $\alpha_{\text{р.к}}$; $\alpha_{\text{п.х}}$; $\alpha_{\text{о.х}}$ — углы поворота кривошипного вала;
 $t_{\text{р}}$; $t_{\text{п.х}}$; $t_{\text{о.х}}$ — длительность ходов ползуна

Рисунок 2.3 – Изменение деформирующей силы $P_{\text{д}}$ и скорости v при двойном ходе ползуна

Величина рабочего угла зависит от характера процесса деформирования и размеров обрабатываемой заготовки.

Остальную часть прямого хода ползуна называют *холостым ходом*. В общем случае возможно существование двух его участков: $\alpha_{\text{п.х}}$ и $\alpha_{\text{о.х}}$.

При обратном ходе, во время которого не совершается полезной работы, ползун возвращается в крайнее верхнее положение. Кривошипный вал в это время повернется на угол

$$\alpha_{\text{о.х}} = \alpha_{\text{н}} - \alpha_{\text{в}}$$

Классифицировать кривошипные прессы можно по ряду признаков: по кинематическим, технологическим, конструктивным особенностям, по степени автоматизации, по числу исполнительных механизмов, по степени совмещения производственных операций и т.д.

Основной обычно является классификация по технологическому признаку (рисунок 2.4), то есть по назначению пресса того или иного типа в производстве.

Различают две большие группы кривошипных прессов, которые существенно отличаются друг от друга. Одна из этих групп предназначена для объемной штамповки, другая — для листовой штамповки.

Особенности технологических процессов объемной штамповки таковы, что требуют сравнительно малого рабочего хода ползуна; сопротивление деформации велико при сравнительно малых габаритных размерах штампуемой детали и штампов; при горячей штамповке необходимо обеспечить быстроходность пресса во избежание остывания поковки; стремление получить высокую точность поволовок заставляет делать прессы весьма жесткими.

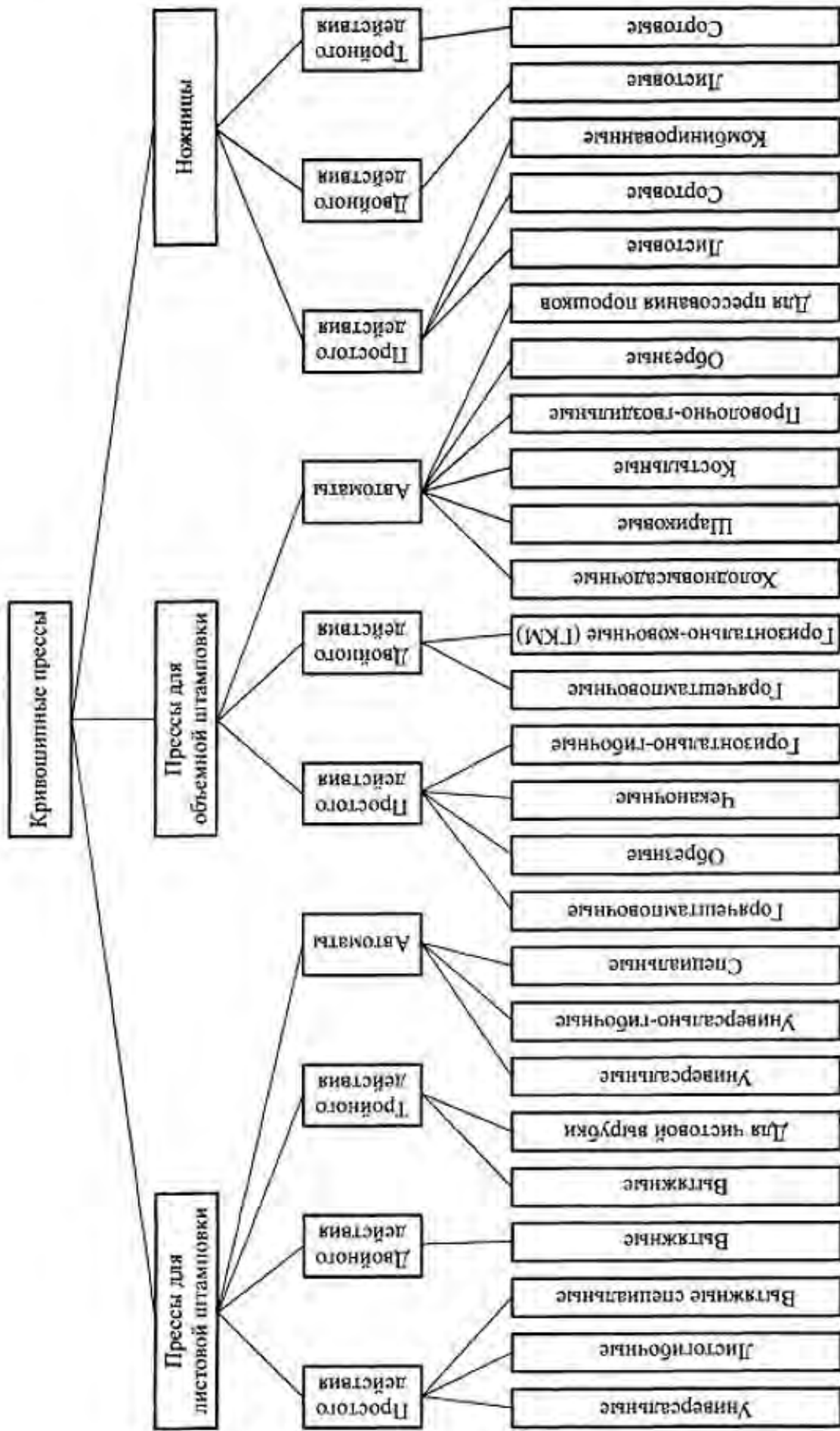


Рисунок 2.4 – Классификация кривошипных прессов по технологическому назначению

Для листовой штамповки нужны крупногабаритные прессы с большим ходом, но сопротивление деформации при этом меньше, чем при объемной штамповке, поэтому прессы для листовой штамповки менее мощные.

К листоштамповочным прессам общего назначения относятся ножницы для листового металла, универсальные прессы для вырубки и неглубокой вытяжки, специализированные прессы для вытяжки и формовки, дыропробивные и гибочные прессы, многопозиционные листоштамповочные автоматы и автоматы для высокопроизводительной штамповки из ленты.

К прессам для объемной штамповки относятся ножницы для сортового металла, КГШП и ГКМ, на которых производятся все операции горячей штамповки; чеканочные прессы, которые служат для плоскостной и объемной калибровки штампованных деталей, гибочные прессы для горячей и холодной гибки сортового проката, обрезающие прессы, радиально-ковочные машины, автоматы для объемной холодной штамповки крепежных деталей, шариков, роликов и других деталей, горячей штамповки гаек, колец и подобных деталей массового производства, гибки труб и деталей из сортового проката и проволоки.

Приведенная классификация не является исчерпывающей, но и она показывает, насколько широко применяются кривошипные прессы для разнообразных технологических операций.

2.1.2 Принцип действия и структура кривошипных прессов

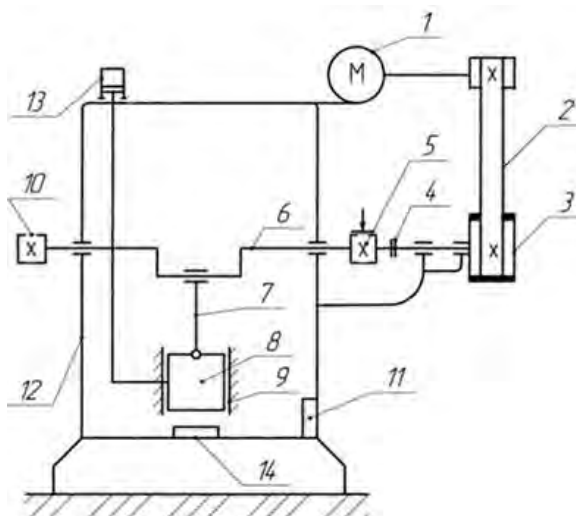
Принцип действия кривошипных прессов основан на использовании для деформирования металла *кинетической энергии вращательного движения маховика*, которая передается исполнительному механизму – ползуну с помощью кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма. Во время рабочего хода часть этой энергии расходуется на полезную работу деформирования заготовки.

Структура современных кривошипных прессов сложна, в каждом насчитывается более десяти узлов и несколько сотен деталей (рисунок 2.5). Каждый пресс имеет исполнительный механизм, ведущим звеном в котором является кривошип (эксцентрик), рабочим – ползун. Основными деталями исполнительного механизма являются коленчатый вал, шатун, ползун. Для приведения его в действие служит привод, передающий крутящий момент от электродвигателя к коленчатому валу, состоящий, как правило, из клиноременной передачи (от двигателя к маховику) и одной или нескольких зубчатых передач.

В системе привода для соединения или отключения от исполнительного механизма имеется муфта, а для остановки коленчатого вала – тормоз. Включение и выключение муфты и тормоза осуществляется с помощью системы управления, которая состоит из электрических приборов, пневматических, гидравлических и других механизмов.

Кроме перечисленных узлов, в кривошипном прессе имеются предохранители от перегрузки, уравнивающие устройства, гидравлические или пневматические подушки в столе или ползуне, система смазки, а также узлы, обеспечивающие удобство и безопасность работы на прессе: механизм регулирования штамповой высоты, механизмы крепления штампов, указатели

усилия, предохранительные решетки штампового пространства и другие узлы. Все узлы объединяются в одно целое и монтируются на станине, служащей замыкающим звеном в силовой цепи пресса.



- 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик;
 4 – муфта включения; 5 – тормоз; 6 – главный (кривошипный) вал;
 7 – шатун; 8 – ползун; 9 – направляющие ползуна;
 10 – привод подач и командоаппарат; 11 – система управления;
 12 – станина; 13 – уравниватель; 14 – стол

Рисунок 2.5 – Кинематическая схема кривошипного пресса

Источником энергии пресса служит, как правило, устанавливаемый на нем асинхронный электродвигатель с пускорегулирующей электроаппаратурой. Асинхронный электропривод за время технологического цикла разгоняет маховик и все ведущие звенья с моментом инерции J до установившейся угловой скорости ω и сообщает линии привода кинетическую энергию вращательного движения маховика

$$E_m = \frac{J\omega^2}{2}.$$

Несмотря на разнообразие типов кривошипных прессов, у всех них имеется много общего с точки зрения кинематики, конструктивного оформления узлов и т.п. Поскольку отдельные узлы различных кривошипных прессов имеют сходную конструкцию, применяемые расчетные схемы и методы их расчетов примерно одинаковые. Это значительно упрощает рассмотрение всего многообразия нагружения узлов и деталей кривошипных прессов.

2.1.3 Исполнительные механизмы кривошипных прессов и их классификация

Исполнительный механизм пресса выполняет заданный процесс формообразования, то есть обеспечивает определенное перемещение обрабатываемого

инструмента пресса относительно обрабатываемого материала для получения детали с заданными размерами, качеством поверхности и другими параметрами.

В практике распространены в основном *четыре группы* исполнительных механизмов, с помощью которых обеспечиваются различные условия работы, диктуемые требованиями рационального проведения технологического процесса.

К *первой группе* относятся исполнительные механизмы универсальных прессов, которые нашли наиболее широкое применение в производстве. Для этого типа прессов наибольшее распространение получил центральный кривошипно-шатунный механизм, обладающий достаточно большой производительностью при выполнении заданных условий перемещения.

Во *вторую группу* входят исполнительные механизмы, которые используются для преодоления больших сопротивлений деформации при относительно малом моменте на приводе. Эти механизмы отличаются значительным снижением скорости исполнительного звена на каком-либо участке хода. Наиболее распространены кривошипно-коленный и кривошипно-кулисный механизмы.

Третья группа исполнительных механизмов предназначена для увеличения хода и регулирования скорости исполнительного звена (снижения и выравнивания) на определенном участке хода. Простейшим механизмом этой группы является кривошипно-рычажный механизм.

Четвертая группа исполнительных механизмов позволяет осуществлять остановку ползуна в течение определенной части цикла. Простейшим механизмом здесь является кулачковый, который отличается от кривошипного механизма наличием высшей пары в сочленении и переменным радиусом кривошипа.

В связи с приведенным делением кривошипные прессы принято называть по наиболее характерным звеньям исполнительных механизмов – чисто кривошипные, кривошипно-коленные, кривошипно-рычажные и т.п.

Необходимо отметить, что центральный кривошипно-шатунный механизм, у которого ось вращения главного вала и линия движения ползуна пересекаются, получил наиболее широкое распространение в прессах самого различного назначения. Это объясняется простотой реверсирования движения рабочего звена – ползуна, сравнительной простотой выполнения, компактностью при широких пределах воспринимаемых усилий, возможностью совмещения двух или четырех, а иногда и более одинаковых плоских механизмов для разделения действующего силового потока и целым рядом других важных обстоятельств.

2.1.4 Главные параметры кривошипных прессов

Для большинства кривошипных прессов основные параметры и размеры стандартизованы и в совокупности составляют размерные ряды стандартов.

Главным параметром кривошипных машин является **номинальное усилие P_H , кН** – наибольшее усилие, которое без ущерба для прочности основных деталей механизма пресса может быть приложено к ползуну в пределах определенного, называемого номинальным, угла поворота кривошипа от нижнего ну-

левого положения до $\alpha_n = 5^\circ \dots 45^\circ$ (зависит от типа прессы и его конструктивного исполнения). Номинальное усилие кривошипного прессы является исходным параметром для расчета его конструкции на прочность и совместно с энергетическим параметром (запасом эффективной энергии) служит основой выбора прессы для выполнения определенных технологических операций.

Длина хода ползуна S , мм – путь который проходит ползун при повороте кривошипа на 180 градусов, т.е. путь, равный двум радиусам кривошипа. Эта величина постоянная, за исключением прессы с регулируемым ходом.

Частота ходов ползуна n , мин^{-1} – количество циклов возвратно-поступательного движения (двойных ходов) ползуна за одну минуту. Этот параметр зависит от номинального числа оборотов двигателя и передаточного числа привода.

Высота штампового пространства, мм – расстояние между столом прессы и ползуном в его крайнем нижнем положении (закрытая высота), т.е. максимальная высота штампа, который может быть установлен на стол прессы.

Размеры стола (подштамповой плиты) **и ползуна**, мм – определяют габариты штампов в плане.

2.1.5 Узлы и детали главного исполнительного механизма

Главный исполнительный механизм включает ведущий вал, рычажную передаточную систему и узел ползуна (рисунок 2.6). Если необходимо значительно изменить закрытую высоту, то в главный исполнительный механизм встраивается специальный регулировочный механизм. Кроме того, в системе главного исполнительного механизма могут быть уравниватели ползуна, верхние выталкиватели и устройства, предохраняющие от перегрузки.

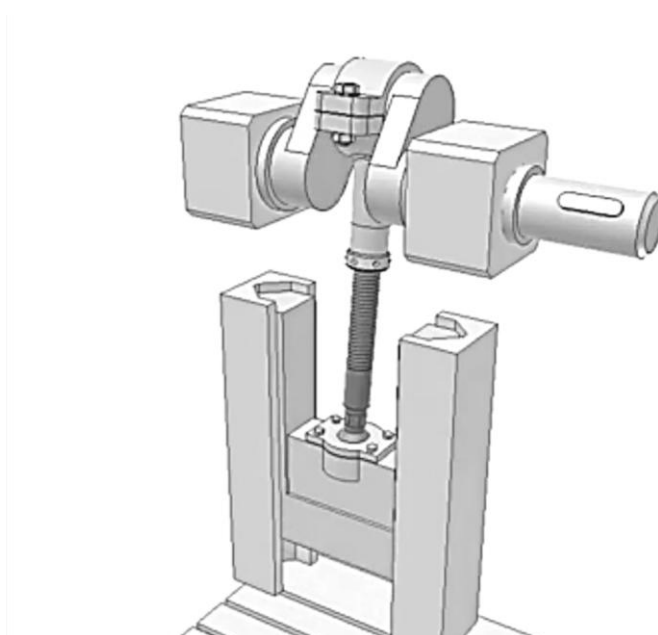


Рисунок 2.6 – Главный исполнительный механизм кривошипного прессы

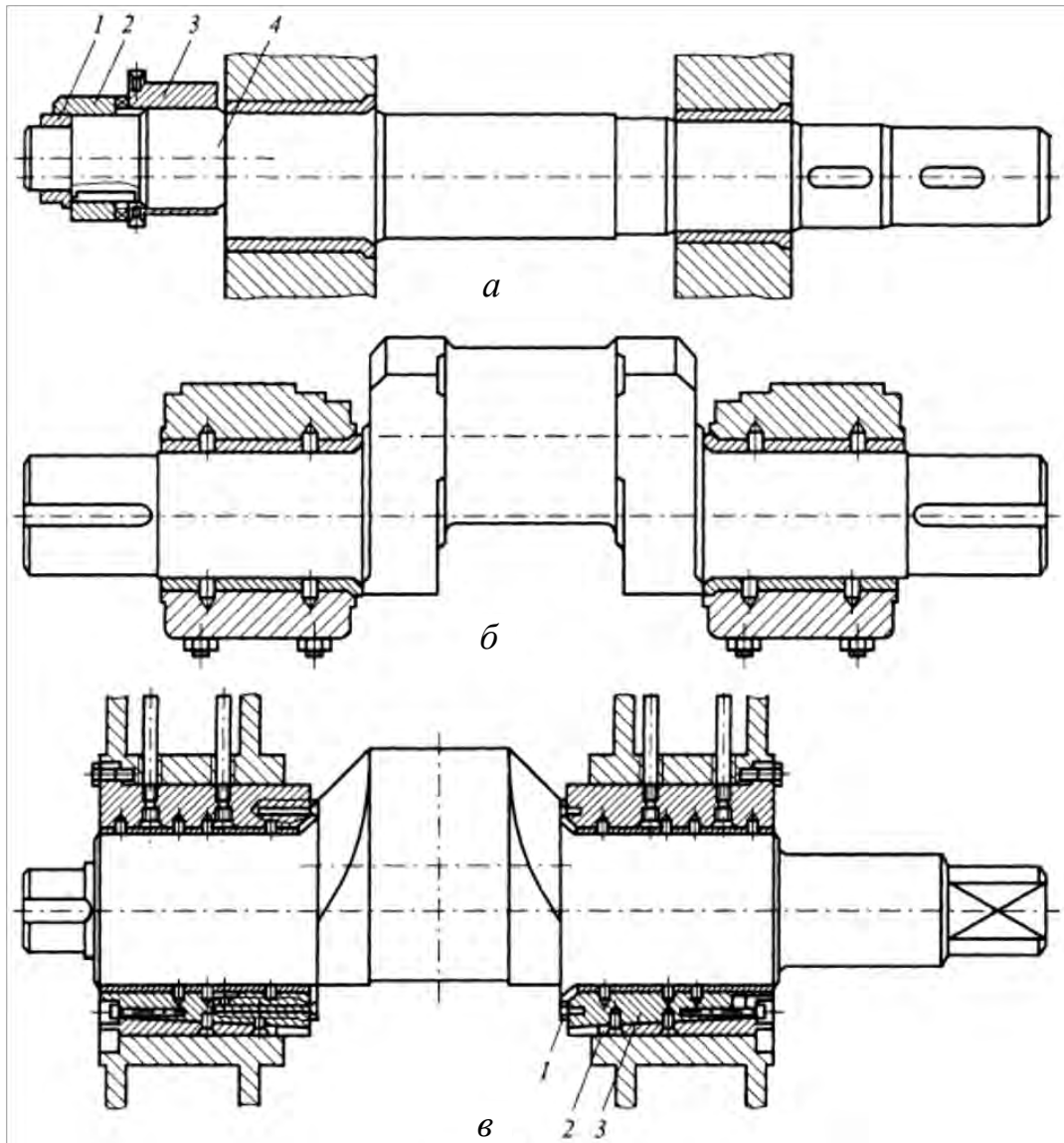
Ведущий (главный) вал исполнительных механизмов может быть кривошипным, коленчатым или эксцентриковым (рисунок 2.7).



а – кривошипный; *б* – коленчатый; *в* – эксцентриковый

Рисунок 2.7 – Внешний вид ведущих валов

Конструктивное исполнение *опорных узлов* ведущего вала связано с его типом (рисунок 2.8).



а – кривошипный вал (1 – гайка; 2 – зубчатая муфта; 3 – эксцентриковая втулка; 4 – цапфа); *б* – коленчатый вал; *в* – эксцентриковый вал (1 – бронзовые кольца; 2 – крепежные гайки; 3 – букса)

Рисунок 2.8 – Конструкции разных типов ведущих валов

Кривошипный вал (рисунок 2.8, а) в связи с консольным расположением ведущего кривошипа (кривошипная цапфа) применяют только в одностоечных прессах. Как правило, кривошипный вал имеет специальную эксцентриковую втулку 3 для регулировки хода ползуна. Эксцентриковая втулка свободно установлена на кривошипной цапфе 4 и фиксируется при помощи зубчатой муфты 2, закрепленной шпонкой на валу и сцепляющейся с зубьями втулки. Положение втулки и муфты фиксируется гайкой 1 с левой резьбой. Ход ползуна изменяется в результате изменения положения втулки: максимальный ход получается при сложении эксцентриситетов кривошипа и втулки, минимальный – при установке эксцентриситета втулки диаметрально противоположно эксцентриситету вала.

Коленчатый вал (рисунок 2.8, б) применяют в прессах с увеличенным ходом при расположении кривошипа параллельно фронту пресса, например в специальных вытяжных прессах, ГКМ, а также по конструктивным соображениям в чеканочных прессах, ряде прессов-автоматов и т.д.

Эксцентриковый вал (рисунок 2.8, в) используют в несхожих по назначению прессах двух типов: в КГШП, где он необходим по условиям жесткости главного вала, и в малых и средних двухстоечных вырубных прессах открытого типа, чтобы ход ползуна регулировался при помощи устройства, подобного тому, которое применяют в одностоечных прессах.

Материал кривошипного вала выбирают в зависимости от требований ко всей конструкции пресса. В прессах серийного выпуска, малых и средних по размерам вал изготавливают из стали 45, а в прессах со сложными условиями работы – из стали 40Х или 40ХН. Для уникальных прессов материал вала должен быть особенно высокого качества, например, из стали 34ХНЗМ. Рекомендуемой термообработкой для материала ведущего вала является улучшение на твердость порядка 220...260 НВ. Для повышения усталостной прочности ведущие валы КГШП и ГКМ рекомендуется обкатывать роликами до 300 НВ и более. В результате такой дополнительной обработки его контактная прочность повышается до 25 %. При изготовлении валов особое внимание следует обращать на галтельные переходы – места резкой концентрации напряжений.

Узел ползуна включает собственно *ползун* и *шатун* (рисунок 2.9).



а



б

а – ползун; б – шатун

Рисунок 2.9 – Внешний ползуна и шатуна пресса

Дополнительные устройства – верхние выталкиватели, механизм регулировки закрытой высоты, предохранители от перегрузки – выделяют в особые узлы только при достаточно сложном устройстве, в других случаях их присоединяют к ползуну (рисунок 2.10).

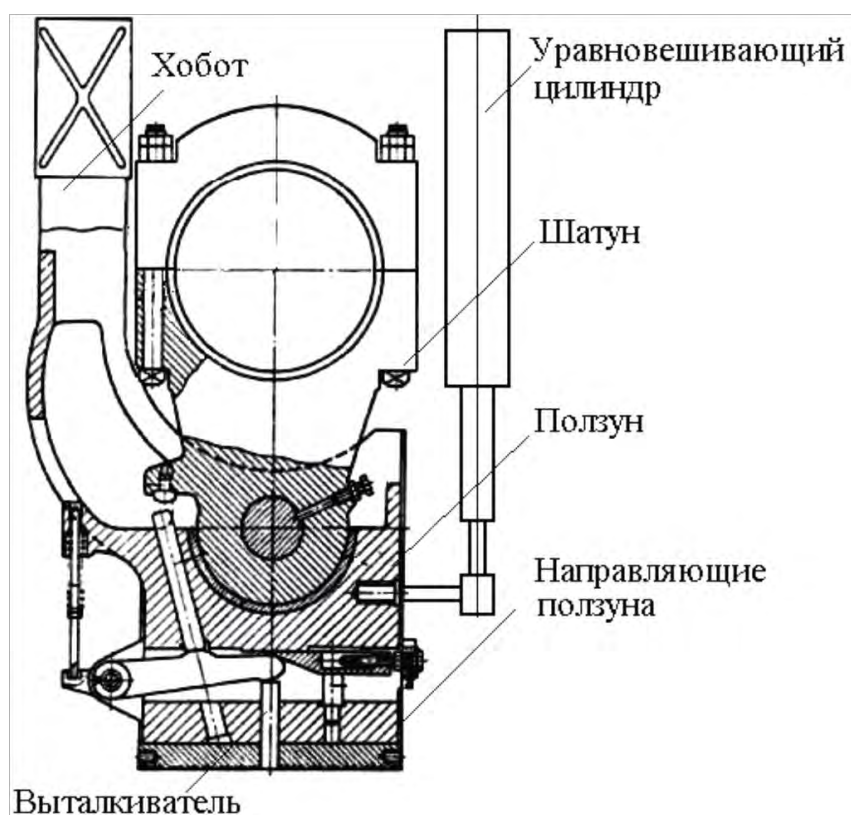
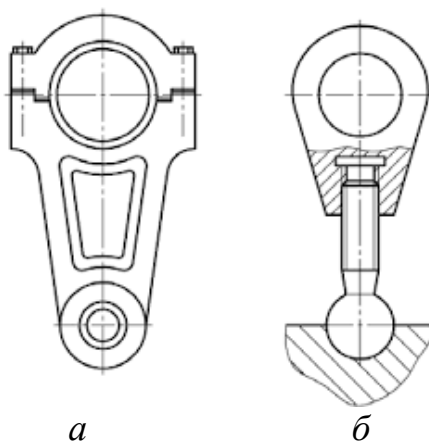


Рисунок 2.10 – Основные элементы системы ползун-шатун

Конструкции ползуна подразделяют по следующим признакам:

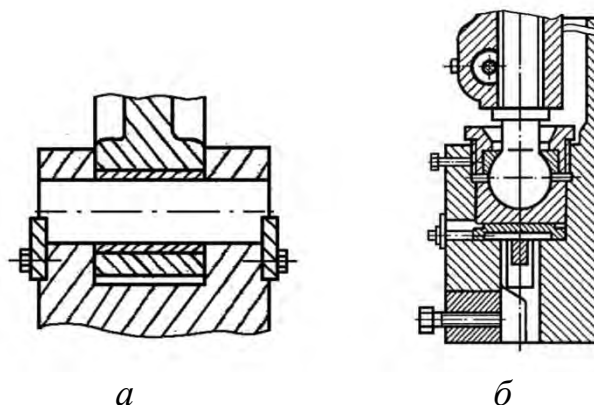
- количество шатунов подвески – одно- и многошатунные;
- устройство шатуна – с нерегулируемой и регулируемой длиной (рисунок 2.11);



а – шатун с нерегулируемой длиной; *б* – шатун с регулируемой длиной

Рисунок 2.11 – Конструкции шатуна

- форма корпуса ползуна – призматический ползун, ползун коробчатой формы и ползун с дополнительным отростком (хоботом);
- способ соединения шатуна с ползуном – шаровым или цилиндрическим шарниром (рисунок 2.12).



a – цилиндрический шарнир (палец); *б* – сферический шарнир

Рисунок 2.12 – Схемы шарнирного соединения шатуна с ползуном

Одношатунная подвеска оказывается достаточной при малых смещениях центра давления штампа относительно оси ползуна, например при однопозиционной вырубке симметричных деталей на малых листоштамповочных прессах.

На крупных листоштамповочных прессах приходится применять двух- и четырехшатунную подвеску. Двухшатунная подвеска (рисунок 2.13) необходима для устойчивости движения длинных по фронту и узких ползунов, например в гильотинных ножницах не только с косыми, но и с параллельными ножами, в листогибочных прессах и т.п.

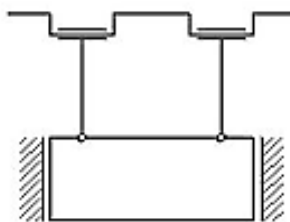


Рисунок 2.13 – Схема двухшатунной подвески ползуна

Шатуны штампуют из стали марки 40Х. Для снижения трения и предотвращения износа шейки главного вала в верхнюю головку шатуна запрессовывают втулку из бронзы или вставляют бронзовые вкладыши.

Коробчатые корпуса ползунов средних и крупных листоштамповочных прессов изготавливают из стального литья или сварными. Направляющие ползуна могут располагаться по его периметру, либо быть вынесены на одну из сторон для удобства регулировки, крепления штампового инструмента и работы (рисунок 2.14). В корпусе ползуна устанавливают механизм регулировки закрытой высоты и предохранители от перегрузки.

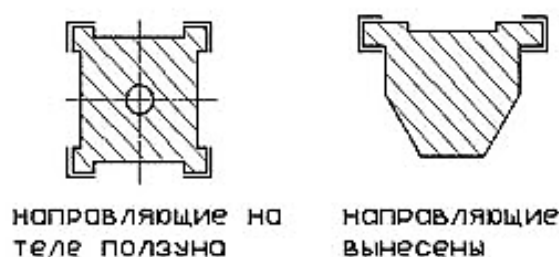


Рисунок 2.14 – Расположение направляющих ползуна

Ползун во время рабочего процесса движется в направляющих. От точности направления движения ползуна в них зависит точность деталей, получаемых штамповкой, а также износ и долговечность инструмента, особенно предназначенного для разделительных операций. Для повышения точности штамповки и более устойчивого перемещения ползуна в направляющих стремятся максимально увеличить длину направляющих ползуна. Ползуны КГШП и ГКМ имеют так называемый хобот, особый отросток, выполненный заодно с ползуном. Для повышения устойчивости к опрокидыванию при внецентренных нагрузках на хоботе имеются дополнительные направляющие салазки.

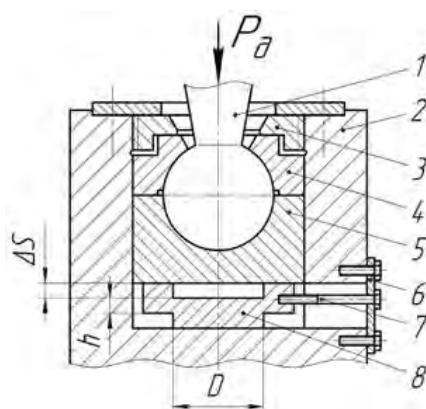
Механизм регулировки закрытой высоты применяют в средних и крупных прессах с большой массой ползуна. Для изменения длины шатуна используют привод от индивидуального электродвигателя. В двух- и четырехкривошипных прессах механизм регулировки во избежание перекосов ползуна должен обеспечивать одновременное смещение элементов подвески ползуна.

Предохранительные устройства устанавливают в системе главного ползуна. Они предназначены для контроля усилия, действующего на шатун, чтобы при достижении определенной заранее обусловленной величины этого усилия предотвратить разрушение деталей исполнительного механизма пресса. Конструкции предохранительных устройств подразделяют по роду силы, используемой в качестве эталона нагрузки:

- сила сопротивления деталей предохранителя разрушению – ломкие предохранители;
- давление воздуха – пневматические предохранители;
- давление жидкости – гидравлические предохранители.

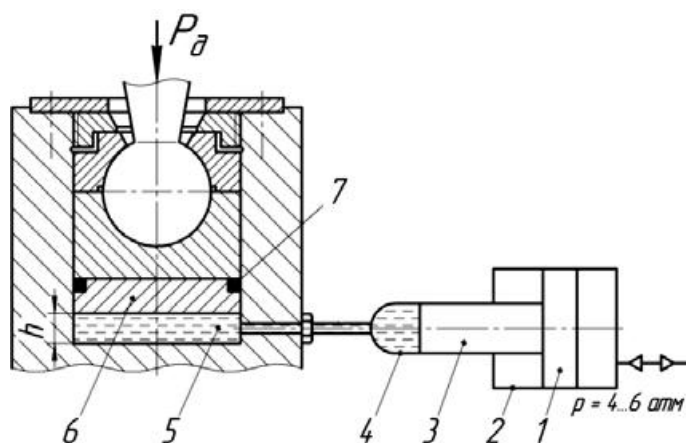
В небольших прессах широко применяют ломкие предохранители от перегрузки, устанавливаемые в ползуне (рисунок 2.15). Их недостаток заключается в том, что при срабатывании они разрушаются и, следовательно, необходимо демонтировать ползун.

Пневматические, гидравлические и комбинированные пневмогидравлические устройства (рисунок 2.16) относятся к числу управляемых. Принцип действия подобных устройств состоит в эталонировании давления жидкости или воздуха (газа) под плунжером – опорой нижней головки шатуна или установочного винта, причем при нарушении эталона начинается слив жидкости или поджатие газа. Главной особенностью управляемых предохранителей является то, что исходное положение деталей ползуна восстанавливается настройкой без разборки-сборки.



1 – шаровый шарнир шатуна; 2 – ползун; 3 – гайка; 4 – пята; 5 – подпятник;
6 – крышка; 7 – винт; 8 – срезающая чаша

Рисунок 2.15 – Конструкция ломкого предохранителя



1 – поршень; 2 – пневмоцилиндр; 3 – плунжер; 4 – гидроцилиндр;
5 – гидравлическая подушка; 6 – опора шатуна; 7 – уплотнения

Рисунок 2.16 – Конструкция пневмогидравлического предохранителя

Уравновешиватели ползуна (рисунок 2.10) применяются для предотвращения опускания ползуна в случае неисправности тормоза, более плавной работы привода и снижения затрат на холостой ход ползуна. Наличие уравновешивателя снижает вредное действие инерционных сил подвижных частей пресса, обеспечивает постоянную выборку зазоров с рабочей стороны главного исполнительного механизма, что приводит к более равномерному ходу и отсутствию ударов в начале рабочего хода. Уравновешивающие устройства рекомендуют устанавливать даже в небольших прессах.

По конструктивному устройству уравновешиватели (их иногда называют балансировочными цилиндрами) очень просты – это пневматические цилиндры с поршнями, штоки которых соединены с корпусом ползуна. Под поршень цилиндра подается сжатый воздух, давление которого и создает силу, уравновешивающую силу тяжести ползуна: движение главного механизма становится более равномерным, что улучшает условия работы подшипников и тихоходных колес привода. При ходе вниз воздух вытесняется поршнем в ресивер равно-

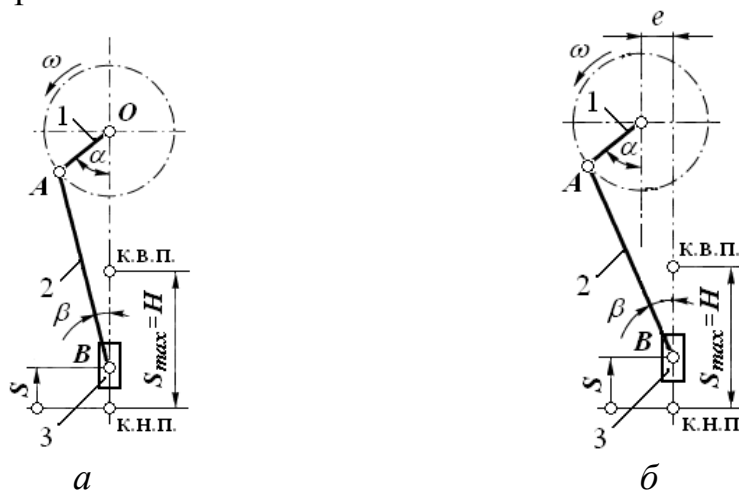
вешивателя, повышая давление в нем. Для ограничения роста давления объем ресиверов должен быть достаточно большим.

Выталкивающие устройства – вспомогательный механизм пресса, предназначенный для удаления отштампованных изделий из штампового пространства. В зависимости от назначения и габаритных размеров пресс может иметь один или несколько выталкивателей, состоящих, в общем случае, из толкателя и привода. В ползуне у ГКШП обычно встроен привод верхнего выталкивателя. Конструкция его может быть разной, но принцип действия одинаков. При обратном ходе шатун нажимает выступом на рычаг, который действует на выталкиватель, и передвигает его вниз.

2.2 Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма

В кривошипных прессах применяются два типа кривошипно-шатунного механизма: **аксиальный** (центральный) и **дезаксиальный** (смещённый).

У аксиального механизма (рисунок 2.17, а) ось возвратно-поступательного движения ползуна 3 проходит через центр вращения кривошипа 1. У дезаксиального механизма (рисунок 2.17, б) ось возвратно-поступательного движения ползуна 3 смещена по отношению к оси вращения кривошипа 1 на величину e , называемую **дезаксиалом**. Величина e принимается со знаком «+», если ось возвратно-поступательного перемещения ползуна находится справа от оси вращения кривошипа при выбранном направлении вращения кривошипа, и со знаком «-», если ось возвратно-поступательного перемещения ползуна находится слева от оси вращения кривошипа.



a – аксиальный (центральный); b – дезаксиальный

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун;

ω – угловая скорость вращения кривошипа; α – угол поворота кривошипа;

β – угол между осью шатуна и осью возвратно-поступательного движения

ползуна; S – перемещение ползуна, определяемое положением точки B

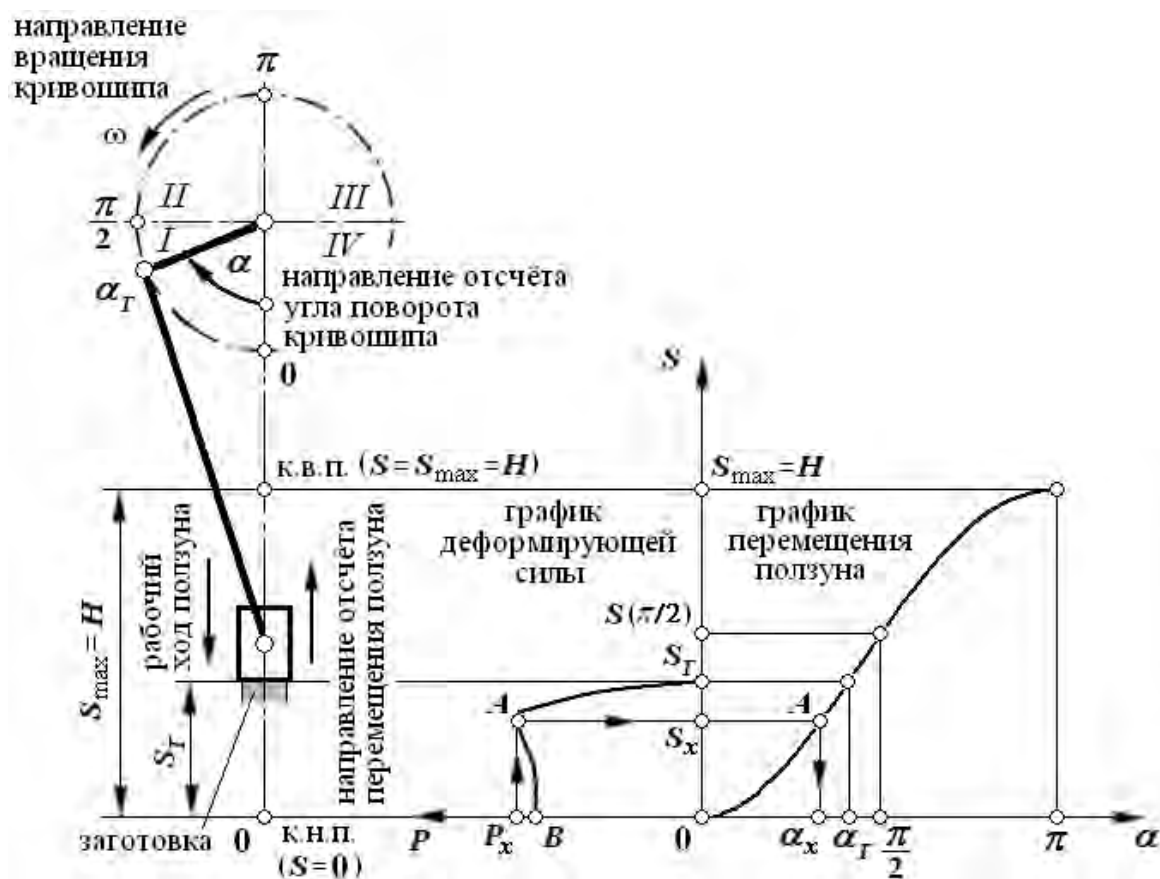
ползуна; $S_{max} = H$ – максимальный ход ползуна – расстояние от крайнего

нижнего положения (к.н.п.) до крайнего верхнего положения (к.в.п.)

ползуна; e – величина дезаксиала

Рисунок 2.17 – Типы кривошипно-шатунного механизма

Технологическая операция (деформирование заготовки) начинается на расстоянии S_T от к.н.п. ползуна (рисунок 2.18) в момент касания инструментом заготовки и заканчивается в к.н.п., либо вблизи него (например, при вырубке). Положение кривошипа в момент касания инструментом заготовки определяется технологическим углом α_T , который называют ещё *углом встречи*. Величина α_T зависит от типа технологической операции (таблица 2.1). Как видно из таблицы, практически все операции, осуществляемые на кривошипных машинах, выполняются при повороте кривошипа на угол от 0 до $\pi/2$, т.е. в первом квадранте. Поэтому для удобства проведения кинематического анализа за начало отсчёта перемещения ползуна ($S = 0$) принимают его крайнее нижнее положение (к.н.п.), а за начало отсчёта угла поворота кривошипа ($\alpha = 0$) принимают положение кривошипа, соответствующее к.н.п. ползуна. При этом отсчёт положений ползуна и кривошипа ведётся в сторону, противоположную их фактическому перемещению.



S_T – расстояние от к.н.п. до положения ползуна в момент его касания заготовки; α_T – технологический угол (угол встречи); P – деформирующая сила; P_x , S_x и α_x – соответственно некоторое текущее значение деформирующей силы, перемещения ползуна и соответствующее им значение угла поворота кривошипа;

Рисунок 2.18 – Схема кривошипно-шатунного механизма и графики изменений деформирующей силы и перемещения ползуна

Таблица 2.1 – Значения технологических углов (углов встречи)

| Тип технологической операции | Технологический угол α_T , градусы |
|--|---|
| Разделительные операции | 30...45 |
| Формоизменяющие операции с небольшой величиной хода инструмента (неглубокая вытяжка, гибка, обжим) | 40...60 |
| Формоизменяющие операции со значительной величиной хода инструмента (глубокая вытяжка, обжим, раздача и др.) | 60...120 |
| Операции объемной штамповки (чеканка, осадка, прессование и др.) | 20...30 |

График изменения деформирующей силы (график технологической нагрузки) $P = P(S)$ и график изменения перемещения ползуна $S = S(\alpha)$ имеют общую ось $0S$ (рисунок 2.18). Такое расположение графиков удобно использовать при выполнении расчётов по определению энергетических параметров привода, о которых речь пойдёт ниже. График $S = S(\alpha)$ строится в предположении движения ползуна от к.н.п. до к.в.п., т.е. в направлении выбранного отсчёта перемещения ползуна. График $P = P(S)$ строится в соответствии с направлением рабочего хода ползуна, т.е. в направлении, обратном к выбранному направлению отсчёта, поэтому данный график начинается не в точке 0 , а в точке S_T и заканчивается либо в к.н.п. либо вблизи неё (в зависимости от типа технологической операции). На рисунке 2.18 в качестве примера показан график изменения деформирующей силы при холодном прямом выдавливании. В этом случае деформирование заканчивается в к.н.п., т.е. в точке B .

Определение **кинематических параметров** кривошипно-ползунного механизма начинается с определения **радиуса кривошипа** R главного вала:

$$R = H / 2,$$

где H – максимальный ход ползуна ($H = S_{\max}$, задаётся технической характеристикой разрабатываемого пресса).

Длину шатуна L определяют по следующей формуле:

$$L = R / \lambda,$$

где R – радиус кривошипа; λ – коэффициент длины шатуна, зависящий от типа пресса (таблица 2.2).

Полученное значение длины шатуна L округляют в большую сторону по одному из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636. Затем уточ-

няют значение коэффициента длины шатуна λ (с точностью до трёх знаков после запятой):

$$\lambda = R / L.$$

Таблица 2.2 – Значения коэффициент длины шатуна λ современных кривошипных прессов

| Тип прессы | λ |
|---|---------------|
| Прессы универсальные простого действия: - с регулируемым ходом | 0,065...0,085 |
| - с постоянным нормальным ходом ($S_{max} \leq d_0$) | 0,085...0,125 |
| - с постоянным увеличенным ходом ($S_{max} > d_0$) | 0,145...0,175 |
| Прессы вытяжные двойного действия | 0,190...0,270 |
| Автоматы для листовой штамповки | 0,060...0,250 |
| КГШП | 0,140...0,175 |
| ГКМ | 0,270...0,330 |
| Обрезные прессы | 0,100...0,120 |
| Автоматы для объёмной штамповки | 0,120...0,200 |

Примечание: d_0 – диаметр опорной шейки главного вала.

В случае применения дезаксиального механизма рассчитывают *коэффициент дезаксиала* k (который может быть положительным или отрицательным в зависимости от знака дезаксиала e):

$$k = e / R,$$

где e – величина дезаксиала (берётся со знаком «+» или «-» в зависимости от расположения ползуна относительно оси вращения кривошипа).

Угловую скорость главного вала определяют по формуле:

$$\omega = \pi n_B / 30,$$

где n_B – частота вращения главного вала, об/мин, равная числу непрерывных двойных ходов ползуна в минуту n_{II} (задаётся технической характеристикой разрабатываемого прессы).

Полученные данные необходимы для расчёта кинематических параметров ползуна: *перемещения* S , *скорости* V и *ускорения* a , зависящих от изменения *угла поворота кривошипа* α . Для решения инженерных задач можно использовать следующие ниже приведённые приближённые формулы для определения S , V и a (ошибка в расчётах при этом не превышает 8...10 %).

Для аксиального кривошипно-шатунного механизма:

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

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

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

Для дезаксиального кривошипно-шатунного механизма:

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + k\lambda \sin \alpha + \frac{k\lambda^2}{2(1+\lambda)} \right];$$

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

$$a = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - k\lambda \sin \alpha).$$

Расчёт значений S , V и a обычно проводят для углов поворота кривошипа α в пределах от 0 до 360° с шагом в 10° . Ускорению присваивается знак « \rightarrow » в связи с принятым направлением отсчёта перемещения ползуна и фактическим направлением его движения. По рассчитанным значениям строят графики зависимостей $S=f(\alpha)$, $V=f(\alpha)$ и $a=f(\alpha)$, характер изменения которых в зависимости от коэффициента длины шатуна и угла поворота кривошипа приведен на рисунке 2.19.

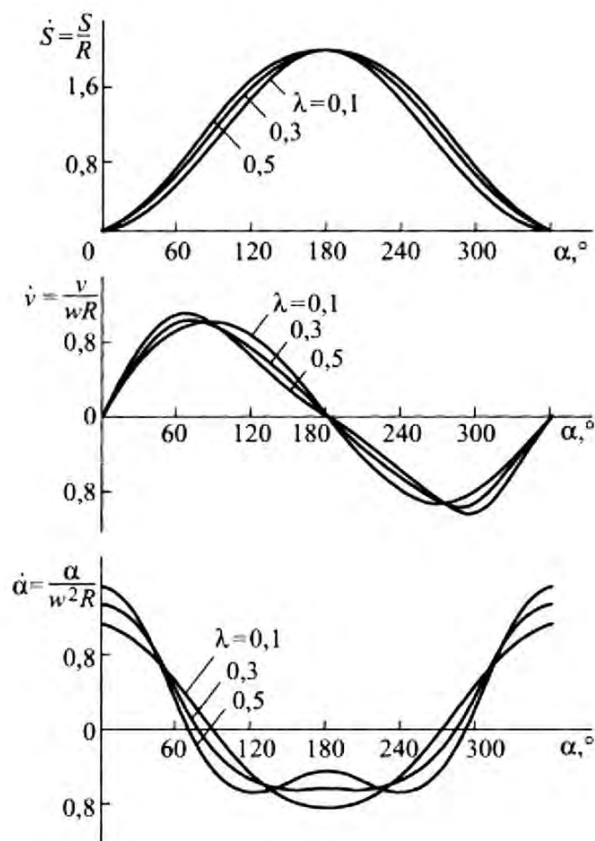


Рисунок 2.19 – Характер изменения кривых относительных величин перемещения S , скорости V и ускорения a ползуна

2.3 Силовой анализ кривошипно-шатунного механизма

2.3.1 Определение усилий и крутящих моментов в идеальном и реальном кривошипно-шатунном механизме

Для расчета энергетических параметров, а также прочности деталей и узлов кривошипного пресса необходимо знать силы, действующие на звенья механизмов пресса; реакции в кинематических парах механизмов пресса и крутящие моменты, приложенные к ведущим звеньям механизмов пресса. Кроме того, на заготовку могут действовать силы тяжести отдельных звеньев исполнительных механизмов; силы трения, возникающие на движущихся контактных поверхностях; силы упругости пружин, силы инерции и др.

В качестве типового примера рассмотрим силы, действующие в вертикальном кривошипно-шатунном механизме в положении с зафиксированным углом α . При расчете деформирующую силу P_D принимают равной номинальному усилию P_H пресса, приложенной со стороны рабочего инструмента вдоль оси пресса (рисунок 2.20).

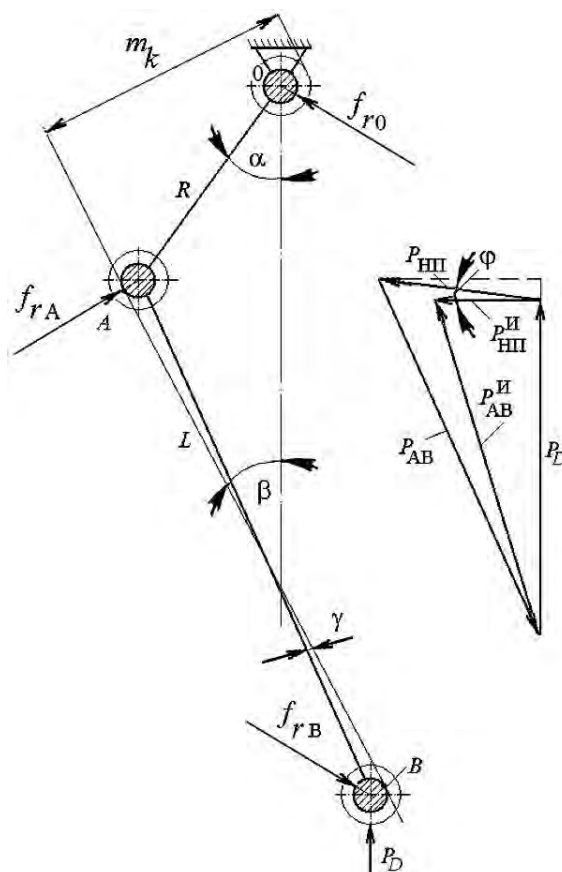


Рисунок 2.20 – Силы в кривошипно-шатунном механизме

Сделаем допущение, что трение в шарнирах и плоскостях скольжения отсутствует. Полезное сопротивление, приложенное к ползуну, обозначим через P_D . Построив треугольник сил, можно определить величину силы P_{AB} , дейст-

вующую вдоль оси шатуна, и силу, действующую на направляющие $P_{\text{НП}}$. Чтобы отметить принятое нами допущение об отсутствии трения, обозначим эти силы индексом «и», что будет относиться к идеальной машине.

Крутящий момент привода для идеальных условий определяется мощностью, затрачиваемой на преодоление силы пластического деформирования заготовки. Для идеального механизма мощность, развиваемая в точке приведения A приведенной силой и моментом, $P_{AB}^i V = M_k^i \omega$, откуда

$$M_k^i = P_{AB}^i \frac{V}{\omega}.$$

Расчеты показывают, что погрешность от замены модуля силы P_{AB} модулем силы P_D составляет 10...12 % (а для реальных механизмов не превышает 2...3 %). Поэтому в дальнейшем при расчете будем считать, что $P_{AB} = P_D$.

Из кинематического анализа известно, что

$$V = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

поэтому

$$M_k^i = P_D R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = P_D m_k^i,$$

где

$$m_k^i = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right).$$

Величина m_k^i называется *приведенным плечом сил в идеальном механизме*. Использование этого выражения существенно упрощает вычисление момента на коленчатом валу пресса, поскольку в формулу входит усилие, действующее на ползун.

Для анализа работы реального механизма необходимо учесть наличие трения в шарнирах и направляющих ползуна. Сопротивление деформации P_D уравнивается усилием вдоль шатуна P_{AB} , равнодействующей реакции от направляющих $P_{\text{НП}}$ и силы трения в направляющих.

Т.к. сила $P_{\text{НП}}$ в реальном механизме составляет не более $0,3P_D$, а сила трения в направляющих, равная произведению $\mu P_{\text{НП}}$, не превышает 3 %, в практических расчетах такой величиной можно пренебречь.

Момент трения в произвольном шарнире

$$M_{ki}^\mu = \mu_i f_i r_i,$$

где μ_i , f_i и r_i – коэффициент трения, реакция и радиус произвольного шарнира соответственно.

В практических расчетах принимают, что момент трения не зависит от угла поворота кривошипа. Это приводит к незначительному завышению результатов в пределах допустимой погрешности 2...3 %.

Просуммировав моменты трения во всех шарнирах, и проведя соответствующие преобразования, получим

$$M_k^\mu = P_D \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O] = m_k^\mu.$$

По аналогии с приведенным плечом идеального механизма $m_k^и$ величину $m_k^\mu = \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O]$ называют *приведенным плечом сил трения*, а их сумму – *приведенным плечом сил в реальном механизме*

$$m_k = m_k^и + m_k^\mu = R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) + \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O].$$

Как можно заметить второй член уравнения зависит только от условий трения и не зависит от угла поворота кривошипа α , поэтому для данного механизма величина приведенного плеча сил трения будет неизменной, являясь его особой характеристикой.

Для расчета крутящего момента на коленчатом валу обычно используют выражение

$$M_k = P_D (m_k^и + m_k^\mu) = P_D m_k.$$

Крутящий момент на коленчатом валу равен произведению силы, действующей на ползун, на величину приведенного плеча.

В таком виде в технической литературе и типовых расчетах используют формулу для определения приведенного плеча для любых типов двухстоечных кривошипных прессов с аксиальным кривошипно-ползунным механизмом.

Для ГКМ и других прессов с дезаксиальным механизмом m_k рекомендуют определять по упрощенной формуле

$$m_k = R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cos \alpha) + \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O],$$

где $\varepsilon = e/L$ – степень дезаксиальности.

Поскольку величина приведенного плеча сил вычисляется в зависимости от угла α и равна сумме приведенного плеча сил идеального механизма и приведенного плеча сил трения, при расчетах прессов величину m_k определяют в пределах углов α , соответствующих типовым усилиям нагружения.

2.3.2 Заклинивание кривошипно-шатунного механизма

Обладая большим запасом энергии маховика, кривошипные прессы в состоянии развивать усилия, значительно выше номинальных. Если сопротивление деформируемой заготовки по каким-либо причинам (неправильная наладка штампов, попадание в штамп двух заготовок и т.п.) окажется выше расчётного,

большая часть энергии будет расходоваться на упругую деформацию самого пресса. Возникает перегрузка пресса по усилию. При эксплуатации кривошипных прессов из-за случайных нарушений технологического режима бывают случаи остановки ползуна при совершении рабочего хода, когда величины крутящего момента недостаточно для завершения деформации заготовки. Данное явление называется заклиниванием кривошипно-шатунного механизма. С ним приходится сталкиваться в случае перегрузки при недостаточном запасе энергии маховика или при перегрузке и нарушении связи коленчатого вала с приводом (проскальзывание фрикционной муфты). При этом система деталей «кривошипно-шатунный механизм – станина» будет находиться под нагрузкой. Упругие силы, возникающие в этой системе деталей, стремятся повернуть шатун и кривошип так, чтобы снять возникшие деформации, но повороту препятствуют моменты трения в шарнирах. Для снятия упругих сил необходимо приложить дополнительный момент на приводе. Если этот момент недостаточен, то механизм остается в покое, или как принято говорить, заклинивается. Процесс заклинивания, как правило, сопровождается значительной перегрузкой пресса по усилию, которое может превышать номинальное усилие пресса в 1,5-1,8 раза, т.е. $P_3 = (1,5-1,8)P_H$. Заклиниванию подвержены прессы, на которых выполняются технологические операции с максимальным усилием в конце рабочего хода (объемная штамповка, чеканка, калибровка, гибка, выдавливание и т.п.).

При заклинивании крутящий момент на коленчатом валу $M_k = P_D(m_k^n + m_k^\mu) = 0$. При этом, поскольку сила P_D является активной, перенесем первый член уравнения в левую часть и изменим его знак на обратный $P_D m_k^n = P_D m_k^\mu$. Сократив P_D , подставив значения m_k^n и m_k^μ , а знак равенства заменим знаком неравенства, определяющим момент, когда равновесие системы под действием упругих сил и сил трения будет нарушено, получим

$$R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \geq \mu[(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O].$$

При углах α меньших, чем определяет неравенство, равновесие всегда будет сохраняться, т. е. для снятия упругих сил в системе необходимо приложить определенный момент.

Граничный угол, фиксирующий положение равновесия $m_k^n = m_k^\mu$, называют **углом заклинивания** α_3 , его вычисление при малых величинах углов возможно по уравнению

$$\alpha_3 = \frac{m_k^\mu}{R(1+\lambda)}.$$

Очевидно, что дополнительный момент, который надо приложить для снятия упругих сил в системе, определится из уравнения

$$M_3 = P_3(m_k^\mu - m_k^n),$$

где P_3 – сила, действующая в момент заклинивания.

Наибольшая величина момента заклинивания соответствует положению кривошипа при $\alpha = 0$, когда $M_3 = P_3 m_k^\mu$.

Углы заклинивания у центральных и внецентренных механизмов разнятся очень мало, поэтому внецентренные механизмы с этой точки зрения не имеют каких-либо существенных преимуществ. Область заклинивания у обоих механизмов с одним значением коэффициента длины шатуна λ практически совпадает. Увеличение значения λ несколько сужает область заклинивания. Наиболее эффективный путь снижения угла заклинивания состоит в уменьшении коэффициента трения (подача жидкой смазки, переход на подшипники качения) и в уменьшении размеров шарниров до пределов, допускаемых условиями прочности.

Способы вывода пресса из состояния заклинивания:

- дать приводу пресса обратный ход;
- оставить пресс в заклиненном состоянии на сутки, для релаксации напряжений и удаления штампа;
- нагреть стяжные шпильки прессов со сборной станиной;
- использовать специальные приспособления в виде гидрогаек;
- разрезать шатун.

2.3.3 Жесткость кривошипных прессов

Под действием нагрузок детали машин претерпевают упругое изменение размеров и формы. В кривошипных прессах в период рабочего хода под нагрузкой оказываются детали главного исполнительного механизма и станины. В зависимости от характера приложенной нагрузки эти детали испытывают различную деформацию: растяжение, сжатие, изгиб, контактное смятие. Так, кривошипный вал изгибается, стойки станины растягиваются, шатун сжимается, плита стола прогибается и т.д. Все эти деформации суммируются в направлении движения ползуна, искажая характер его движения и изменяя взаимное расположение рабочих частей штампа, полученное при наладке. Ход ползуна S_y с учётом упругой деформации определяется как сумма рабочего хода ползуна S , и удлинения Δl элементов машины за счёт упругой деформации

$$S_y = S + \Delta l.$$

Величина упругой деформации Δl определяется, исходя из характеристики жёсткости кривошипного пресса (рисунок 2.21), которая представляет собой зависимость между величиной упругой деформации машины Δl и величиной нагрузки P в диапазоне нагрузок от 0 до P_H .

Видно, что начальный участок графика имеет нелинейный характер. В самом начале нагружения это объясняется выборкой зазоров в сочленениях главного исполнительного механизма, а затем – нелинейной упругой деформацией стыков. Сила, соответствующая нелинейной деформации, обычно не превышает (25...30) % от номинальной.

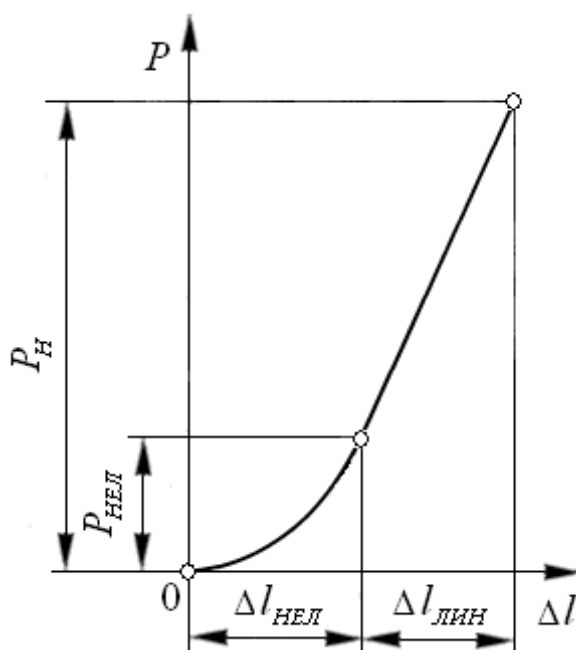


Рисунок 2.21 – Характеристика жесткости кривошипного пресса

После окончания рабочего хода, когда нагрузка падает до нуля, упругая деформация деталей пресса исчезает, их размеры и форма восстанавливаются.

Жесткость – это способность пресса сопротивляться упругому деформированию под нагрузкой. Эту способность характеризуют **коэффициентом жесткости**

$$C = \frac{P}{\Delta l},$$

где Δl – суммарная упругая деформация, равная увеличению расстояния между рабочими частями штампа.

Свойство пресса упруго изменять свои размеры под действием нагрузки в период рабочего хода называют **упругой податливостью**. Это свойство характеризуют величиной, обратной коэффициенту жесткости, – **коэффициентом податливости**

$$\Pi = C^{-1} = \frac{\Delta l}{P}.$$

Значения коэффициента податливости, которые необходимы для построения линеаризованных графиков жесткости, выбирают на основе практических данных. В открытых кривошипных прессах для листовой штамповки коэффициент податливости может достигать 1-2 мм на 1 МН нагрузки, в закрытых двухстоечных кривошипных прессах для листовой штамповки 0,5-1,0 мм на 1 МН нагрузки. В кривошипных чеканочных прессах большие значения упругой деформации недопустимы из-за необходимости обеспечить достаточную точность размеров штампуемой поковки и из-за потери энергии, поэтому у таких прессов коэффициент податливости составляет 0,10-0,35 мм на 1 МН нагрузки.

Точность штамповки на кривошипных прессах в основном зависит от двух факторов: суммарной упругой деформации деталей пресса и штампов под нагрузкой и перекоса ползуна под воздействием внецентренного приложения деформирующего усилия. Перекосы ползуна вызывают наклон поверхности и неперпендикулярность торцов поковки, а недостаточная жесткость пресса влияет на погрешность ее размеров по высоте. Перекосы при внецентренном приложении нагрузки меньше у прессов с двумя и четырьмя шатунами благодаря лучшему направлению ползуна и меньшим нагрузкам на направляющие по сравнению с прессами с одним шатуном.

Суммарная упругая деформация зависит от жесткости конструкции пресса и штампов. Упругая деформация деталей кривошипно-шатунного механизма примерно вдвое больше, чем станины пресса. В связи с тем, что жесткость штампов обычно меньше жесткости пресса, возможная упругая деформация конструкции штампов может быть значительной.

В процессах горячей объемной штамповки на КГШП большое влияние на суммарную упругую деформацию и соответствующие отклонения размеров поковок по высоте оказывает нестабильность деформирующей силы, вызванная отклонениями температуры и объема заготовок от расчетных значений. В связи с этим для стабилизации деформирующей силы и повышения точности штамповки используются системы программно-адаптивного управления.

Чтобы избежать отрицательных последствий (понижение точности штамповки, уменьшение стойкости деталей пресса и инструмента, увеличение затрат энергии), конструкторы стремятся повысить жесткость современных кривошипных прессов. Для этого они применяют новые кинематические схемы с увеличенной жесткостью главного исполнительного механизма, используя, например, кривошипно-эксцентриковый механизм в КГШП или кривошипно-круговой механизм в вырубных прессах.

2.4 Энергетика кривошипных прессов

Высокая энергоемкость технологических операций пластического деформирования и цикличность работы кривошипных прессов определяют специфику их энергетической системы, которая заключается в следующем:

- импульсный характер потребления энергии, приводящий к необходимости применения электроприводов с маховиком;
- значительные потери энергии в процессе пластического деформирования;
- нестабильность КПД пресса;
- ограничение величины полезной отдачи энергии за цикл.

Кривошипные прессы эксплуатируются с разной степенью интенсивности. Различают одиночный ход пресса и работу пресса на последовательных или автоматических ходах. При одиночном ходе после выполнения цикла работы и достижения ползуном верхнего положения муфта сцепления выключается и следует пауза. Следующий ход совершается лишь после нового включения муфты. Таким образом, для работы пресса на одиночных ходах характерно наличие пауз между ходами, а также включение и выключение муфты. При последовательных или автоматических ходах отсутствуют паузы между ходами, а

включение муфты осуществляется только один раз в начале работы. Интенсивность работы прессы на одиночных ходах может быть разной в зависимости от длительности паузы между ходами. Эта интенсивность оценивается так называемым коэффициентом использования ходов

$$p_{\text{и}} = \frac{n_{\text{од}}}{n_{\text{п}}},$$

где $n_{\text{од}}$ – частота одиночных ходов ползуна; $n_{\text{п}}$ – частота непрерывных ходов ползуна.

Коэффициент использования ходов имеют разные значения для разных типов прессов.

Листоштамповочные прессы:

- универсальные простого действия.....0,40–0,80
- вытяжные двойного действия.....0,70–0,80

Прессы для объемной штамповки:

- горячештамповочные.....0,10–0,20
- горизонтально-ковочные.....0,15–0,30
- кривошипно-коленные чеканочные.....0,60–0,80

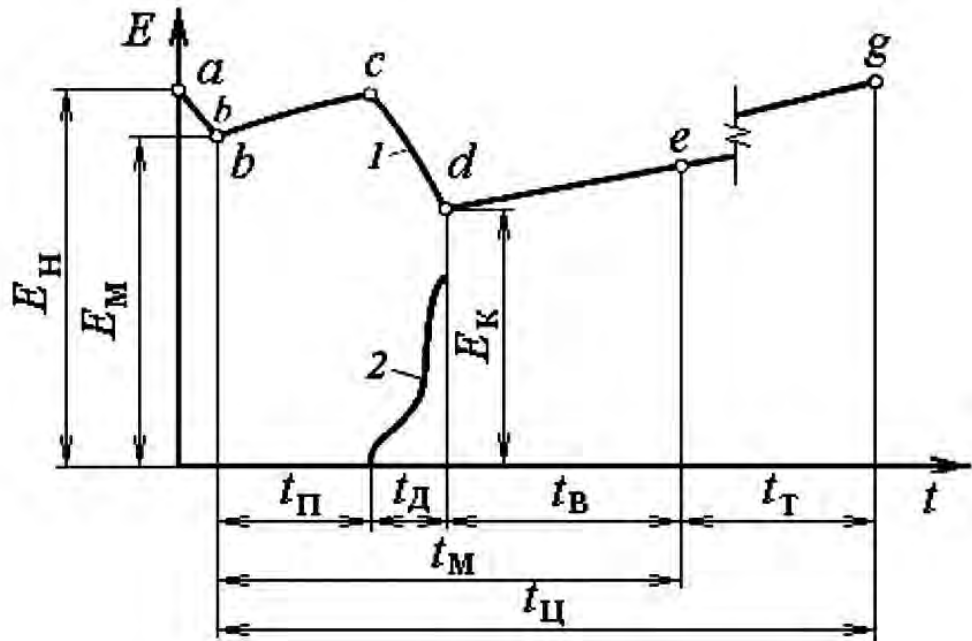
Ножницы.....0,70–0,80

2.4.1 Энергетическая диаграмма (циклограмма) кривошипного прессы

Для конкретного прессы с известными характеристиками системы электродвигатель – маховик величина полезной отдачи энергии определяется характером выполняемой технологической операции, режимом эксплуатации прессы (автоматические или одиночные ходы при определенном коэффициенте использования ходов), временем выполнения технологической операции в процессе всего цикла.

Кривошипные прессы и автоматы оборудуются приводом с маховиком от асинхронного электродвигателя, развиваемая мощность которого меньше мощности исполнительного механизма во время рабочего хода. Дополнительный приток энергии получается за счет использования во время рабочего хода кинетической энергии вращающегося маховика. При этом, по мере того как маховик отдает свою кинетическую энергию, его угловая скорость снижается до величины, ограниченной допустимым скольжением электродвигателя. К началу каждого следующего хода электродвигатель должен восстановить частоту вращения маховика, в противном случае, вследствие не возобновляемого расхода энергии маховика, кривошипно-шатунный механизм после совершения некоторого числа ходов может остановиться или войти в состояние заклинивания.

Работу маховичного привода кривошипных прессов и автоматов анализируют обычно по изменению кинетической энергии рабочих частей – энергетической диаграмме (рисунок 2.22).



- 1 – кривая расхода энергии пресса за один цикл;
 2 – кривая затрат энергии на пластическое формоизменение заготовки;
 a, b, c, d, e, g – характерные точки цикла; E_H – начальная энергия (до включения муфты); E_M – энергия после включения муфты;
 E_K – минимально допустимая энергия (после рабочего хода);
 $t_П, t_Д, t_В, t_Т, t_М, t_Ц$ – длительность ходов ползуна
 (время приближения, рабочего хода, возвратного хода, технологической паузы, машинного цикла, технологического цикла соответственно)

Рисунок 2.22 – Энергетическая диаграмма (циклограмма) кривошипного пресса

Энергетическая диаграмма, как правило, состоит из четырех участков:

- участка $a-b$, на котором происходит снижение кинетической энергии маховика от начального уровня E_H до E_M из-за потерь при включении фрикционной муфты вследствие трения между ее дисками и разгона ведомых частей;
- участка $b-c$, на котором за время $t_П$ происходит полное восстановление энергии маховика электродвигателем;
- участка $c-d$, на котором происходит падение уровня энергии маховика во время рабочего хода $t_Д$ до допустимого уровня E_K . Из общего изменения энергии ΔE большая часть расходуется непосредственно на пластическое формоизменение заготовки (кривая 2), остальные расходы вызваны потерями на трение и упругое деформирование пресса и инструмента;
- участков $d-e-g$, на которых уровень энергии восстанавливается до первоначального.

Если расход энергии на пластическое формоизменение и другие составляющие велик, как при работе КГШП одиночными ходами, то восстановление энергии за время возвратного хода $t_В$ может не произойти. В таком случае разгон маховика при работающем электродвигателе и выключенной муфте продолжается во время технологической паузы $t_Т$. По истечении времени $t_Т = t_Ц - t_М$

должен быть восстановлен начальный уровень энергии маховика. Только после этого можно считать, что технологический цикл завершен, и начинать штамповку новой заготовки.

Время технологического цикла

$$t_{\text{ц}} = \frac{t_{\text{м}}}{p_{\text{н}}},$$

где $t_{\text{м}}$ – время машинного цикла (двойного хода ползуна).

При работе прессов-автоматов при постоянно включенной муфте $t_{\text{ц}} = t_{\text{м}}$.

2.4.2 Затраты энергии и коэффициент полезного действия кривошипного пресса

Затраченная энергия (работа) при совершении прессом операции деформирования составляется из энергии, пошедшей непосредственно на деформацию $A_{\text{д}}$, энергии, израсходованной на преодоление сил трения в кривошипно-шатунном механизме $A_{\text{к}}$ за период рабочего хода, энергии на преодоление сил трения в приводе от электродвигателя до главного вала во время рабочего хода $A_{\text{п}}$, потери в муфте при ее включении $A_{\text{вм}}$, потери энергии на упругую деформацию пресса $A_{\text{у}}$ и энергии, израсходованной на преодоление сил трения за время холостого хода пресса $A_{\text{хх}}$. Таким образом, затраченная работа выражается соотношением

$$A = A_{\text{д}} + A_{\text{к}} + A_{\text{п}} + A_{\text{вм}} + A_{\text{у}} + A_{\text{хх}}.$$

Полную количественную характеристику расхода энергии в период рабочего хода в реальном процессе обработки на прессе дает диаграмма крутящих моментов $M_{\text{к}} = f(\alpha)$. Эту диаграмму можно построить с помощью уравнения

$$M_{\text{к}}(\alpha) = P_{\text{д}}(\alpha) \cdot m_{\text{к}}(\alpha),$$

где $P_{\text{д}}(\alpha)$ – сила на ползуне пресса при заданном положении механизма, определяемая из нагрузочного графика пресса; $m_{\text{к}}(\alpha)$ – текущее значение приведенного плеча силы.

Работу деформации $A_{\text{д}}$ можно определить по конкретной диаграмме крутящих моментов $M_{\text{к}} = f(\alpha)$, соответствующей выполняемой на прессе технологической операции. По площади диаграммы $M_{\text{к}}(\alpha)$ в пределах рабочего хода получают значения работы, произведенной на ведущем валу,

$$A_{\text{рх}} = \sum_{\alpha_{\text{н}}}^{\alpha_{\text{к}}} M_{\text{к}}(\alpha) \Delta\alpha,$$

где $\alpha_{\text{к}}$ – угол конца рабочего хода; $\alpha_{\text{н}}$ – угол начала рабочего хода.

Расходы энергии $A_{\text{вм}}$ на включение муфты необходимо определять при работе пресса в режиме одиночных ходов. Для обычных фрикционных муфт работа включения складывается из работы разгона ведомой части привода и ра-

боты на преодоление сил трения при проскальзывании дисков муфты при включении, т.е. от их соприкосновения до тех пор, пока угловые скорости ведущих и ведомых дисков не сравняются между собой. Расход энергии на одно включение муфты составит

$$A_{\text{вм}} = (1,1 \dots 1,3) J_{\text{в}} \omega_{\text{ном}}^2,$$

где $J_{\text{в}}$ – момент инерции ведомой части привода, приведенный к валу муфты; $\omega_{\text{ном}}$ – угловая скорость вала муфты при номинальном скольжении электродвигателя.

Полное время включения фрикционной пневматической муфты исчисляется от 0,03 с для небольших быстроходных листоштамповочных прессов до 0,6 с для аналогичных крупных машин и от 0,045 с для легких кривошипных горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин до 0,10-0,12 с для соответствующих тяжелых машин.

При автоматической работе машины без включения муфты потери энергии в муфте $A_{\text{вм}}$ при включении можно принять равными нулю.

Величина расхода энергии при холостом ходе $A_{\text{хх}}$ обусловлена следующими потерями:

- на преодоление сил трения в опорах и направляющих главного исполнительного механизма и маховика, а также на преодоление сил трения в зацеплении и опорах зубчатых передач;
- на разгон маховика до номинальной частоты вращения и проскальзывания ремней в клиноременной передаче;
- на перемещение деталей вспомогательных механизмов пресса и преодоление сил тяжести.

Работа холостого хода $A_{\text{хх}}$ или расход энергии при холостом ходе характеризуют качество изготовления пресса. Для каждого типоразмера пресса существует своя нормативная работа холостого хода, отвечающая удовлетворительному качеству его изготовления. Качество изготовления пресса при приемке проверяют, замеряя число ходов ползуна при выбеге маховика, т.е. при отключенном электродвигателе, и сравнивая нормативное число с полученным при выбеге. Приблизительно работу холостого хода $A_{\text{хх}}$ определяют в долях от работы пластического деформирования $A_{\text{д}}$, расходуемой в процессе формоизменения,

$$A_{\text{хх}} = k A_{\text{д}},$$

где $k = 0,3-0,4$ для универсальных листоштамповочных и обрезных закрытых прессов, $k = 0,4-0,5$ для кривошипных горячештамповочных прессов, $k = 0,6$ для чеканочных прессов и $k = 1,5-2,5$ для холодновысадочных прессов-автоматов.

При упругом деформировании пресса увеличивается и угол поворота коленчатого вала, который необходим для перемещения ползуна до достижения максимального усилия, что увеличивает потери на трение. В дальнейшем упругая деформация пресса $A_{\text{у}}$ играет роль некоторого аккумулятора энергии: при падении усилия сопротивления деформации упругая система отдает свою энергию, а при росте – потребляет. Потенциальная энергия упругой системы всегда

расходуется полностью за технологический цикл. Для уменьшения потерь энергии в прессах, предназначенных для объемной штамповки, их жесткость задают выше, чем жесткость у прессов для листовой штамповки.

Энергетическим коэффициентом полезного действия (КПД) любой рабочей машины называется отношение полезно используемой работы $A_{\text{полез}}$ к затраченной работе A

$$\eta = \frac{A_{\text{полез}}}{A}.$$

У кривошипных прессов полезно используемой работой является работа деформирования металла A_d в конкретной технологической операции. Затраченная за один технологический цикл работа $A_{\text{ц}}$ кривошипного пресса включает в себя полный расход энергии в приводе на штамповку одного изделия. Эта работа состоит из работы, затраченной на совершение рабочего хода, то есть работы, пошедшей непосредственно на деформирование A_d , и работы, израсходованной на преодоление сил трения A_k в кривошипно-шатунном механизме во время рабочего хода, работы, затраченной на преодоление сил трения во время холостого хода машины $A_{\text{хх}}$, потери энергии в муфте при ее включении $A_{\text{вм}}$. Относительная доля полезно используемой работы на пластическое деформирование A_d составляет средний КПД технологического цикла

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{A_d}{A_{\text{ц}}} = \frac{A_d}{A_{\text{рх}} + A_{\text{вм}} + A_{\text{хх}}}.$$

Удобным для исследования энергетических параметров пресса является КПД рабочего хода $\eta_{\text{рх}}$, который учитывает совокупные потери в механизме на трение и упругое деформирование деталей пресса

$$\eta_{\text{рх}} = \frac{A_d}{A_{\text{рх}}}.$$

Условность этой величины состоит в том, что в качестве ведущего звена в прессе в период рабочего хода необходимо принимать не вал электродвигателя, а кривошипный вал, то есть следует рассматривать кинетическую энергию маховых масс как работу движущих сил.

Значения КПД рабочего хода для кривошипных прессов обычных конструкций (нормальная упругая податливость, обычные условия трения в опорах $\mu = 0,04-0,06$) приведены ниже.

Универсальные листоштамповочные прессы простого действия:

| | |
|--|-----------|
| - вырубка..... | 0,55–0,65 |
| - вытяжка..... | 0,70–0,80 |
| Вытяжные листоштамповочные прессы двойного действия..... | 0,75–0,85 |
| КГШП..... | 0,30–0,40 |
| ГКМ..... | 0,35–0,45 |
| Обрезные прессы..... | 0,50–0,55 |

2.5 Графики рабочих нагрузок

Основой энергетического расчета прессы с учетом его технологического назначения является график рабочих нагрузок (график деформирующей силы), построенный на базе теоретических или экспериментальных данных. Графиком рабочих нагрузок называется приближенное графическое изображение зависимости величины усилия деформации при данной технологической операции от перемещения деформирующей плоскости, поверхности инструмента. Площадь графика в известном масштабе определяет работу, требуемую для пластического формоизменения. Определение работы пластического деформирования необходимо в двух случаях: для энергетического расчета универсальных и специализированных машин при проектировании и для выяснения возможности выполнения на данном прессе по его энергетическим показателям той или иной заданной штамповочной операции.

В первом случае расчет основан на энергетическом анализе обработки оптимальной расчетной заготовки. При этом выбирается технологическая операция, которая наиболее вероятна в практической эксплуатации прессы, а размеры заготовки или детали выбираются так, чтобы силовые, энергетические, геометрические и другие параметры технической характеристики прессы использовались наиболее полно.

Второй случай – выяснение возможностей выполнения на данном прессе конкретной технологической операции – более сложен, поскольку не для всякой операции удастся достаточно точно задать характер графика рабочих нагрузок.

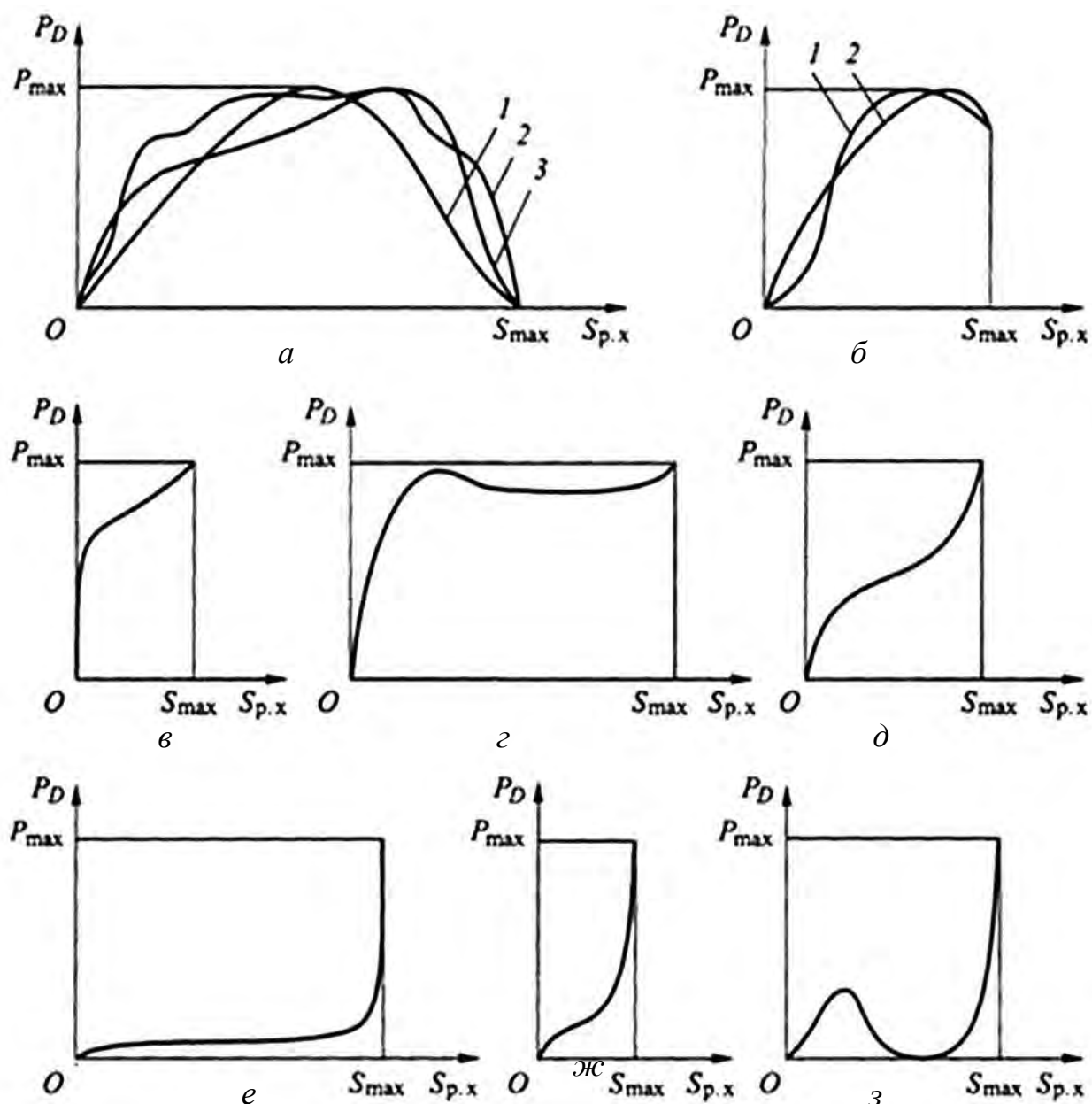
Форма графика рабочих нагрузок определяется *расчетными методами*, известным из теории обработки металлов давлением, или с помощью *экспериментальных данных*. В зависимости от характера деформирующего усилия технологические процессы и соответствующие им графики можно разделить на шесть групп (рисунок 2.23).

1) Вытяжка листового металла (рисунок 2.23, а).

В расчетах по определению энергетических показателей для вытяжных прессов двойного действия в качестве исходной величины обычно принимают рабочий ход S_{\max} , равный части полного хода внутреннего ползуна по циклограмме прессы. Максимальная допускаемая сила в этом случае должна быть меньше номинальной, указанной в паспорте, и определяться по условию прочности и работе деформирования, выполняемой прессом за один ход.

2) Разделительные процессы штамповки (рисунок 2.23, б, где 1 – вырубка-пробивка при штамповке из листа, обрезка заусенцев и прошивка отверстий; 2 – резка прутков на мерные заготовки на сортовых ножницах и др.).

При расчете P_D следует принимать $P_{\max} = P_H$. Рабочий ход S_{\max} определяют в зависимости от толщины срезаемого металла $S_{\max} = kt$, где k – поправочный коэффициент; t – толщина вырубаемого листа или срезаемого материала при обрезке.



a – вытяжка листового металла (1, 2 – первая и вторая вытяжки; 3 – вытяжка с утонением стенки); *б* – разделительные операции (1 – вырубка-пробивка, 2 – разрезка прутков); *в* – чеканка и калибровка; *г* – прессование и выдавливание; *д* – прямое прессование; *е, ж* – объемная штамповка в открытых и закрытых штампах; *з* – гибка в штампах

Рисунок 2.23 – Экспериментальные графики рабочих нагрузок

3) Чеканка, калибровка (рисунок 2.23, *в*).

Рабочий ход S_{max} для этих операций достаточно мал и измеряется шириной оставленного при штамповке припуска. Деформирующая сила возрастает от начального значения P_0 до максимального в конце операции $P_{max} \leq P_H$. Согласно экспериментальным данным, $P_0 \leq (0,80-0,85)P_H$.

4) Прессование и выдавливание (рисунок 2.23, *г*).

Особенностью силового режима прессования и выдавливания является то, что деформация материала протекает при более или менее постоянной деформирующей силе на ползуне пресса. Как элемент горячей штамповки поковок

фланцевого типа прямое прессование характеризуется более резким изменением деформирующей силы в конечный момент штамповки в связи с небольшой высотой фланца (рисунок 2.23, д).

5) Объемная штамповка в открытых и закрытых штампах (рисунок 2.23, е, ж).

Процесс штамповки на КГШП в открытых штампах осуществляют, как правило, за несколько переходов. Поэтому единый для удобства построения график деформирующей силы при последующих энергетических расчетах нужно разбить на несколько, каждый из которых будет отражать особенности силового режима на соответствующем переходе. Для упрощения принимают двух-переходную штамповку с заменой действительной зависимости $P_D = f(S)$ двумя близкими к линейным участками графика с изменением силы: от начальной P_0 до конечной P_K на первом участке и от P_K до максимальной P_{max} в конце штамповки на втором. Рабочий ход S_{max} устанавливают в предположении, что он соответствует углу поворота главного вала на угол $\alpha_p = 45 \dots 50^\circ$.

При выборе специализированных машин, например холодновысадочных автоматов, используют график, приведенный на рисунке 2.23, ж. Рабочий ход в этом случае должен быть уменьшен и соответствовать углу поворота кривошипа на угол $\alpha_p = 20 \dots 30^\circ$.

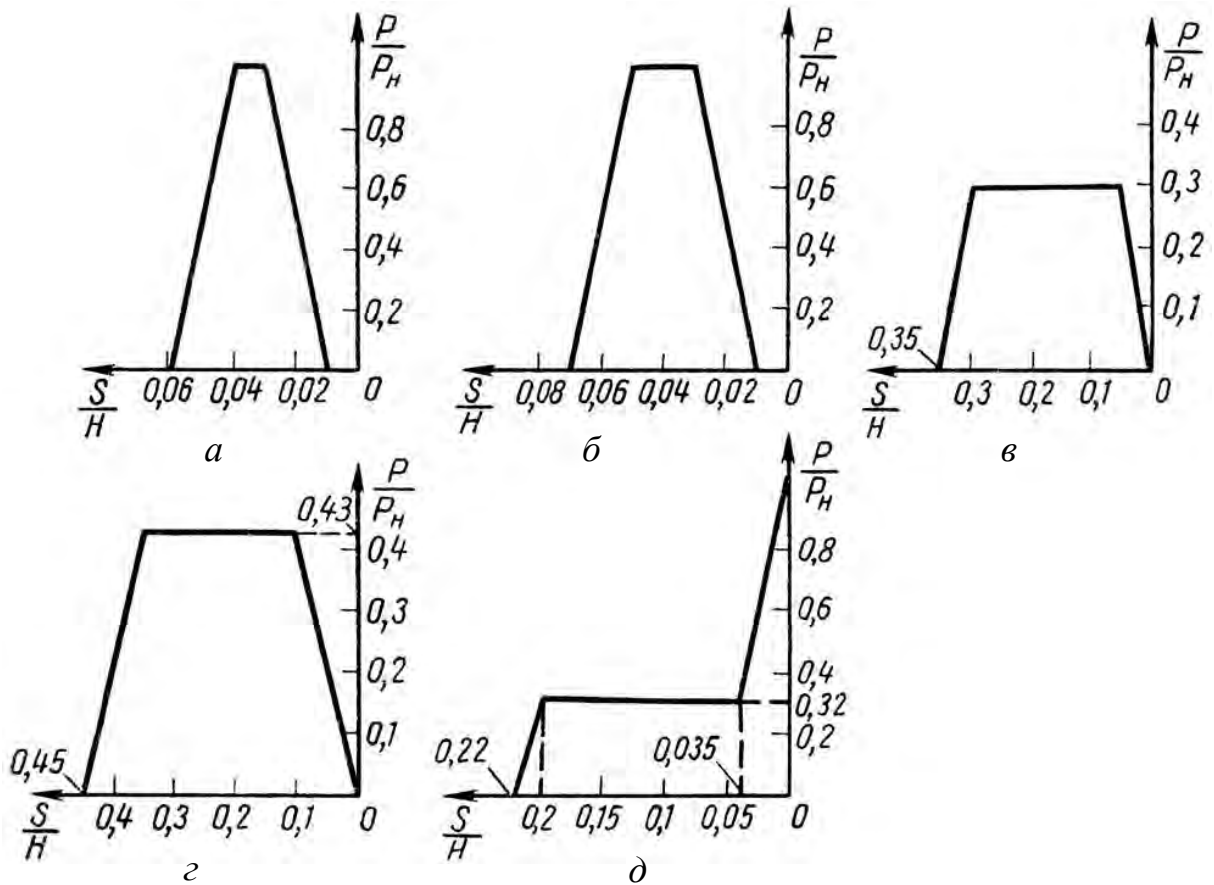
6) Гибка в штампах (рисунок 2.23, з).

График имеет два участка: в начале гибки деформирующая сила плавно возрастает до и столь же плавно снижается, а затем резко возрастает, достигая максимального значения P_{max} . При расчете принимают $P_{max} = P_H$ причем первый максимум должен быть ниже второго. Рабочий ход S_{max} устанавливают соответствующим ходом ползуна при повороте главного вала на $\alpha_p = 60^\circ$.

Поскольку при расчете прессы используют лишь определенные параметры графика (общая площадь, величина и расположение максимума нагрузки), в точном определении формы графика нет необходимости. Поэтому для расчета процессов используют обычно **типовые расчетные графики рабочих нагрузок** , вычерчиваемые в виде отрезков прямых. Графики строят в относительных координатах, по оси абсцисс откладывают пути, отнесенные к величине хода ползуна прессы S/H , а по оси ординат – текущие значения усилий, отнесенные к номинальному усилию прессы P_H/P_D .

Эти графики имеют одну особенность, которая заключается в том, что при совершении технологической операции отсчёт перемещений ползуна по оси абсцисс «0– S/H » идёт справа налево, а изменение величины деформирующей силы – слева направо, т.е. наоборот. Связано это с принятым направлением отсчёта угла поворота главного вала и связанным с ним расчетным перемещением ползуна, которое противоположно направлению его фактического перемещения.

На рисунке 2.24 показаны типовые графики для наиболее распространенных операций листовой штамповки.



a – вырубка; *б* – вырубка при увеличенном ходе; *в* – вытяжка; *г* – гибка;
д – вытяжка на прессе двойного действия

Рисунок 2.24 – Типовые графики нагрузок для листоштамповочных прессов

Типовой график (рисунок 2.24, *a*) используется при расчете операции вырубki на однокривошипных прессах простого действия – открытых и закрытых, отличающихся малой длиной хода. При увеличении длины хода берется условный график вырубki, показанный на рисунке 2.24, *б*. Этот же график используется при расчете двухкривошипных и четырехкривошипных прессов.

При расчете операции вытяжки необходима увеличенная длина хода, и поэтому используется типовой график, показанный на рисунке 2.24, *в*. Для прессов двойного действия график вытяжки характерен большим рабочим ходом и усилием (рисунок 2.24, *д*).

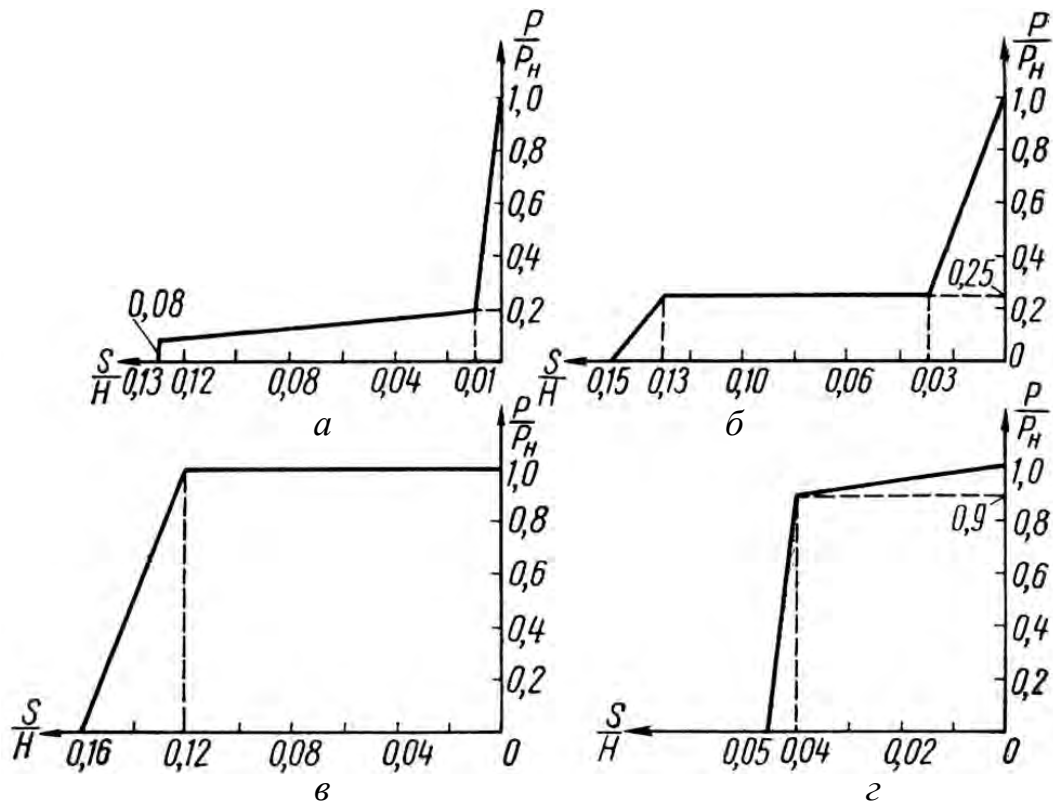
Типовой график (рисунок 2.24, *г*) используется при расчете гибочных прессов.

Полезная работа может быть определена по формуле

$$A_{\text{пл}} = \delta P_H H,$$

где δ – коэффициент; P_H – номинальное усилие пресса; H – длина хода ползуна.

Аналогичные графики (рисунок 2.25) используются и при расчете прессов для объемной штамповки.



a – горячая штамповка; *б* – горячее выдавливание;
в – холодное выдавливание; *г* – холодная калибровка-чеканка

Рисунок 2.25 – Типовые графики нагрузок прессов для объемной штамповки

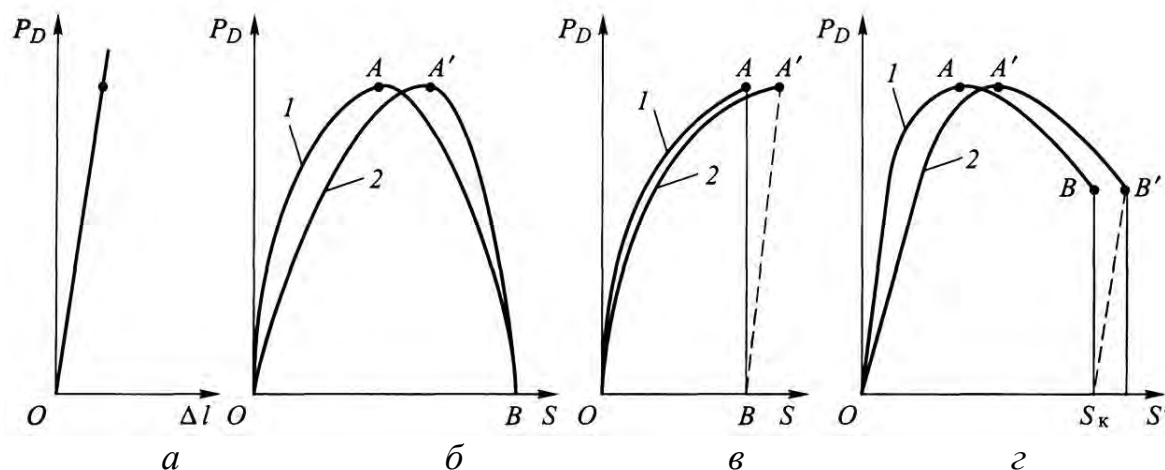
Необходимо отметить, что для реальных графиков рабочих нагрузок максимум усилия при разных штамповочных операциях будет соответствовать разным положениям ползуна, то есть разным значениям перемещения S его или разным углам α поворота кривошипного вала.

Графики стоят обычно без учета упругости деталей пресса, поэтому они универсальны для применения к различным типоразмерам машин.

Однако поскольку пресс, его детали под нагрузкой упруго деформируются, зависимость деформации пресса от усилия принимается линейной и характеризуется коэффициентом жесткости C (рисунок 2.26, *a*). В реальных условиях эксплуатации под действием нагрузки величина суммарной упругой деформации Δl элементов кривошипного пресса может достигнуть нескольких миллиметров. В результате этого поверхности верхней и нижней половин штампа могут не сомкнуться, что приведёт к недоштамповке заготовки. Чтобы этого не произошло, необходимо увеличить ход ползуна на величину этой упругой деформации, т.е. совершить дополнительную работу.

В этом случае всякому повышению усилия на графике рабочих нагрузок от нуля до P_{\max} (при расчете до номинального значения P_H) будет соответствовать деформация $\Delta l = P_{\max}/C$, на этом участке графика ползун должен иметь перемещение, увеличенное на Δl относительно перемещения на исходном графике рабочих нагрузок. Соответственно на участке падения нагрузки часть перемещения ползуна будет осуществляться за счет снятия упругих деформаций. Этот участок графика будет иметь уменьшенную базу по оси абсцисс на величину

Δl . При вырубке толстых и хрупких материалов скол происходит практически мгновенно, поэтому запасенная упругая энергия в последующем не используется, а затрачивается на сообщение ползуну кинетической энергии и упругое растяжение деталей кривошипно-ползунного механизма. Для графиков нагрузок, которые имеют максимум усилия в конце хода, длина рабочего перемещения увеличивается на величину Δl , соответственно увеличивается и рабочий угол α_H (рисунок 2.26, б-г).



а – график жесткости пресса; б – изменение деформирующей силы при вытяжке; в – при вырубке-пробивке и резке; г – при чеканке, выдавливании и прессовании, горячей штамповке в открытых штампах, гибке;
1 – без учета жесткости пресса; 2 – с учетом жесткости пресса

Рисунок 2.26 – Изменение жесткости пресса и деформирующей силы по ходу ползуна

2.6 Мощность электродвигателя и момент инерции маховика

Для работы пресса в обычных условиях характерен весьма неравномерный расход энергии в течение одного технологического цикла. У большинства кривошипных прессов рабочий ход, связанный с совершением полезной работы и характеризующийся повышенными затратами энергии, занимает очень малую часть технологического цикла (около 10 %). В течение остальной части цикла затраты энергии невелики. Эта часть цикла соответствует холостым ходам пресса: приближение ползуна к заготовке и возвращение его в исходное положение после окончания операции.

Если использовать для привода такого пресса только электродвигатель, то его установочная мощность оказалась бы очень большой, но использовалась бы лишь в очень короткие периоды рабочей нагрузки. Для снижения установочной мощности двигателя и повышения плавности работы привода прибегают к аккумулярованию энергии путём установки в приводе быстровращающихся маховиков – массивных деталей в форме диска с утолщённым ободом.

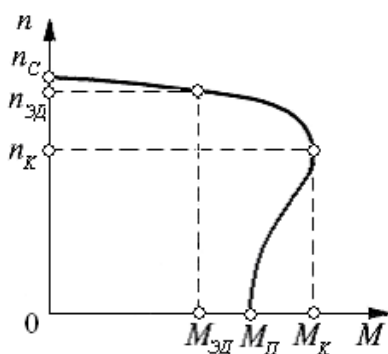
В приводе кривошипных прессов маховик обычно используется в качестве одного из элементов передач, например, как ведомый шкив клиноременной пе-

редачи или в качестве одного из колёс зубчатых передач. В более сложных механизмах маховик может быть выполнен заодно с муфтой включения.

Во время холостого хода двигатель разгоняет маховик, и он накапливает значительную энергию. При рабочем ходе энергию, необходимую для совершения полезной работы, отдаёт не только электродвигатель, но и маховик, причём основная часть энергии приходится на долю маховика. Необходимо отметить, что во время рабочего хода энергию отдаёт не только маховик, но и другие вращающиеся детали (маховые массы) привода, т.е. фактически роль маховика выполняет весь привод, а не только сам маховик.

Маховик, отдав часть своей кинетической энергии, снижает обороты на 10-20 % от первоначального значения. В течение холостого хода производится «зарядка» маховика, т.е. восполнение потерянного числа оборотов. Применение маховика позволяет в 6-10 раз снизить установочную мощность двигателя и уменьшить капитальные затраты на изготовление пресса.

Величина энергии, отдаваемой маховиком, зависит от допустимого снижения частоты его оборотов, что, в свою очередь, ограничивается допустимым скольжением асинхронного двигателя, определяемым в соответствии с его нагрузочной характеристикой (рисунок 2.27). Границей устойчивой части характеристики, при которой можно рационально эксплуатировать двигатель, является критическое скольжение и соответствующий этому скольжению критический момент. Эти два параметра, наряду с номинальным моментом и скольжением, а также кратностью критического момента, определяют нагрузочную способность асинхронного двигателя.



$M_{эд}$ – номинальный крутящий момент; $M_{п}$ – пусковой момент;
 $M_{к}$ – кратковременный (максимальный) вращающий момент;
 $n_{эд}$ – номинальная частота вращения; $n_{к}$ – критическая частота вращения;
 $n_{с}$ – синхронная частота вращения (при отсутствии нагрузки), т.е. частота вращения магнитного поля статора, зависящая от частоты электрического тока f и числа пар полюсов статора p ($n_{с} = 60f/p$)

Рисунок 2.27 – Нагрузочная характеристика асинхронного электродвигателя

В точных расчетах особое внимание уделяется выбору оптимального соотношения между мощностью электродвигателя и моментом инерции маховых масс. Однако выдержать на практике данные такого расчета обычно не удастся по конструктивным соображениям, которые сводятся к следующему:

- предельная скорость вращения маховика ограничена его прочностью;
- размеры маховика должны соответствовать размерам пресса;
- маховик выполняют обычно совмещенным с муфтой.

Для упрощения расчета мощность электродвигателя определяется как средняя за цикл, а разность между отклонениями от средней величины компенсируется коэффициентом запаса 1,2-1,6. Этим же до некоторой степени компенсируется повышенный нагрев двигателя при больших нагрузках, когда ток в роторе возрастает уже непропорционально действующему моменту.

На практике широко применяют упрощенные расчеты, содержащие в основе следующий алгоритм:

- по затрачиваемой за один технологический цикл активной работе включения муфты, рабочего и холостых ходов рассчитывают среднюю мощность электродвигателя, отнесенную ко времени цикла

$$N_{\text{ср}} = \frac{A_{\text{ц}}}{t_{\text{ц}}} = \frac{k(n_{\text{вкл}}A_{\text{в}} + A_{\text{рх}}) + A_{\text{хх}}}{t_{\text{ц}}},$$

где $A_{\text{ц}}$ – затраты энергии за цикл одиночного хода работы пресса; $t_{\text{ц}}$ – время цикла; k – коэффициент запаса; $n_{\text{вкл}}$ – число включений муфты за цикл (в автоматическом режиме $n_{\text{вкл}} = 0$); $A_{\text{в}}$ – затраты энергии при включении муфты; $A_{\text{рх}}$ – затраты энергии при рабочем ходе; $A_{\text{хх}}$ – затраты энергии при холостом ходе;

- момент инерции маховых масс и маховика, приведенный к валу маховика, определяют по выполненной за счет кинетической энергии полезной работе

$$\Delta E_{\text{мх}} = K_{\text{ф}} A_{\text{рх}},$$

где $K_{\text{ф}}$ – коэффициент избыточной работы, т.е. доля работы операции, выполняемая маховиком.

Отданная кинетическая энергия

$$\Delta E_{\text{мх}} = \frac{J_{\text{мх}} \Delta \omega_{\text{мх}}^2}{2} = J_{\text{мх}} \omega_{\text{мх}}^2 \delta,$$

где $J_{\text{мх}}$ – момент инерции маховых масс; $\Delta \omega_{\text{мх}}$ – изменение угловой скорости маховика за время рабочего хода; $\omega_{\text{мх}}$ – средняя угловая скорость маховика; δ – коэффициент неравномерности вращения маховика.

Отсюда момент инерции маховых масс и маховика, приведенный к валу маховика

$$J_{\text{мх}} = K_{\text{ф}} \frac{A_{\text{рх}}}{\omega_{\text{мх}}^2 \delta} = K_{\text{ф}} \frac{91 A_{\text{рх}}}{n_{\text{п}}^2 \delta},$$

где $\omega_{\text{мх}} = \frac{\pi n_{\text{п}}}{30}$ – частота одиночных ходов пресса.

Коэффициент δ всегда значительно меньше единицы, причем чем выше коэффициент использования ходов $p_{\text{и}}$ пресса, тем меньше значение δ .

Т.к. за время рабочего хода энергию отдает не только маховик, но и другие вращающиеся детали пресса, вычисленный по последней формуле момент

инерции $J_{\text{мх}}$ должен быть равен сумме приведенных к кривошипному валу моментов инерции наиболее крупных деталей пресса.

Диаметр маховика определяют из следующего эмпирического соотношения

$$D_{\text{мх}} = \left(\frac{J_{\text{мх}}}{12} \right)^{0,2}.$$

Ширину обода маховика принимают равной $b = (0,2-0,3)D_{\text{мх}}$.

Рассчитанную мощность двигателя проверяют по условиям разгона маховика с заданным моментом инерции (проверка на допустимое время разгона маховика при первоначальном пуске электродвигателя). Фактическое время разгона

$$t_p = \frac{1,2J_{\text{м}}n_{\text{эд max}}^2}{100000N_{\text{эд}}} \leq [t_p],$$

где $n_{\text{эд max}}$ – максимальная частота вращения вала электродвигателя, об/мин; $N_{\text{эд}}$ – номинальная мощность электродвигателя привода, кВт.

Для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей величина t_p не должна превышать 8-10 с. Затянувшийся разгон может привести к перегреву электродвигателя и выходу его из строя. Для уменьшения времени разгона необходимо увеличить мощность двигателя либо уменьшить момент инерции маховика.

Повышение частоты вращения маховика ограничено окружной скоростью

$$v_{\text{мх}} = \frac{\pi D_{\text{мх}} n_{\text{мх}}}{60000},$$

где $D_{\text{мх}}$ – наружный диаметр обода маховика.

Для стальных маховиков предельная окружная скорость $v_{\text{мх}} \leq 40$ м/с, для чугунных маховиков – $v_{\text{мх}} \leq 25$ м/с.

Из условия обеспечения нормальной работоспособности муфты, встраиваемой в маховик, число оборотов маховика не должно превышать 400-450 в минуту.

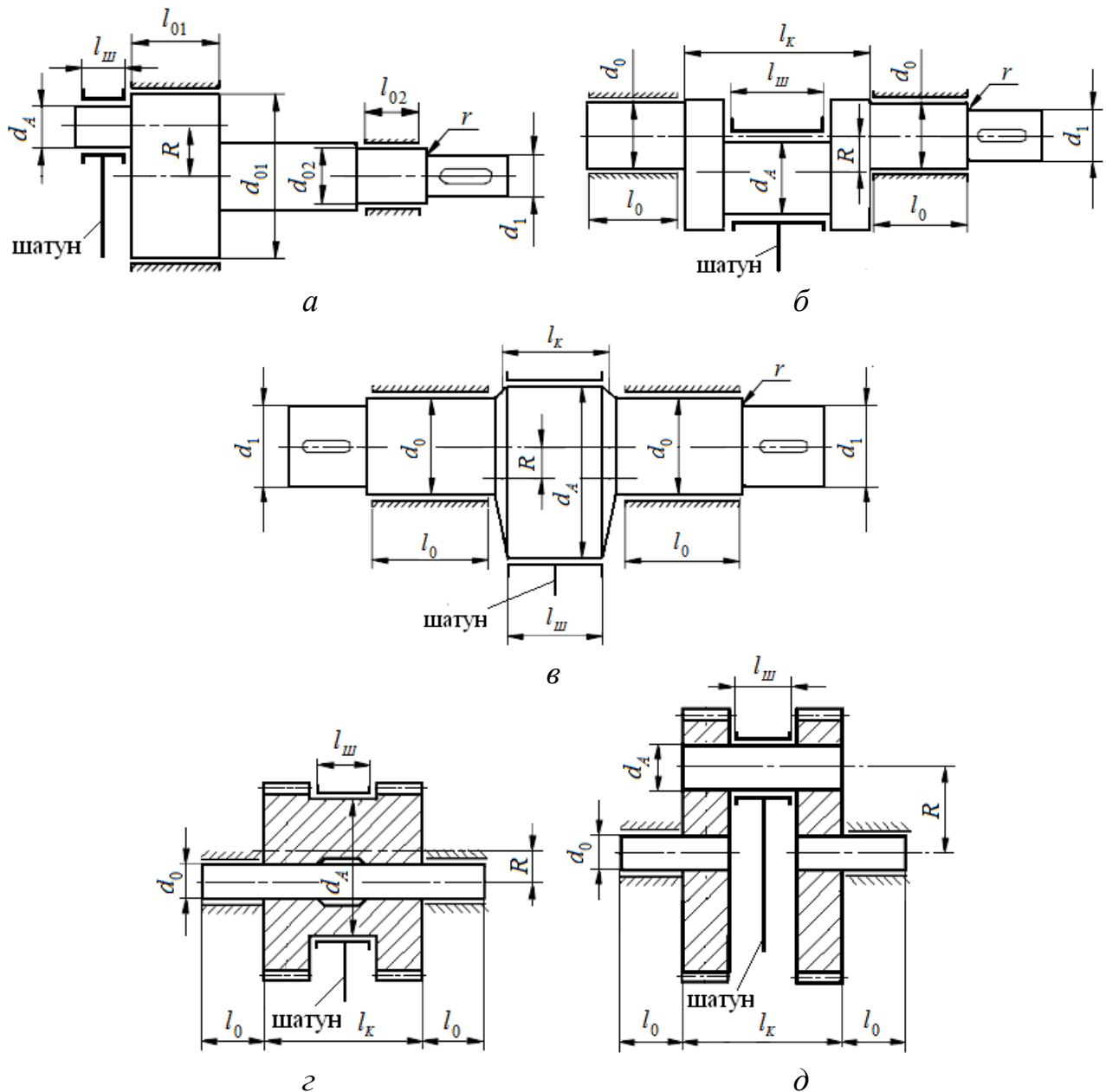
2.7 Узлы и детали главного исполнительного механизма кривошипных прессов

Главный исполнительный механизм кривошипных прессов включает ведущий (главный) кривошипный вал и ползунно-шатунный узел в направляющих. В некоторых прессах в главный исполнительный механизм могут входить рычажные системы (кривошипно-коромысловый, кривошипно-коленный, кривошипно-рычажный и т.п. механизмы). Кроме того, в систему главного исполнительного механизма большинства прессов встроены специальные регулировочные механизмы для изменения величины хода пресса, закрытого рабочего пространства пресса, предохранительные устройства от перегрузки по допускаемому усилию и крутящему моменту, верхний выталкиватель и уравниватели ползуна.

2.7.1 Конструкция и расчёт главного вала

Главный вал кривошипных прессов является базовой и наиболее нагруженной деталью главного исполнительного механизма. От надёжной работы главного вала зависит надёжность работы всего пресса. Поэтому при проектировании кривошипных прессов особое внимание уделяется вопросам проектирования главных валов.

Главные валы в зависимости от их конструктивного исполнения можно разделить на 5 видов (рисунок 2.28): кривошипные, 2) коленчатые, 3) эксцентрикковые, 4) шестерне-эксцентрикковые, 5) шестерне-кривошипные.



a – кривошипный; *б* – коленчатый; *в* – эксцентрикковый;
г – шестерне-эксцентрикковый; *д* – шестерне-кривошипный

Рисунок 2.28 – Виды и характерные размеры главных валов

Кривошипные валы (рисунок 2.28, а) применяются в однокривошипных одностоечных прессах с номинальным усилием до 1 600 кН и выполняются, как правило, с регулируемым ходом ползуна. Применяются редко, так как обладают пониженной жёсткостью из-за консольного расположения шатуна.

Коленчатые одноколенные валы (рисунок 2.28, б) применяются в прессах с большим ходом ползуна (гибочные прессы, открытые листоштамповочные прессы, ГКМ).

Коленчатые двухколенные валы (не показано) применяются в прессах с номинальным усилием до 4 000 кН и увеличенным штамповым пространством (двухкривошипные листовые прессы, листогибочные прессы).

Эксцентрикковые валы (рисунок 2.28, в) применяются в тяжело нагруженных прессах для объёмной штамповки с номинальным усилием до 3 000 кН (кривошипные горячештамповочные прессы). Обладают высокой прочностью и жёсткостью.

Шестерне-эксцентрикковые валы (рисунок 2.28, г) получили широкое распространение в листоштамповочных прессах с номинальным усилием свыше 2 500 кН при ходе ползуна до 900 мм.

Шестерне-кривошипного валы (рисунок 2.28, д) применяются в листоштамповочных прессах двойного действия с номинальным усилием свыше 4 000 кН.

Главные валы кривошипных прессов устанавливаются, как правило, в подшипниках скольжения. Соединение главного вала с шатуном также выполняется через подшипник скольжения. Подшипники скольжения, по сравнению с подшипниками качения, имеют относительно небольшие габаритные размеры и более высокую жёсткость, могут воспринимать большие ударные и переменные по величине нагрузки.

Несущая способность главного вала зависит от его угла поворота. Главный вал при угле поворота $\alpha = 0^\circ$ испытывает только напряжения изгиба, вызванные силой, приложенной к ползуну. С увеличением угла поворота α к напряжениям изгиба добавляются напряжения кручения. Максимальные напряжения в сечениях главного вала будут действовать при угле поворота $\alpha = 90^\circ$. Однако максимальные нагрузки, приложенные к ползуну при выполнении технологических операций, возникают при углах поворота, значительно меньших 90° . В связи с этим рассчитывать главный вал по суммарным максимальным напряжениям изгиба и кручения нецелесообразно. Это приводит к значительным и неоправданным увеличениям его массы и габаритов.

При проектировании и расчете главного вала вначале по номинальному усилию на основе эмпирических зависимостей определяют диаметр опорных шеек вала d_0 (таблица 2.3).

По диаметру d_0 на основании эмпирических соотношений определяют диаметры шатунной d_A и ползунной d_B шеек

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

Таблица 2.3 – Диаметры опорных шеек главных валов

| Тип главного вала | Номинальное усилие, P_H , МН | Диаметр опорной шейки вала, d_o , мм |
|--|--------------------------------|--|
| Коленчатый вал однокривошипного пресса простого действия | до 2 МН | $d_o = 140\sqrt{P_H}$ |
| Вал эксцентрикового типа однокривошипного пресса простого действия | до 2 МН | $d_o = 140\sqrt{P_H}$ |
| Коленчатый вал однокривошипного пресса простого действия | свыше 2 МН | $d_o = 120\sqrt{P_H + 0,6}$ |
| Эксцентриковый вал КГШП | – | $d_o = 103\sqrt{P_H + 1}$ |
| Двухколенный коленчатый вал прессов простого и двойного действия | до 1,8 МН | $d_o = 140\sqrt{P_H}$ |
| Двухколенный коленчатый вал прессов простого и двойного действия | свыше 1,8 МН | $d_o = 90\sqrt{P_H + 3}$ |
| Двухколенный коленчатый вал чеканочных и кривошипно-коленных прессов | – | $d_o = 60\sqrt{P_H}$ |
| Коленчатый вал ГКМ | – | $d_o = (100 - 130)\sqrt{P_H}$ |
| Коленчатый вал двухударного холодно-высадочного автомата | – | $d_o = 160\sqrt{P_H}$ |

В приведенных формулах P_H подставляют в меганьютонах (МН), а d_o получают в миллиметрах (мм).

В зависимости от принятых значений диаметров шеек и прочностных свойств материала вкладышей подшипников определяют длины коренных l_0 и шатунных $l_{ш}$ шеек

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

где q – давление, допускаемое материалом вкладышей подшипников.

Полученные результаты округляют до ближайших из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 и выбирают материал вала.

В качестве материала, из которого изготавливают главные валы, для универсальных кривошипных прессов чаще всего применяют нормализованную сталь марки 45, а для эксцентриковых валов ответственных прессов используют улучшенную сталь марки 40ХН. Вкладыши подшипников скольжения опорных шеек главного вала, а также шатунной и ползунной шеек изготавливают из высококачественных оловянистых бронз марок БрО10Ф1 или БрО9С6Ц3.

Существующие методики расчета прочности главного вала предусматривают определение допускаемых усилий P_D на ползуне пресса с использованием

полученных основных размеров и прочностных свойств материала вала под действием изгибающих и крутящих моментов. Расчет проводят в зависимости от угла поворота α главного вала и хода ползуна пресса S . Полученная зависимость $P_D = f(\alpha)$ или от $P_D = f(S)$ должна обеспечить необходимый номинальный угол α_n и номинальный недоход S_n ползуна, устанавливаемые для данного типа оборудования.

Обычно у коленчатых валов расчетным сечением является сечение опорных шеек вала $B-B$ (рисунок 2.29). Усилие, допускаемое прочностью главного вала в сечении $B-B$, рассчитывается по выражению

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{n_3k_3\sqrt{U_\sigma^2\Phi_\sigma+U_\tau^2\Phi_\tau}},$$

где $\sigma_{-1и}$ – предел выносливости на изгиб для материала вала при симметричном цикле нагружения; n_3 – коэффициент запаса; k_3 – коэффициент эквивалентной нагрузки; U_σ и U_τ – плечи изгибающего и крутящего момента соответственно, зависящие от конструкции главного вала и его привода; Φ_σ и Φ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние масштабных факторов концентрации нагрузки на величину нормальных и касательных напряжений.

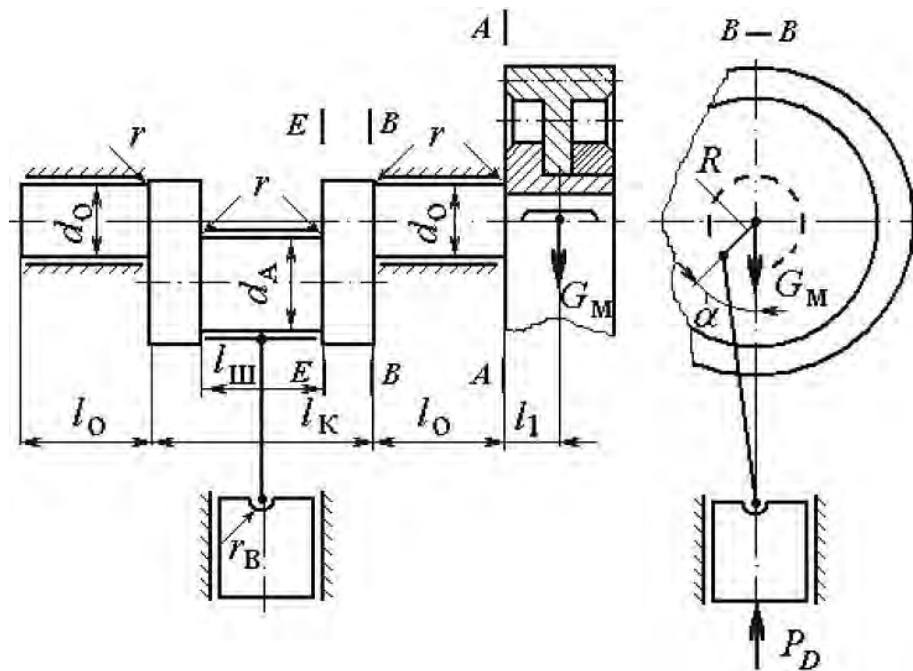


Рисунок 2.29 – Расчетная схема и опасные сечения главного вала с односторонним зубчатым приводом

Для определения усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей кривошипного пресса, необходимо построить график усилий на ползуне, допускаемых прочностью главного вала $P_D = f(\alpha)$ и затем через точку P_n , соответствующую номинальному усилию кривошипного пресса, провести линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с графиком зависимости $P_D = f(\alpha)$ (рисунок 2.30).

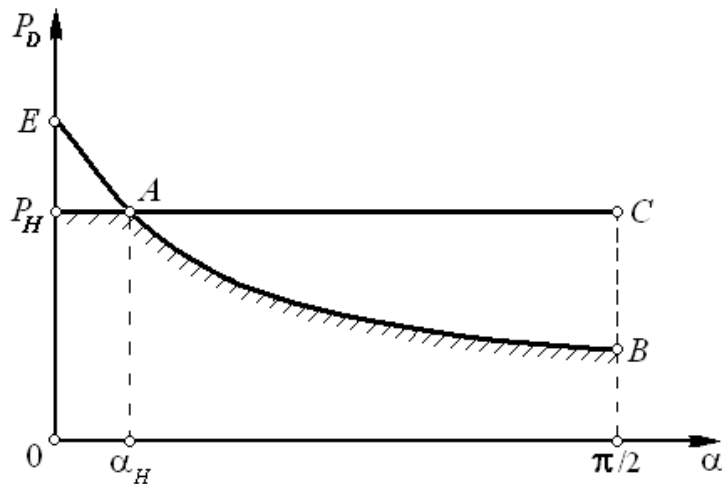


Рисунок 2.30 – Построение области допускаемых усилий на ползуне кривошипного пресса

Полученная ломаная линия P_HAB и будет графиком усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей кривошипного пресса (его ещё называют *графиком допускаемых усилий*). Горизонтальный участок P_HA этого графика определяет прочность шатуна, ползуна и станины, так как эти элементы кривошипно-ползунного механизма рассчитываются, исходя из номинального усилия кривошипного пресса. Участок графика AB определяет прочность главного вала при углах поворота кривошипа от α_n до $\alpha = \pi/2$.

Графики технологических операций, которые будут выполняться на данном кривошипном прессе, должны располагаться ниже линии P_HAB графика допускаемых усилий, не пересекая ее. В противном случае величина усилия на ползуне может превысить допускаемое значение, что приведет к постепенному разрушению деталей кривошипного пресса. Поэтому график усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей кривошипного пресса, обязательно помещается в паспорт машины.

Вертикальная линия, проведённая через точку A , отсекает на оси абсцисс так называемый *номинальный угол поворота* α_n . Номинальный угол – это угол поворота главного вала, на котором к ползуну может быть приложено номинальное усилие (максимальная деформирующая сила) без риска разрушения деталей кривошипного пресса.

Номинальный угол поворота главного вала зависит от технологического назначения кривошипного пресса и его конструктивного устройства. Точные значения номинальных углов приведены в паспорте пресса.

Для листоштамповочных одностоечных прессов рекомендуют, чтобы номинальное усилие достигалось при достаточно больших углах $\alpha_n = 30 \dots 45^\circ$, а у двухстоечных прессов открытого типа – при $\alpha_n = 50 \dots 60^\circ$. У однокривошипных закрытых прессов простого действия номинальное усилие должно достигаться для прессов с нормальным ходом (быстроходные) при $\alpha_n = 20 \dots 30^\circ$, а для прессов с увеличенным ходом (тихоходные) и обрезных – при $\alpha_n = 10 \dots 20^\circ$. Причем большие значения α_n соответствуют меньшим по размеру прессам. Достаточно

широк разброс значений α_n в зависимости от хода ползуна для двух- и четырех-кривошипных прессов с шестеренно-эксцентриковым приводом – $\alpha_n = 15 \dots 30^\circ$. Задание конструктивных размеров привода и главного вала у КГШП с резким пиком нагрузки в конце рабочего хода подчинено условию $\alpha_n = 3 \dots 5^\circ$, а у ГКМ – $\alpha_n = 1 \dots 5^\circ$. Что касается чеканочных кривошипно-коленных прессов, то для них $\alpha_n = 50 \dots 60^\circ$.

Для вытяжных прессов двойного действия особо оговаривают требование к прочности при больших углах поворота кривошипного вала ($\alpha_n = 70 \dots 80^\circ$): допускаемое усилие не должно быть меньше 40 % от номинального. Это связано с тем, что рабочий график при вытяжке имеет вытянутую форму с мало изменяющимся значением силы в течение всего процесса деформирования.

Номинальному углу соответствует номинальный недоход S_n . Номинальный недоход – это величина перемещения ползуна, на протяжении которого ползун может быть нагружен номинальным усилием.

В связи с тем, что в производственных условиях измерение угла поворота главного вала затруднено и наладку пресса ведут на заданное положение ползуна, важно знать изменение допускаемой силы в зависимости от его хода. Поэтому график $P_D = f(\alpha)$, полученный при прочностных расчетах, перестраивают в координатах $P_D = f(S)$ и также вносят в паспорт пресса.

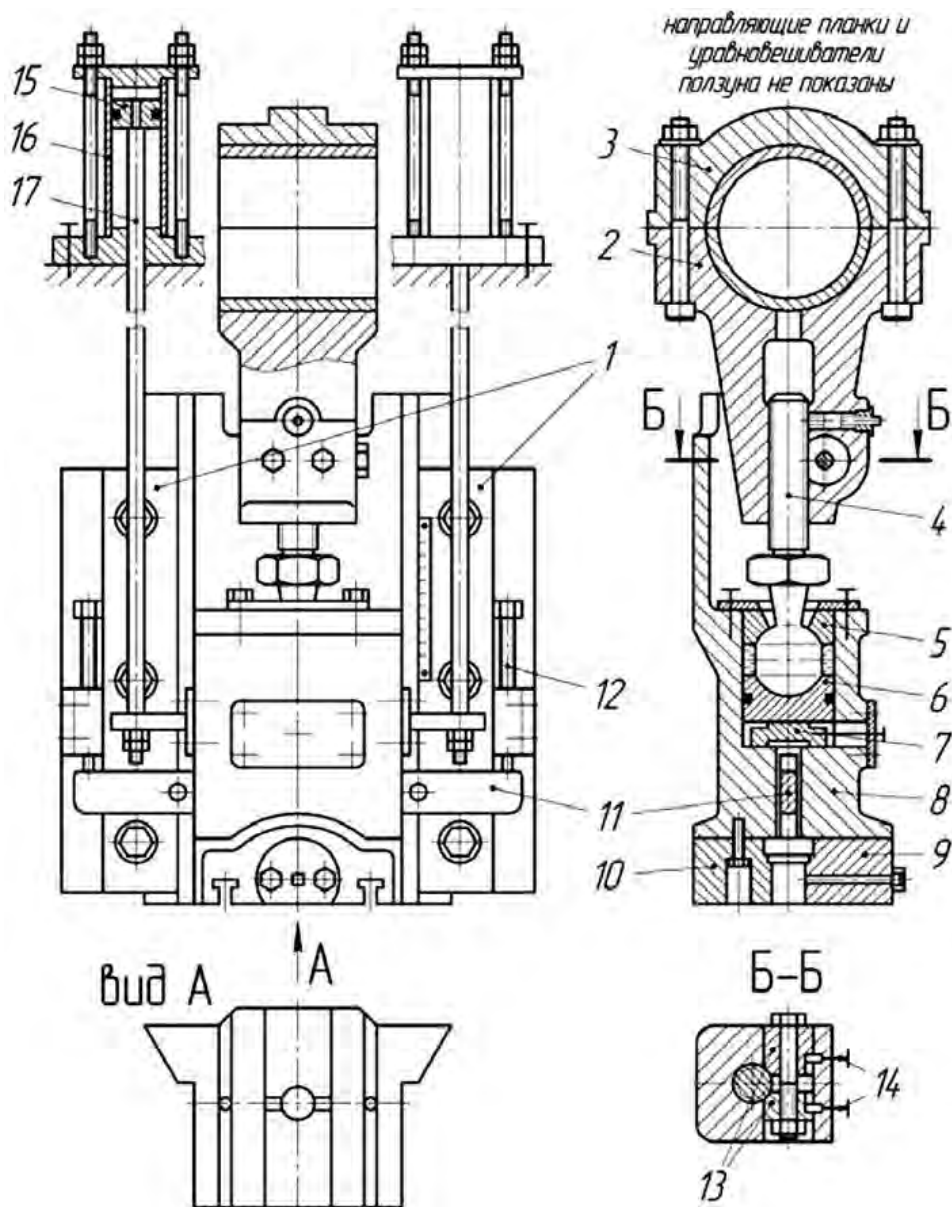
2.7.2 Ползунно-шатунный узел кривошипных прессов

Ползунно-шатунный узел предназначен для передачи поступательного движения и усилия на закрепленный на ползуне штамп или инструмент и включает собственно шатун и ползун (рисунок 2.31). Дополнительные устройства – верхние выталкиватели, механизм регулировки закрытой высоты, предохранители от перегрузки – выделяют в особые узлы только при достаточно сложном устройстве, в других случаях их присоединяют к ползуну.

Шатун является ответственной деталью пресса, посредством которой осуществляется передача усилия на ползун. Кривошипно-шатунные механизмы по типу привода делятся на механизмы с верхним и нижним приводом. В механизмах с верхним приводом шатун толкает ползун и при рабочей нагрузке шатун испытывает кроме изгиба сжатие. В механизмах с нижним приводом шатун тянет ползун и при рабочей нагрузке наряду с изгибом испытывает растяжение.

Главными элементами шатуна являются кривошипная (большая) головка, тело (стержень шатуна) и малая (ползунная) головка. Соединение шатуна с ползуном осуществляется при помощи пальца или шаровой пяты.

Шаровое соединение шатуна с ползуном применяют на прессах с усилием не более 2 МН, в более мощных прессах используют пальцевое соединение. Для крепления хвостовика штампа к ползуну предусмотрены круглые или квадратные отверстия (вид А), а в более мощных прессах – дополнительные Т-образные пазы. Хвостовик штампа, установленного на столе пресса, вставляют в отверстие и зажимают стальными вкладками. Т-образные пазы на рабочей плоскости ползуна позволяют прикрепить верхнюю плиту штампа специальными болтами с прихватами.



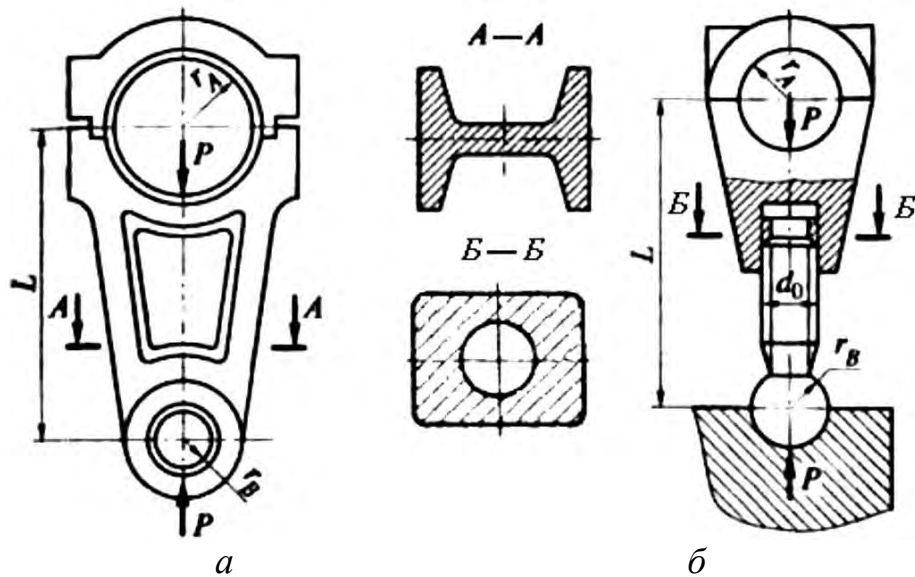
- 1 – направляющие; 2 – корпус шатуна; 3 – крышка шатуна;
 4 – регулировочный винт; 5, 6 – шарнир ползуна; 7 – предохранитель;
 8 – корпус ползуна; 9, 10 – вкладки крепления хвостовика;
 11 – выталкиватель; 12 – установочные винты; 13 – вкладыши;
 14 – фиксирующие винты; 15 – поршень уравнивателя;
 16 – цилиндр; 17 – шток

Рисунок 2.31 – Схема ползунно-шатунного узла

Шатуны бывают разъемными, состоящими из тела шатуна и крышки, и неразъемными – бугели. Шатуны бывают также нерегулируемыми и регулируемыми. В последнем случае длина шатуна регулируется посредством винта, связывающего шатун с шаровой пятой.

Шатуны однокривошипных прессов рассчитывают на номинальное усилие пресса $P = P_H$. Расчетное усилие, действующее по шатуну, принимают в двухкривошипных прессах $P = (0,60-0,75)P_H$, в четырехкривошипных прессах $P = (0,4-0,5)P_H$.

Шатун без регулировки длины (рисунок 2.32, *а*) рассчитывают на прочность (на сжатие и изгиб) в сечении *А-А*. Шатун с регулировкой (рисунок 2.32, *б*) рассчитывается дополнительно по сечению *Б-Б*.



а – без регулировки длины; *б* – с регулировкой длины

Рисунок 2.32 – Расчетная схема шатуна

Напряжения сжатия в опасных сечениях

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F_{\text{А-А}}}; \quad \sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F_{\text{Б-Б}}},$$

где $F_{\text{А-А}}$ и $F_{\text{Б-Б}}$ – площади опасных сечений *А-А* и *Б-Б*.

Изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = fP \left(r_{\text{Б}} - y_1 \frac{r_{\text{А}} + r_{\text{Б}}}{L} \right),$$

где y_1 – расстояние до опасного сечения.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{А-А}}}; \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{Б-Б}}},$$

где W – момент сопротивления сечения.

Результирующее напряжение в сечении

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma].$$

Для шатунов из серого чугуна марки СЧ 24–44 универсальных прессов $[\sigma] \leq 70$ МПа, холодновысадочных автоматов $[\sigma] \leq 50$ МПа; для стальных ша-

тунов из стали 45 или 40Х – $[\sigma] \leq 150$ МПа; для регулировочного винта из стали марки 45 – $[\sigma] \leq 250$ МПа.

Шатуны прессов, производящих вырубные и пробивные операции, дополнительно рассчитывают на выносливость при знакопеременных нагрузках. Шатуны при этих операциях вначале подвергаются сжатию, а после скола металла – растяжению.

Для приближенных расчетов на основании экспериментальных исследований принимают $\sigma_p = 0,2\sigma_{сж}$.

Длинные цельные шатуны проверяют на устойчивость. Производят также расчет болтов крышки шатуна, проверку пальца шатуна на прочность и расчет на переменные напряжения.

Ползун – деталь пресса, к которой крепится инструмент-штамп, осуществляющий непосредственное деформирование заготовки. В силу этого хорошая работа кривошипного пресса во многом зависит от правильной конструкции ползуна, его направляющих и конструкции узла, с помощью которого инструмент крепится к ползуну. Ползуны кривошипных машин по конструктивному оформлению можно разделить на три группы:

1) сплошные призматические и коробчатые (ползуны листоштамповочных прессов);

2) ползуны с дополнительными направляющими (ползуны прессов и автоматов для горячей и объемной холодной штамповки);

3) ползуны в виде пластин (ползуны ножниц и листогибочных прессов).

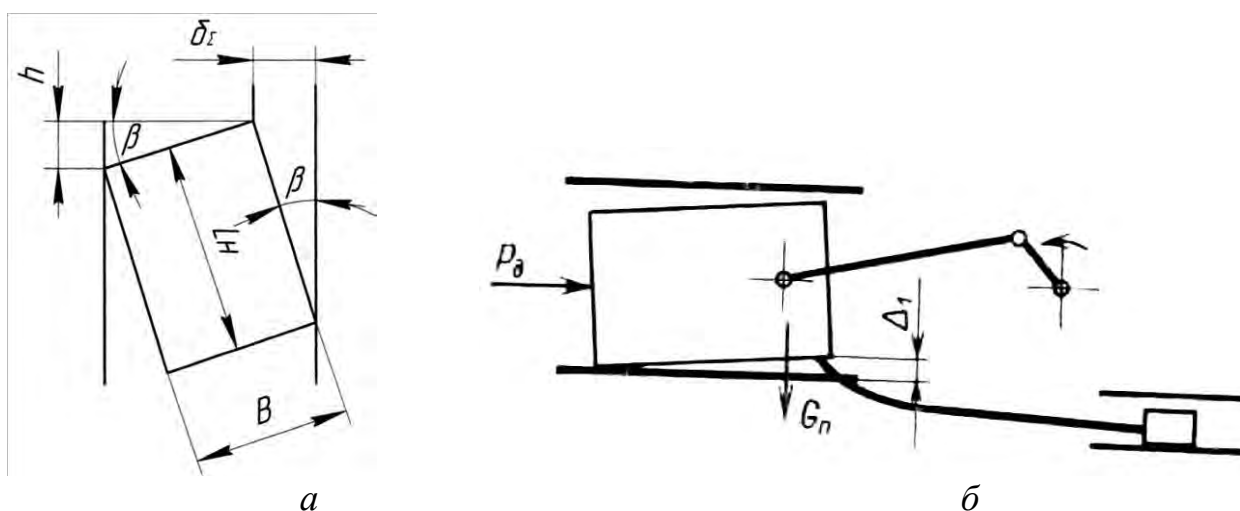
Большое разнообразие конструкций ползунов обусловлено различными размерами штампов, которые к ним крепятся. В зависимости от размеров или числа штампов ползун приводится в движение одним, двумя или четырьмя шатунами. Двухшатунная и четырехшатунная подвески применяются для устойчивости движения длинных по фронту и узких ползунов, например, в гильотинных ножницах, листогибочных прессах и т.п.

В ползуне может быть встроен привод верхнего выталкивателя. Конструкция его может быть разной, но принцип действия одинаков. При обратном ходе шатун нажимает выступом на рычаг, который действует на выталкиватель, и передвигает его вниз.

Ползун во время цикла работы пресса движется в направляющих. От точности направления движения ползуна в них зависит точность деталей, получаемых штамповкой, а также износ и долговечность инструмента, особенно предназначенного для разделительных операций.

Для исключения возможного перекоса и более устойчивого перемещения ползуна стремятся максимально увеличить длину его направляющих. Ползуны КГШП и ГКМ имеют так называемый хобот, выполненный заодно с ползуном. Хобот проходит или с задней стороны пресса, за коренным валом, или спереди, с фронтальной стороны. На хоботе для обеспечения более устойчивого перемещения ползуна имеются дополнительные направляющие салазки.

Устойчивость перемещения определяет отношение длины направляющих ползуна L_n к расстоянию B между ними (рисунок 2.33, а).



a – ползун; *б* – ползун с дополнительными направляющими (хоботом)
Рисунок 2.33 – Схемы расчета перекоса ползуна в направляющих

В общем случае (рисунок 2.33, *a*) перекос рабочей плоскости ползуна составляет

$$h = \delta_{\Sigma} \frac{B}{L_n},$$

где δ_{Σ} – суммарный зазор в направляющих.

Величина B/L_n называется коэффициентом характеристики направляющих. При тех же зазорах в направляющих оптимальная величина B/L_n значительно улучшает условия работы ползуна. У однокривошипных прессов это отношение составляет 1,4-2,5, у двухкривошипных – 0,4-0,5, у ГКМ – 5,5-6,0 в горизонтальной плоскости и 25-30 в вертикальной плоскости, у холодновысадочных автоматов – более 2,5 в горизонтальной плоскости и более 10 в вертикальной плоскости.

Точность направления ползуна во многом зависит не только от длины его направляющих, но и от качества их изготовления.

Расчет ползунунов состоит из расчета направляющих и расчета самих ползунунов. При расчете направляющих для упрощения обычно принимают, что ползун является абсолютно жестким телом.

Расчет на прочность ползунунов с хоботом имеет определенную специфику, заключающуюся в том, что хобот рассматривают как упругий элемент, податливость которого зависит от моментов, создаваемых деформирующим усилием P_D и силой тяжести ползуна G_n , и зазоров в основных и дополнительных направляющих (рисунок 2.33, *б*). Следует устанавливать такие зазоры Δ_1 в направляющих, чтобы при всех возможных положениях ползуна прогиб хобота был примерно одинаков.

В качестве критерия для суждения о достоинствах направляющих того или иного ползуна служит величина максимального удельного давления на направляющие p_{\max} , представляющая собой сумму удельного давления p_n от попереч-

ной силы N и удельного давления p_m от момента $M_{и}$, действующего на направляющую со стороны ползуна $p_{max} = p_n + p_m \leq [p]$.

Допускаемое удельное давление для бронзы $[p] = 3,5$ МПа, для чугуна $[p] = 2$ МПа, для термообработанной стали $[p] = 4$ МПа.

Для изготовления направляющих однокривошипных прессов применяют следующие материалы: антифрикционные чугуны марок АСЧ-1, АСЧ-2 с НВ 190-229, высокопрочные чугуны марок ВЧ 45-5 с НВ 170-207 и чугуны СЧ 20, СЧ 25, бронзы БрАПЖ6Н6, Бр05Ц5С5, а также капрон и текстолит в зависимости от действующих удельных усилий.

Для быстроходных прессов (при частоте ходов более 200 в минуту) применяют латунные планки.

Шероховатость поверхностей трения направляющих $Ra \leq 1,25$ мкм.

Ползуны рассчитывают на прочность по методикам сопротивления материалов. Расчет однокривошипных прессов на прочность проводят на номинальное усилие P_n , поскольку, хотя в быстроходных кривошипных прессах ползун испытывает при соприкосновении с заготовкой удар, усилие его не превышает $1/3P_n$. Для призматических ползун без дополнительных направляющих проверяют сжимающие напряжения в опасном сечении ползуна под шатуном

$$\sigma_{сж} = \frac{P_n}{F} \leq [\sigma_{сж}],$$

где $\sigma_{сж}$ – допускаемое напряжение сжатия в опасном сечении ползуна; F – площадь поперечного сечения ползуна между нижней головкой шатуна и штампом в наиболее опасном сечении.

У ползун с дополнительными направляющими проверяется прочность опасного сечения хобота от суммарных напряжений изгиба в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Ползуны однокривошипных открытых прессов изготавливают из чугуна марки СЧ 20 с твердостью поверхности трения. В качестве материалов ползун используют также модифицированные чугуны марок СЧ 35 и СЧ 40, высокопрочные чугуны марок ВЧ 50-2, ВЧ 45-5, а также стальное литье 35Л и стальной прокат из стали марки Ст3.

Ползуны с большой поверхностью зеркала листоштамповочных прессов изготавливают сварными из стали марки Ст3. Ползуны с дополнительными направляющими КГШП, холодновысадочных автоматов и ГКМ изготавливают из стального литья (легированного или углеродистого).

Уравновешиватели применяются в вертикальных прессах с верхним приводом для предотвращения опускания ползуна в случае неисправности тормоза, более плавной работы привода и снижения затрат энергии на холостой ход ползуна. Наличие уравновешивателя обеспечивает постоянную выборку зазоров в одну сторону, что приводит к более равномерному ходу. В случае отсутствия уравновешивающего устройства при смене направления движения ползуна зазоры будут выбираться с ударом. Уравновешивающее устройство поддерживает детали кривошипно-ползунного механизма в таком состоянии, что зазоры между ними с рабочей стороны все время оказываются выбранными. Вес под-

вижных частей пресса (ползун и шатун) составляет примерно 0,45 % – 0,55 % от номинального усилия пресса P_H . Уравновешивающее устройство снижает вредное действие инерционных сил подвижных частей пресса.

Уравновешивающие устройства в большинстве случаев выполнены в виде пневматических цилиндров, к штокам которых за хвостовую часть или за специальные приливы с тыльной стороны крепят ползун (рисунок 2.31). В ножницах, чеканочных прессах иногда применяются пружинные уравновешиватели. Постоянное давление сжатого воздуха в пневмоцилиндрах или сила упругости пружин уравновешивает силу тяжести ползуна и выбирает зазоры в узлах и звеньях подвижных частей главного исполнительного механизма пресса, движение которого становится плавным и динамически уравновешенным. Во время рабочего хода поршень пневмоцилиндра вытесняет сжатый воздух в специальный баллон – ресивер пресса, а при возвратном ходе воздух возвращается из ресивера в цилиндр уравновешивателя (под поршень), удерживая ползун в поднятом положении.

При расчете уравновешивателя определяют давление воздуха в пневматическом цилиндре и его диаметр. Расчетная нагрузка $G_{\text{рас}} = G_{\text{п}} + G_{\text{и}}$, где $G_{\text{п}}$ – вес ползуна с подвижными частями и верхней частью штампа; $G_{\text{и}}$ – составляющая от инерционных усилий.

В универсальных прессах уравновешиватели устанавливают, начиная с усилия 160 кН. В быстроходных прессах с частотой 150 ходов в минуту и более уравновешиватели необходимо применять при меньших номинальных усилиях.

Механизмы регулировки хода ползуна предназначены для обеспечения нормального технологического режима при изменении типа технологической операции (переход от вырубki к гибке, от вытяжки к пробивке). Этими механизмами оснащены универсальные прессы усилием менее 1 МН. У всех механизмов для изменения радиуса кривошипа служит эксцентриковая втулка, различия состоят лишь в способе ее вращения и методе фиксации от проворота.

Регулировка штампового пространства (закрытой высоты пресса) применяется во всех кривошипных прессах (за исключением некоторых ножниц и автоматов). Эти механизмы предназначены для компенсации упругих деформаций и износа инструмента и обеспечивают установку на пресс различной высоты инструмента (штампа). В листоштамповочных прессах наиболее распространена регулировка с помощью винтового механизма. Винт может располагаться в шатуне, при этом опора должна быть шаровой или в ползуне должно происходить вращение гайки вокруг неподвижного винта. Если винт отсутствует, длина шатуна не меняется, изменяется лишь положение точки подвеса ползуна.

Регулировать закрытую высоту, можно также поднимая или опуская стол с помощью винтового механизма (устаревшая конструкция). В настоящее время наибольшее применение нашли клиновые механизмы, обеспечивающие достаточную жесткость; в зарубежных конструкциях применяется также эксцентриковая втулка, установленная в месте соединения шатуна с ползуном.

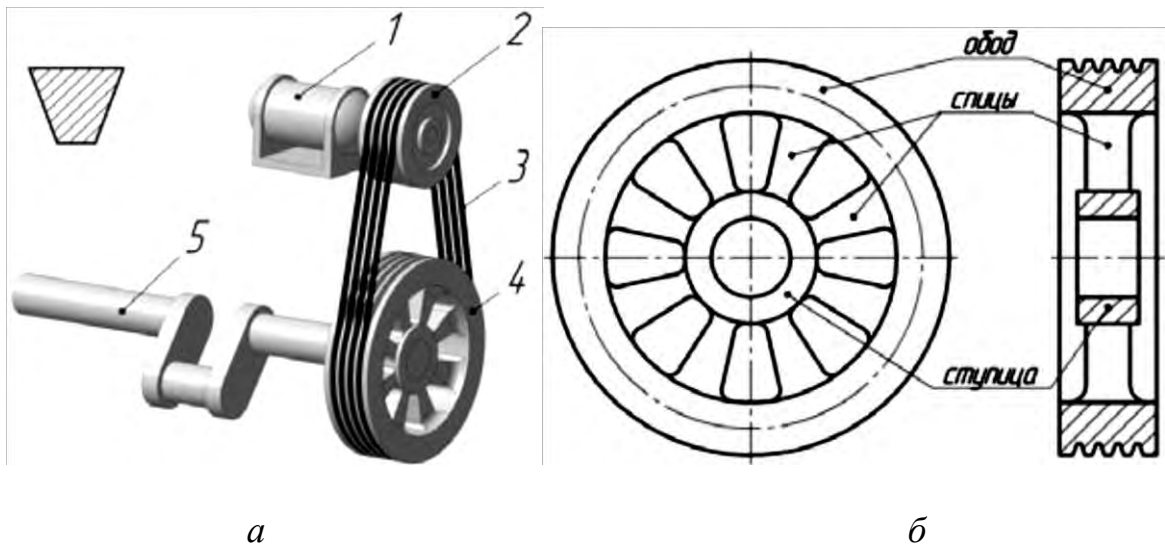
2.8 Привод и детали привода кривошипных прессов

Кривошипные прессы имеют индивидуальный привод от электродвигателя. Привод выполняется с использованием зубчатых передач (редукторный привод) и без них (безредукторный привод). Безредукторный привод, когда крутящий момент от электродвигателя передается на главный вал посредством ременной передачи, применяется в основном в однокривошипных прессах с частотой ходов ползуна более 80 мин^{-1} . Редукторный привод используется в многокривошипных прессах, где он не только уменьшает частоту ходов ползуна и увеличивает крутящий момент, но и служит для распределения мощности между валами.

Привод кривошипных прессов состоит из ведущей и ведомой частей. К ведущей части относятся постоянно вращающиеся элементы привода: вал электродвигателя, ременная передача, маховик, а также зубчатые передачи, расположенные до муфты включения. К ведомой – элементы привода, разгоняемые и останавливаемые при каждом одиночном или серии последовательных ходов пресса.

2.8.1 Клиноременная передача

В настоящее время в подавляющем большинстве конструкций кривошипных прессов вращение от электродвигателя на маховик передается клиноременной передачей (рисунок 2.34). Поперечное сечение ремня такой передачи имеет форму трапеции (клина).



а – схема клиноременной передачи; *б* – шкив-маховик
 1 – электродвигатель; 2 – шкив; 3 – клиновой ремень;
 4 – шкив-маховик; 5 – кривошипный вал

Рисунок 2.34 – Клиноременная передача кривошипного пресса

В приводе быстроходных одноступенчатых прессов передаточное число клиноременной передачи лежит в крайних пределах общемашиностроительных

рекомендаций: $i_{рп} = 6,9-10,6$. Для других типов прессов $i_{рп}$ значительно снижено, но также имеется некоторый разброс его значений, причем меньшие принимают для более быстроходных прессов данного типа. Например, для КГШП с $P_n = 6,3-63$ МН $i_{рп} = 2,5-4,5$; для двухстоечных листоштамповочных прессов $i_{рп}$ изменяется в узких пределах: от 3,0-3,5 для тихоходных и до 2,5-3,0 для быстроходных прессов.

Минимально допустимый диаметр шкива определяется соотношением $d_{шк} = D_{мх}/i_{рп}$. Его значение должно удовлетворять требованиям ГОСТ 20889-88. Уменьшение диаметра шкива по сравнению с рекомендуемыми значениями резко снижает долговечность, тяговую способность и КПД передачи.

При расчете клиноременных передач необходимо определить тип и число ремней по ГОСТ 1284-89 для передачи заданной мощности

$$Z_{рем} = \frac{N_{эл}}{C_1 C_2 N_0},$$

где $N_{эл}$ – мощность электродвигателя, кВт; C_1 – коэффициент, учитывающий угол обхвата ($C_1 = 0,56-1,00$); C_2 – коэффициент режима работы, зависящий от характера нагрузки на ползуне пресса и сменности ($C_2 = 0,78-0,51$); N_0 – мощность, передаваемая одним ремнем заданного сечения при заданной окружной скорости ($N_0 = 0,08-51,5$ кВт).

Поскольку в клиноременной передаче происходит упругое скольжение ремней (обычно для кривошипных прессов $\delta_{рп} = 0,01$), фактическая частота вращения ведомого вала

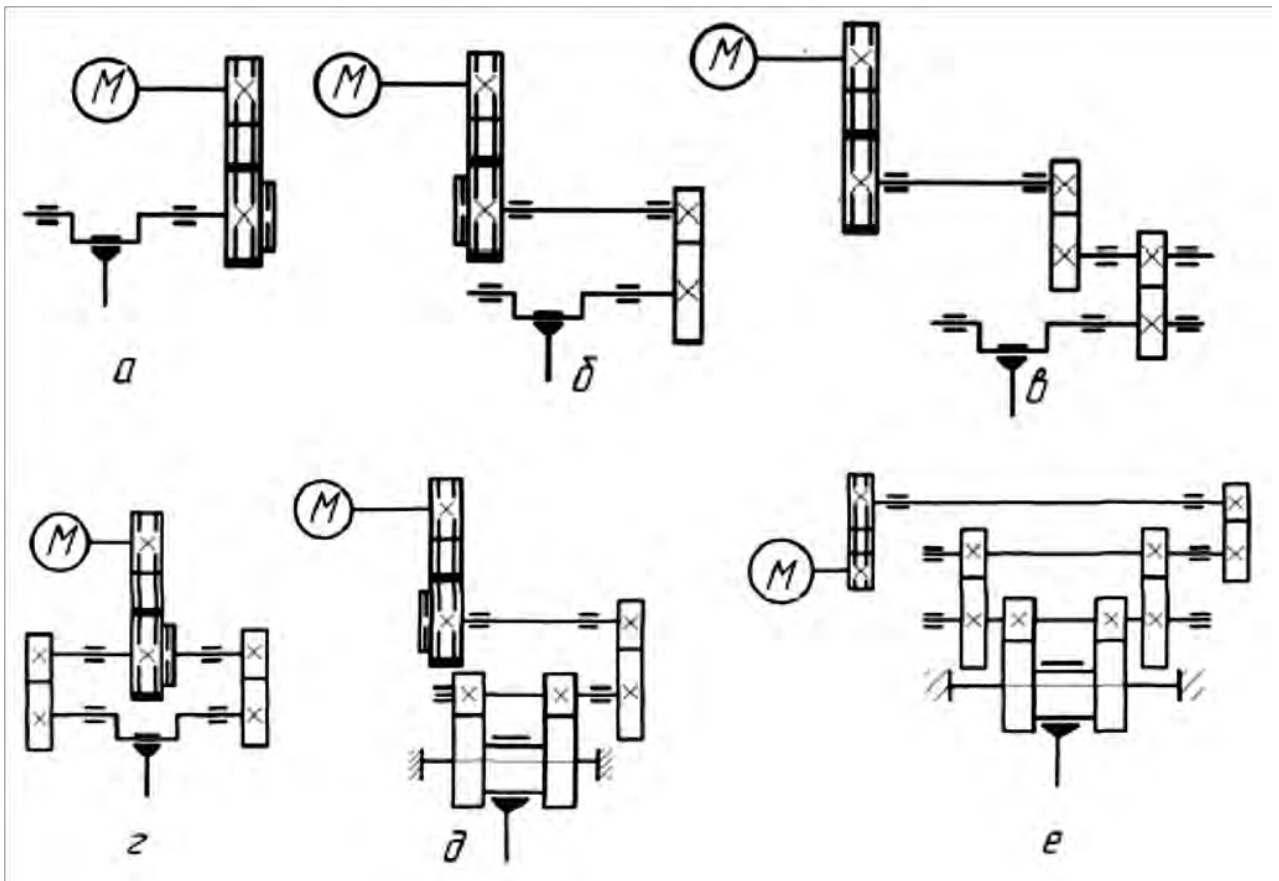
$$n = \frac{(1-\delta_{рп})n_{эл}}{i_{рп}}.$$

Данные по выбору указанных величин и порядок расчета клиноременной передачи изложены в курсе «Привод кузнечно-прессовых машин». Важным практическим указанием является то, что в консольных передачах увеличение числа ремней свыше десяти не повышает их долговечность.

2.8.2 Зубчатая передача

Привод главного вала кривошипно-шатунного механизма осуществляется от электродвигателя посредством клиноременной передачи и одной или нескольких ступеней зубчатых передач. В основном эти приводы выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми с консольной или с межопорной установкой зубчатых колес (рисунок 2.35).

Тип зубчатой передачи определяется особенностями конструкции пресса и ее назначением. Тихоходные зубчатые передачи при окружных скоростях меньше 4 м/с выполняют в основном прямозубыми. При больших окружных скоростях, для уменьшения шума и габаритов передачи, применяют косозубые или шевронные зубчатые колеса с углом наклона зубьев до 30°.



a – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый односторонний;
в – трехступенчатый; *г* – двухступенчатый двухсторонний;
д – трехступенчатый шестерне-эксцентриковый;
е – четырехступенчатый двухсторонний шестерне-эксцентриковый

Рисунок 2.35 – Приводы главных валов

Структура привода главного вала кривошипного пресса зависит от его назначения и конструктивных особенностей. По типу и конструкции привода можно выделить прессы с односторонним приводом (рисунок 2.35, *a*, *б*, *в*) и прессы с двухсторонним приводом (рисунок 2.35, *г*, *д*, *е*), в котором приводные шестерни расположены симметрично по обеим сторонам кривошипного вала. Двухсторонняя схема привода, вследствие симметричного нагружения вала крутящим моментом, обеспечивает более благоприятные динамические условия работы главного вала, повышает его жесткость и точность выполняемой операции, однако увеличивает габариты привода и всего пресса в целом, поэтому применяется в основном в мощных прессах с номинальным усилием более 2 МН.

Число ступеней зависит от частоты ходов ползуна пресса, которое определяется основными параметрами пресса, и от частоты оборотов вала электродвигателя. Рекомендуется применять электродвигатели с частотой вращения вала 1000...1500 об/мин, поскольку они обладают меньшими габаритами. Для быстрходных прессов при частоте ходов ползуна 150-200 мин⁻¹ передаточное число $i = 5-10$, т.е. возможно применение одноступенчатой передачи. Однако при большом передаточном числе необходимо применять дополнительные ступени зубчатых передач.

В трех- и четырехступенчатом приводе кривошипных прессов передаточное число распределяют по ступеням, начиная с быстроходной пары, руководствуясь соотношением $i_{\text{бх}} < i_{\text{пр}} < i_{\text{тх}}$, где $i_{\text{бх}}$, $i_{\text{пр}}$, $i_{\text{тх}}$ – передаточные числа быстроходной, промежуточной и тихоходной зубчатых передач.

Наряду с открытыми зубчатыми передачами применяют и закрытые, работающие в масляной ванне, что обеспечивает большую долговечность и компактность передачи.

Зубчатые передачи работают с переменной нагрузкой, которая зависит от типа пресса. Причины выхода из строя зубчатой передачи:

- разрушение вследствие усталости (выкрашивание контактной поверхности зубьев);
- поломка зубьев;
- износ;
- заедание передачи.

В открытых передачах чаще происходит интенсивный износ зубьев, особенно в горячих цехах, а также поломка зубьев из-за усталости. В закрытых передачах наблюдаются поломки зубьев и износ вследствие неточности монтажа, а также при попадании в масло абразивных частиц.

Зубчатая передача является вторым элементом после главного вала, ограничивающим усилие деформирования. При прочностном расчете зубчатых передач определяют усилие на ползуне, допускаемое прочностью тихоходной ступени

$$P_D = \frac{nM_K}{m_K},$$

где $n = 1$ для одностороннего привода и $n = 2$ для двустороннего; M_K – крутящий момент, допускаемый прочностью зубьев зубчатого колеса; m_K – приведенное плечо деформирующего усилия при номинальном угле α_n .

В формулу для определения допустимого усилия подставляется наименьшее значение крутящего момента, полученное в результате расчета допустимой пластической деформации зубьев, усталостной прочности зубьев колеса на изгиб или предела выносливости поверхности зубьев.

По результатам проведенных расчетов строят график усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса. Поскольку приведенное плечо m_K зависит от угла поворота α главного вала, то и усилие на ползуне $P_{\text{ЗП}}$, допускаемое прочностью зубчатой передачи, также будет зависеть от его положения. По формулам для определения усилий на ползуне, допускаемых прочностью колленчатого вала, строят кривую $P_{\text{КВ}} = f(\alpha)$. Затем через значение усилия, соответствующего номинальному усилию пресса P_n , проводят горизонталь до пересечения с одной из кривых. Заштрихованный контур и будет графиком усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса (рисунок 2.36).

Горизонтальный участок этого графика определяет необходимую прочность шатуна, ползуна и станины. График усилий по ползуну, допускаемых прочностью деталей пресса, обязательно помещается в паспорт пресса. Этот график должен перекрывать график наиболее тяжелой технологической опера-

ции, производимой на прессе. Вертикаль, проведенная через точку А, отсекает от оси абсцисс номинальный угол поворота коленчатого вала α_H .

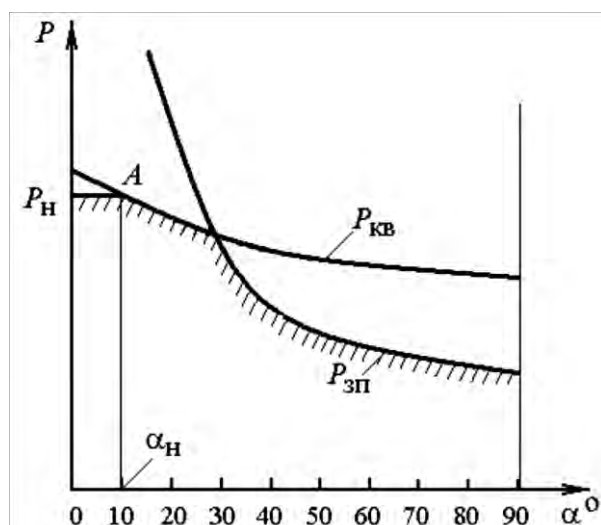


Рисунок 2.36 – График усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса

2.9 Система включения кривошипного пресса

Для соединения исполнительного механизма с приводом и передачи момента от него на коленчатый вал или, наоборот, для остановки кривошипно-шатунного механизма в заданном положении при работающем электродвигателе необходимы муфта включения, тормоз и органы управления. Система, обеспечивающая включение и выключение взаимно заблокированных муфты и тормоза при помощи соответствующих органов управления, называется системой включения пресса. От работоспособности этой системы во многом зависит надежность и безопасность эксплуатации пресса в целом.

Система включения пресса работает в тяжелых условиях, связанных с большим числом включений в единицу времени (число включений при одиночных ходах составляет pn_n , где $p = 0,12-0,75$), ограниченным временем включения и выключения, задаваемым сравнительно небольшим временем цикла. Время включения и выключения обычно не должно превышать нескольких десятых долей секунды, а в быстроходных прессах оно составляет менее 0,1 с.

Конструкция систем включения должна удовлетворять ряду требований:

- четкости и быстроте выполнения заданной последовательности включения и выключения муфты и тормоза в пределах времени одного цикла;
- абсолютной безотказности в работе, ибо ложные срабатывания того или иного элемента могут привести к тяжелым травмам обслуживающего персонала;
- возможности обеспечить работу пресса во всех режимах (одиночных, последовательных, толчковых и других ходов) и несложной переналадки при переходе с одного режима на другой;
- высокой долговечности деталей и высокой износостойкости.

2.9.1 Муфты включения

Современные конструкции кривошипных прессов снабжены муфтами включения, предназначенными для соединения привода пресса с главным валом и передачи крутящего момента от ведущей части привода на главный кривошипно-шатунный механизм, а также для отключения главного вала от вращающихся маховых масс привода. Главные особенности муфт включения прессов:

1) Передача больших крутящих моментов, порядка нескольких тысяч, а в мощных прессах до миллиона ньютон-метров (МН·м).

2) Разгон больших масс в короткий промежуток времени, исчисляемый долями секунды.

3) Работа муфты в режиме частых включений при работе на одиночных ходах пресса.

Эти особенности обуславливают большие габариты деталей муфт и необходимость принятия специальных мер по обеспечению их долговечности и износостойкости. Классификация муфт включения, применяемых в прессах, приведена на рисунке 2.37.



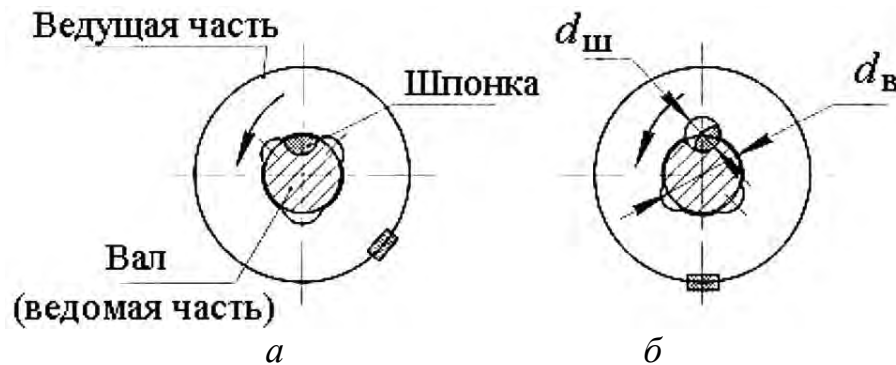
Рисунок 2.37 – Классификация муфт включения

В *жестких муфтах* ведомая и ведущая части сцепляются через жесткий элемент (кулачок, зуб, палец, шпонку). Выключение жестких муфт происходит при обратном ходе пресса. Такие муфты применяют в маломощных прессах с усилием до 1,5 МН, поскольку они рассчитаны на ограниченную величину передаваемого крутящего момента. К их положительным качествам можно отнести компактность, простоту устройства, отсутствие нагрева частей. Основной недостаток – практически мгновенное ударное включение в работу и возможность поломки сцепляющего элемента. Поэтому все жесткие муфты устанавли-

вают непосредственно у маховика на тихоходном кривошипном валу, где угловая скорость наименьшая. Кроме того, муфта отключается только в крайнем верхнем положении кривошипно-шатунного механизма, что вызывает необходимость производить наладку штампов проворачиванием маховика вручную при включенной муфте.

В современных прессах из жестких муфт, указанных в классификации, используют в основном *муфты с поворотной шпонкой*, которые нашли достаточно широкое применение для прессов малых усилий (до 160 кН) с достаточно большой частотой ходов. *Пальцевые муфты*, для которых характерно наличие скользящего пальца для соединения ведущей и ведомой частей, применяют редко и только в мелких прессах-автоматах, где они имеют малое число включений, – лишь при наладке и остановке. *Кулачковые муфты*, обладающие малой надежностью, в современных прессах почти не применяют.

Муфта с поворотной шпонкой (рисунок 2.38) более надежна в эксплуатации, передает большие крутящие моменты и обеспечивает многоразовое включение в режиме одиночных ходов пресса.



а – муфта выключена; *б* – муфта включена

Рисунок 2.38 – Схема муфты с поворотной шпонкой

Основным связующим элементом между ведущей и ведомой частью муфты является рабочая поворотная шпонка, уложенная в цилиндрический паз вала. В средней части шпонки сделана лыска, так что шпонка, уложенная в паз, составляет как бы часть вала, полностью заполняя его. Задний и передний цилиндрические концы поворотных шпонок находятся в соответствующих отверстиях. Для облегчения вращения шпонки в гнезде предусматривается ходовая посадка поворотных шпонок.

Ведущей частью муфты является маховик или зубчатое колесо с запрессованной вдоль оси втулкой включения, имеющей три или четыре цилиндрических паза диаметром, равным диаметру поворотной шпонки. Длина втулки включения на 2-4 мм меньше длины шпонки.

Расчет муфты производят из усилия смятия поверхности лыски, передающей момент на коленчатый вал. Для проверки величины крутящего момента, передаваемого поворотной шпонкой, пользуются следующим эмпирическим соотношением $M_m = 200d_{ш}^3$, где M_m – момент, передаваемый муфтой, Н·м; $d_{ш}$ – диаметр шпонки, см.

Для обеспечения условий надежной работы диаметр шпонки $d_{ш}$ принимают равным примерно 0,4 диаметра вала. Длина рабочей части шпонки $l_{ш} = 3d_{ш}$. Шпонки изготавливают из сталей марки 40ХН или 50ХН твердостью 50...55 HRC. Иногда применяют инструментальные стали марки У7 или У8. Втулку включения изготавливают из стали марки 45 твердостью 40...45 HRC.

Недостатком всех жестких шпонок является кратковременность периода включения, вследствие чего динамические моменты могут превысить расчетные значения. Проверку на динамический момент следует производить лишь при окружных скоростях центра поворотной шпонки, превышающих значения 0,8 м/с.

Более совершенны *фрикционные муфты*. Фрикционные муфты обладают плавным процессом включения, возможностью включения и выключения при любом положении коленчатого вала, что обеспечивает работу в режиме толчковых ходов. Пределы величины передаваемого момента для фрикционных муфт практически неограниченны. Необходимо отметить, что габариты, масса этих муфт значительно больше, чем у жестких муфт, конструкция их сложнее, а стоимость выше.

Цилиндрические муфты большого распространения в прессах не получили. Недостаток конструкции *конусных муфт* заключается в ограничении передаваемого момента, поэтому их применяют лишь в прессах небольшого усилия при малом числе ходов.

Наиболее распространены и универсальны многодисковые *фрикционные муфты*, которые применяются в мощных прессах почти всех типов. Фрикционные дисковые муфты удобны тем, что они не ограничивают число оборотов, могут передавать практически любой по величине крутящий момент, обеспечивают плавное безударное включение и позволяют передавать крутящий момент на главный вал при любом угле поворота кривошипа. Работа фрикционной муфты основана на трении, возникающем между ведущими и ведомыми дисками с накладками или вставками из материала с высоким коэффициентом трения (фрикционного материала).

Наряду с перечисленными положительными качествами фрикционные муфты имеют ряд недостатков:

- конструктивную сложность и громоздкость;
- потребность в значительных силах сжатия дисков при включении;
- нагрев трущихся поверхностей в режиме частых включений.

Для отвода тепла предусмотрено увеличение поверхности кожуха сцепления за счет ребер, а также специальные окна, через которые происходит охлаждение муфты.

Конструкция муфты определяется принятым механизмом управления и методом передачи энергии для создания усилия смыкания фрикционных поверхностей.

Для удобства ремонта муфты устанавливаются на валу консольно. При этом вместе с тормозом они блокируются либо непосредственно, либо посредством системы управления. Большие передаваемые моменты и необходимость быстрого действия обуславливают применение пневматических или гидравлических силовых цилиндров для управления работой муфты или тормоза. Механи-

ческие и электромагнитные устройства для этой цели применяют редко, так как они при приемлемых габаритах не могут обеспечить создание большого усилия, равномерно передаваемого на площадь нажимного диска. Наибольшее применение нашли муфты с пневматическим управлением.

Дисковые муфты бывают одно-, двух- и многодисковыми. В настоящее время наибольшее распространение получили однодисковые малогабаритные муфты с фрикционными вставками (рисунок 2.39).

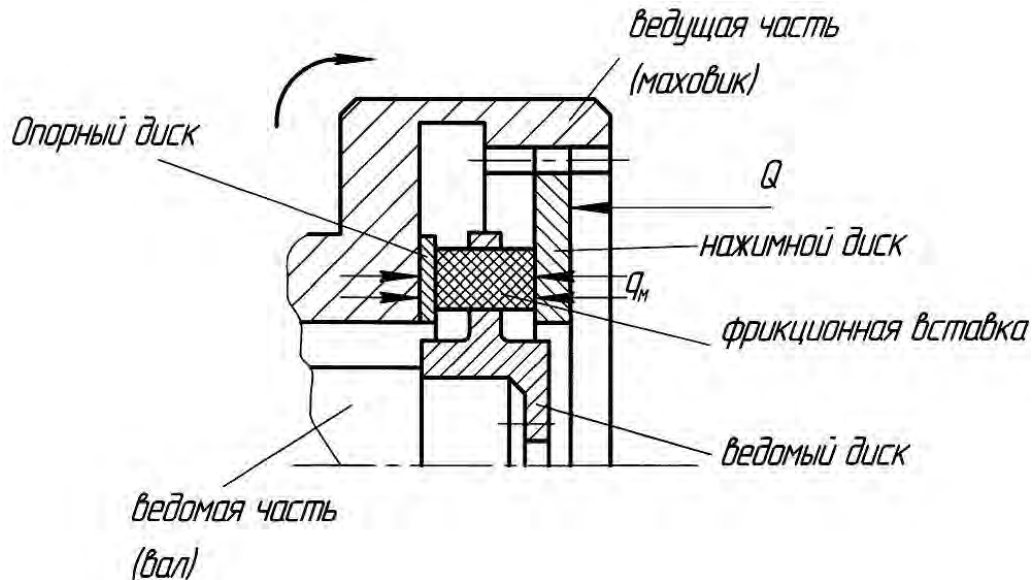


Рисунок 2.39 – Схема однодисковой муфты с фрикционными вставками

Муфта с пневматическим управлением встроена в маховик, на котором закреплены опорный диск и подводная головка, через которую подается сжатый воздух в полость кольцевого пневмоцилиндра (на схеме не показан). Поршень пневмоцилиндра перемещает нажимной диск по внутренним шлицам маховика, воздействуя на него с силой Q . Фрикционные вставки, свободно посаженные в гнездах закрепленного на конце вала ведомого диска, зажимаются между опорным и нажимным дисками, благодаря чему возникает момент трения, передаваемый на вал. При выпуске воздуха пружины (на схеме не показаны) отодвигают нажимной диск, нарушая контакт со вставками.

Работоспособность муфты во многом зависит от качества и конструкции фрикционных вставок (рисунок 2.40), которые могут быть разной конфигурации.

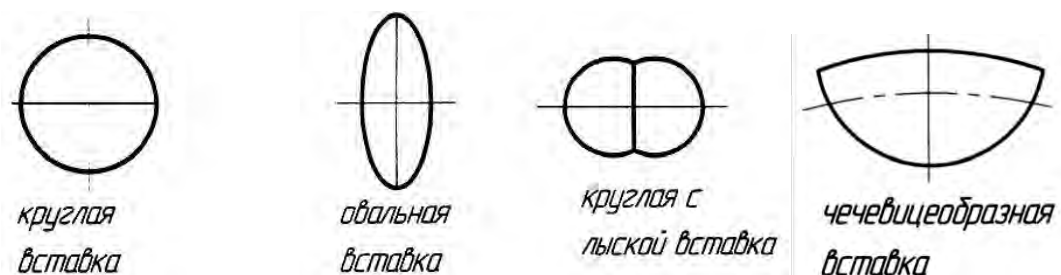


Рисунок 2.40 – Формы фрикционных вставок

Основное достоинство вставок – высокая износостойкость, сохранение фрикционных свойств при высокой температуре, легкая смена и монтаж. Форма вставок соответствует форме окон, сделанных в ведомом диске. Наиболее широкое применение нашли вставки из гетинакса (твердые), а также вставки из более эластичных материалов на асбестокаучуковой или асбестосмоляной основе (полумягкие и мягкие). В паре с поверхностями из стали марок Ст5, сталь 45 или из чугунов марок СЧ 20, СЧ 30 мягкие и полумягкие фрикционные материалы (например, ретинакс) обеспечивают стабильные условия сцепления, характеризующиеся высоким коэффициентом трения $\mu = 0,38-0,42$. Однако несмотря на довольно большие удельные усилия $q_m = 1,2 \dots 1,5$ МПа и высокий коэффициент трения, в некоторых случаях не удается создать при использовании одного ведомого диска требуемый момент (например, на горячештамповочных прессах, где момент достигает $100 \text{ МН}\cdot\text{м}$). В этом случае используются двух- и трехдисковые муфты с фрикционными накладками (рисунок 2.41).

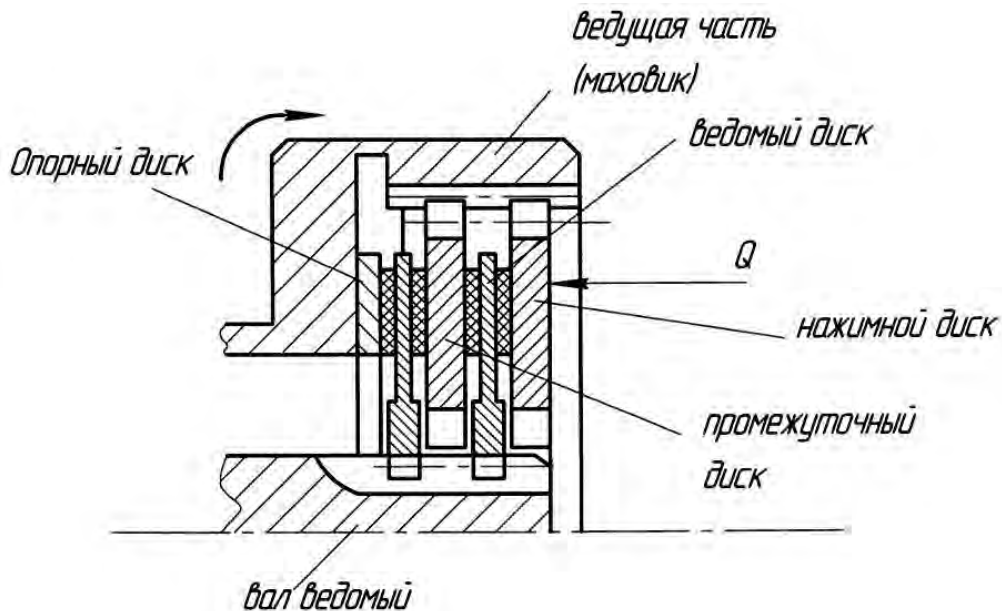


Рисунок 2.41 – Схема многодисковой муфты с фрикционными накладками

Работа многодисковых муфт аналогична работе однодисковой. Чтобы избежать трения между расцепленными дисками при холостом вращении маховика, зазор между дисками устанавливают не менее $0,5-0,8$ мм.

По условиям износа в более тяжелом положении находятся ведущие диски, поэтому их изготавливают цельными из чугуна марки СЧ 35. Ведомые диски изготавливают из стали марки Ст5 и к ним приклепывают или приклеивают фрикционные накладки в виде сплошных, секторных или полосовых пластин из листового материала феродо.

Исходным для расчета является максимальный крутящий момент M_k , действующий на валу муфты.

Расчетный момент муфты определяют из выражения:

$$M_{\text{м расч}} = \frac{\beta M_{\text{к}}}{i_{\text{м}} \eta_{\text{м}}},$$

где $\beta = 1-1,3$ – коэффициент запаса, учитывающий инерционность ведомой части, динамичность нагрузки и колебания коэффициента трения; $i_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{м}}$ – соответственно передаточное число и КПД передач от вала муфты к коленчатому валу.

Момент, передаваемый *муфтой со вставками* из ретинакса, находят из выражения

$$M_{\text{м}} = 2\mu \cdot q_{\text{м}} \cdot n_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}} \cdot R_{\text{ср}},$$

где μ – коэффициент трения, принимаемый равным 0,35; $q_{\text{м}}$ – удельное усилие, составляющее 1,5-1,8 МПа; $n_{\text{в}}$ – число вставок; $F_{\text{в}}$ – площадь рабочей поверхности одной вставки; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус вставки.

Для *муфт с обкладками* из феродо

$$M_{\text{м}} = (2/3)\pi \cdot \mu \cdot q_{\text{м}} \cdot t \cdot (R_1^3 - R_2^3),$$

где μ – коэффициент трения, принимаемый равным 0,35; $q_{\text{м}} = 0,4-0,6$ МПа при частоте вращения до 180 об/мин, $q_{\text{м}} = 0,3$ МПа при частоте вращения более 180 об/мин; t – число поверхностей трения; R_1 и R_2 – наружный и внутренний радиусы рабочих поверхностей дисков трения.

Для обеспечения работоспособности муфты необходимо, чтобы $M_{\text{м}} > M_{\text{м расч}}$.

При включении муфты часть затраченной энергии превращается в тепловую энергию, что приводит к нагреву фрикционных вставок или накладок. Нагрев до высоких температур ухудшает фрикционные свойства поверхностей, а, следовательно, повышается износ муфты и ускоряется ее преждевременный выход из строя. При большом числе включений необходимо проверять устойчивость теплового баланса муфты и температуру ее нагрева. Температура нагрева наружных поверхностей муфты не должна превышать 60...70 °С, а температура нагрева дисков – 150...200 °С.

В качестве косвенного теплового расчета муфт применяют расчет на работоспособность по показателю износа. Величину показателя износа определяют по формуле

$$K_{\text{изн}} = a_{\text{м}} \frac{J_{\text{вм}} \omega_{\text{м}}^2}{2F} p n_{\text{п}},$$

где $a_{\text{м}} = 1,05-1,15$; $J_{\text{вм}}$ – момент инерции ведомой части, приведенный к валу муфты; $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость ведущих дисков; F – площадь фрикционных поверхностей; p – коэффициент использования числа ходов; $n_{\text{п}}$ – частота ходов ползуна.

Рассчитанные по этой формуле значения показателя износа не должны превышать для однодисковых муфт со вставками из ретинакса 0,7-0,8 МДж/(м²·мин), для многодисковых муфт с накладками из феродо – 0,4-0,5 МДж/(м²·мин).

После проверки показателя износа муфты уточняют удельные усилия на фрикционные элементы и определяют диаметр пневматического поршня, исходя из того, что давление в пневмосети составляет 0,4-0,6 МПа.

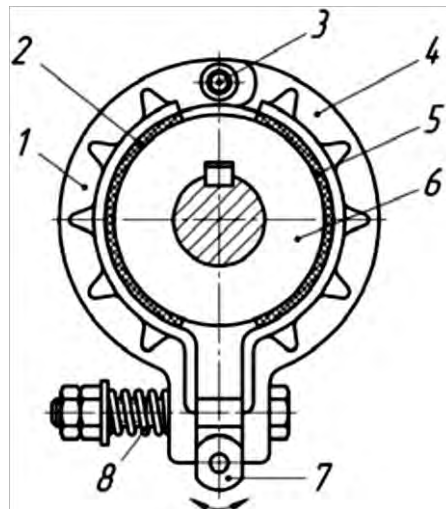
2.9.2. Тормозные устройства

Тормозные устройства предназначены для того, чтобы быстро остановить пресс в момент выключения муфты, погасить энергию вращающихся масс привода и удерживать кривошипно-шатунный механизм в период пауз между рабочими ходами прессы. В момент торможения кинетическая энергия вращающихся маховых масс привода преобразуется в тепловую энергию трущихся поверхностей по неподвижным элементам прессы. Начиная с момента включения муфты, тормоз должен быть отключен. Таким образом, тормоз и муфта включения работают в противофазе, т.е. нормальное положение тормоза включенное, а муфты выключенное.

По торможению различных частей привода и месту установки в кривошипном прессе различают два типа тормозных устройств: 1) главный тормоз, останавливающий и удерживающий главный исполнительный механизм во всех без исключения кривошипных прессах; 2) вспомогательный тормоз для дополнительного торможения остальных вращающихся частей привода, например, маховика после выключения электродвигателя в отдельных прессах с многоступенчатым приводом. Главный тормоз работает синхронно с муфтой включения, т.е. после выключения муфты торможение происходит на небольшом угле поворота ведущего кривошипного вала. Управление тормозами либо дистанционное с помощью специальных пневматических цилиндров, либо кулачково-рычажное в паре с жесткими муфтами включения.

По конструктивному оформлению поверхностей трения тормоза разделяют на колодочные, ленточные и дисковые.

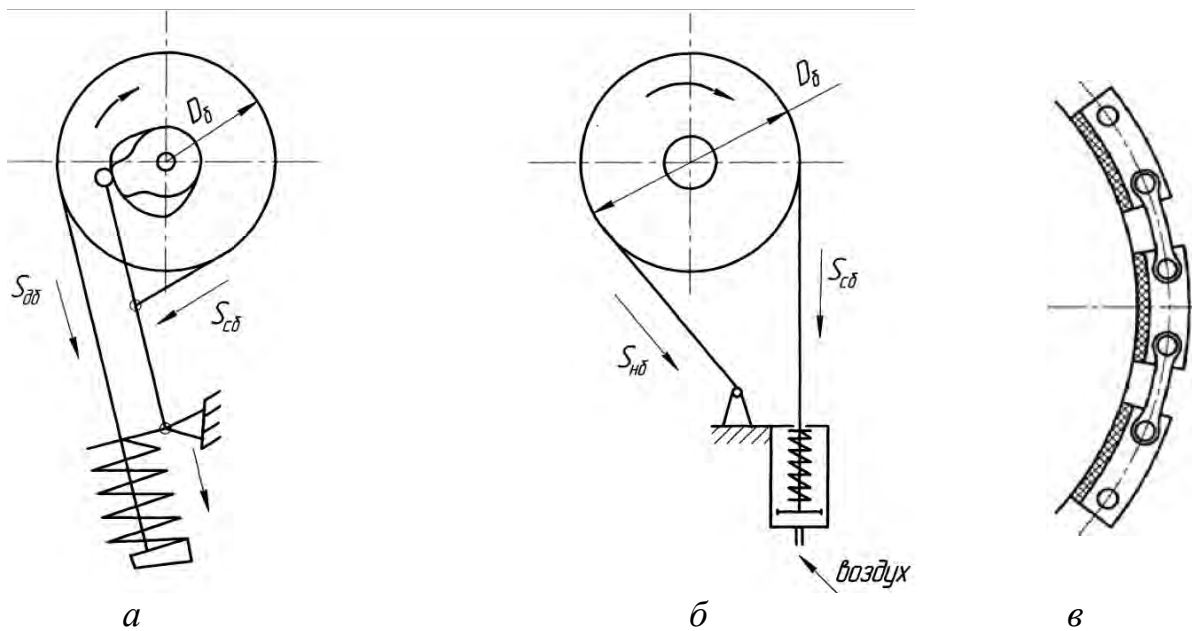
Колодочный тормоз (рисунок 2.42) устанавливают, как правило, на прессах малой мощности в паре с жесткой муфтой включения. Тормозные колодки, с одной стороны соединенные общей осью и облицованные накладками из фрикционного материала, охватывают с двух противоположных сторон тормозной барабан, установленный на торце главного вала. Необходимую силу обжатия тормозного барабана колодкам обеспечивает пружина. Растворивание происходит за счет разведения колодок кулачком, преодолевающим силу сжатия пружины. Кулачок поворачивает рычаг, связанный с рукояткой управления муфтой включения, расположенной на другом конце главного вала прессы.



1, 4 – колодки; 2, 5 – фрикционные обкладки; 3 – ось;
6 – тормозной барабан; 7 – поворотный кулачок; 8 – пружина

Рисунок 2.42 – Схема колодочного тормоза

Ленточные тормоза получили широкое распространение в вырубных листоштамповочных прессах и прессах двойного действия. В ленточном тормозе (рисунок 2.43) в качестве фрикционной пары применяют барабан с фрикционной лентой.



a – с механическим растормаживанием;

б – с пневматическим растормаживанием; *в* – шарнирно-колодочная лента
 $S_{нб}$ – набегающая ветвь ленты; $S_{сб}$ – сбегающая ветвь ленты;

D_b – диаметр тормозного барабана

Рисунок 2.43 – Схема ленточного тормоза

Ленточные тормоза применяют с механическим (рисунок 2.43, *a*) и пневматическим (рисунок 2.43, *б*) растормаживанием. В обеих конструкциях тормозной момент обеспечивается регулировкой натяжной пружины, которая вы-

ступает независимым источником энергии. Это гарантирует безопасность работы, так как торможение должно происходить независимо от перерывов в энергоснабжении или работоспособности других узлов пресса. Торможение начинается при угле поворота коленчатого вала, не доходя на $10...20^\circ$ до верхнего положения ползуна.

Ленточные тормоза устанавливают на тихоходном главном валу пресса с частотой оборотов, не превышающей 150-170 об/мин. В мощных прессах диаметр тормозного барабана достигает 1500 мм, что создает большой тормозной момент (свыше 20 кН·м), но при этом тормозная лента становится жесткой. Поэтому вместо сплошной гибкой ленты применяют шарнирно-колодочную с набором колодок, шарнирно связанных между собой (рисунок 2.43, в).

К преимуществам ленточных тормозов следует отнести простоту конструкции и легкость настройки, а также хорошую теплоотдачу от большой поверхности охлаждения вращающегося ребристого тормозного барабана. Недостаток – большая инерционность тормозного барабана.

Дисковые тормоза – более надежны, менее инерционны и обеспечивают большие тормозные моменты. Принцип работы дисковых тормозов аналогичен работе фрикционных муфт с той разницей, что в тормозе часть связана со станиной и не вращается, а другая часть вращается вместе с валом. Чаще всего тормоз устанавливается на главном валу.

Тормоз может быть жестко заблокирован с муфтой, т.е. ведущие диски сцепляются поочередно или с ведомыми дисками муфты, или с тормозными (неподвижными) дисками.

Расчет тормоза сводится к определению необходимого тормозного момента и выбору параметров силовых элементов, обеспечивающих получение такого момента.

Для ленточных тормозов задаются диаметром барабана D_b , его шириной $B = (0,3-0,4)D_b$, а затем определяют усилие пружины на сбегавшей ветви и необходимый для создания усилия растормаживания диаметр пневмоцилиндра.

Для дисковых тормозов определяют требуемое удельное усилие q_m на дисках, далее, перейдя от q_m к тормозному усилию Q , рассчитывают усилия, размеры и количество пружин, затем определяют диаметр поршня для растормаживания.

Тормоза, также как и муфты проверяют по показателю износа, который для ленточных тормозов составляет 1-1,2 МДж/(м²·мин), для однодисковых со вставками – 0,6-0,7 МДж/(м²·мин), для многодисковых муфт и тормозов с накладками – 0,3-0,4 МДж/(м²·мин).

2.10 Станины, подушки и фундаменты кривошипных прессов

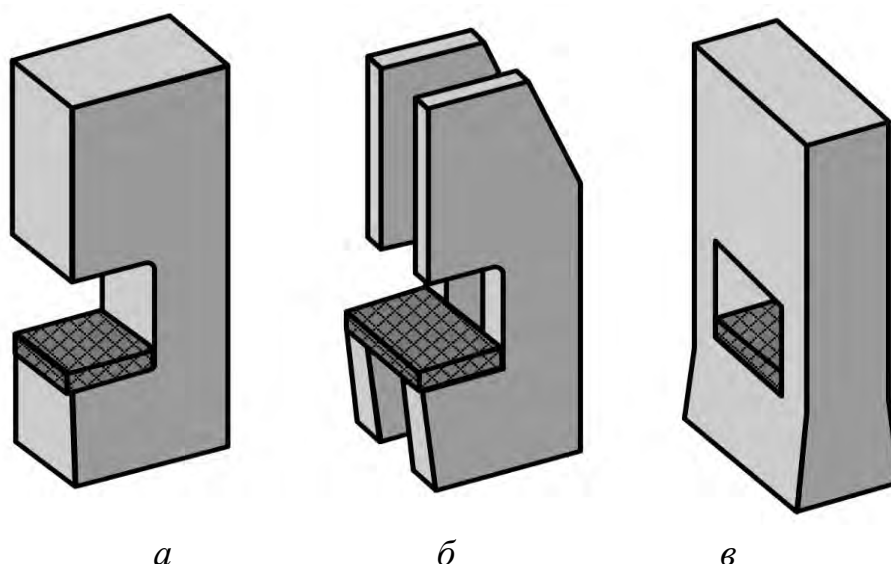
2.10.1 Станины

Станина кривошипного пресса представляет собой корпусной элемент, в котором монтируют все узлы и детали пресса. На станине крепится главный исполнительный механизм пресса, поэтому станина служит замыкающим звеном, через которое передается усилие деформирования. Размеры станин опре-

деляются в соответствии со штамповым пространством, креплением в станине главного и приемного валов, необходимостью расположения технологического инструмента и средств автоматизации.

Конструкция станин зависит от количества точек подвеса ползуна (однокривошипный, двухкривошипный или четырехкривошипный пресс), от привода коленчатого вала и расположения привода (верхнее или нижнее). Обычно станины с нижним приводом используют в основном для листоштамповочных прессов с большим номинальным усилием и для быстроходных листоштамповочных автоматов. Вертикальные станины занимают малую площадь и получили наибольшее распространение в кривошипных прессах. Горизонтальные станины применяют в ГКМ, специальных штамповочных прессах и пресс-автоматах.

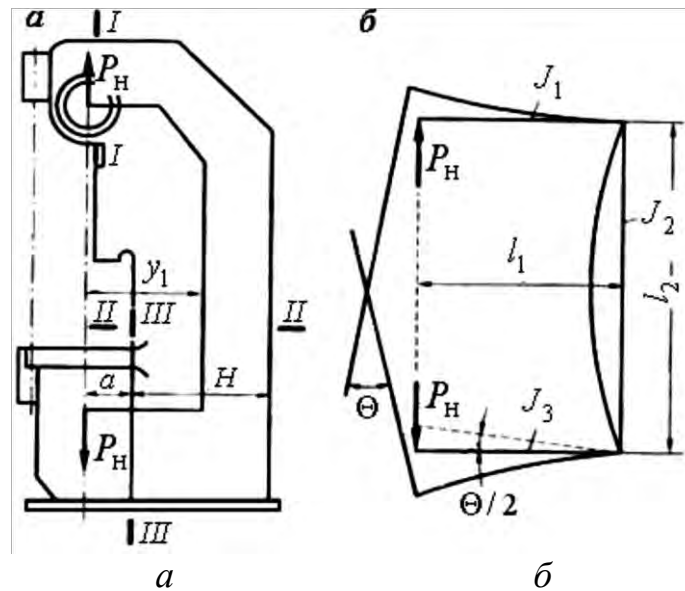
Различают: 1) станины открытого типа, которые применяются в открытых прессах (рисунок 2.44, *а*, *б*); 2) станины закрытого типа, которые применяются в закрытых прессах и КГШП (рисунок 2.44, *в*); 3) станины ГКМ; 4) станины листогибочных прессов и ножниц; 5) станины автоматов для холодной объемной штамповки.



а – одностоечная открытого типа; *б* – двухстоечная открытого типа;
в – закрытого типа

Рисунок 2.44 – Схемы станин кривошипных прессов

По расположению станины относительно направления движения ползуна прессы могут быть: вертикальными или горизонтальными с горизонтальным расположением станины. В открытых прессах станина имеет С-образную форму, штамповое пространство имеет доступ с трех сторон, что удобно для обслуживания. Однако несимметричное нагружение станины обуславливает ее значительные линейные и угловые деформации, приводящие к возникновению перекосов (рисунок 2.45).



a – схема нагружения станины; *б* – расчетная схема рамы
Рисунок 2.45 – Станина открытого типа

Станины открытого типа могут быть одностоечными и двухстоечными, ненаклоняемыми и наклоняемыми, с передвижным столом. Одностоечные станины имеют замкнутое коробчатое сечение. Одностоечные станины применяют как в прессах с небольшим усилием до 400 кН, так и с усилием до 4 МН для обработки крупногабаритных деталей. При этом применяется вставной рог или откидной регулируемый по высоте стол.

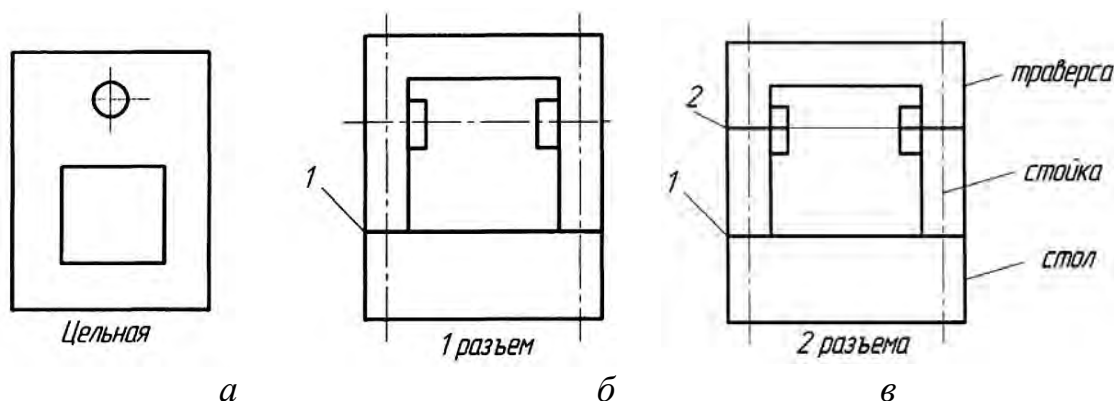
Двухстоечные станины состоят из двух несущих стоек, соединенных местными ребрами и приливами. В двухстоечных станинах размещение коленчатого вала на двух опорах снижает величину напряжений при его нагружении по сравнению с консольным расположением кривошипного вала в одностоечных. Сквозной проем между стойками на уровне штампового пространства облегчает удаление отштампованных деталей.

В наклоняемых прессах для удобства удаления штампованных деталей станина смонтирована не непосредственно на фундаменте, а на стойках. В стойках предусмотрен механизм наклона станины на угол около 30° , при наклоне отштампованные детали, расположенные на столе, легко скатываются в тару. Двухстоечные наклоняемые станины более удобны и универсальны, их применяют на прессах усилием до 1,6 МН. Ненаклоняемые двухстоечные станины применяют на прессах с усилием до 3,5 МН.

По технологическому принципу станины делятся на литые и сварные. Станины открытых прессов, изготавливаемых крупными сериями, выполняют литыми из серого чугуна марки СЧ 20 или СЧ 25. Сварные конструкции экономически выгодны при мелкосерийном и единичном производстве, что часто бывает при производстве прессов больших усилий (16...20 МН). Такие станины изготавливают сварными из листов и проката стали марки Ст 3. Преимуществом сварных станин является их высокая жесткость, что дает возможность существенно облегчить пресс в целом.

Оптимальную жесткость открытых прессов определяют по эмпирической формуле $C = 16\sqrt{P_H}$, кН/мм.

Станины закрытых прессов могут быть цельными и разъемными со стяжными шпильками (рисунок 2.46). Составные закрытые станины с П-образной стойкой арочного типа просты в изготовлении, удобны при монтаже, менее металлоемки и обладают более высокой жесткостью в сравнении станинами С-образного типа открытых прессов.



a – цельная; *б* – составная из двух частей; *в* – составная из трех частей

Рисунок 2.46 – Конструкции закрытых станин

Цельные станины закрытых прессов в основном делают сварными. Применение сварки позволяет получать при меньшей массе более высокую жесткость конструкций по сравнению с литыми чугунными конструкциями. Сварные элементы станин выполняют из толстолистового проката марки Ст 3 толщиной 10–140 мм. Цельносварные конструкции станин широко используют при производстве прессов с номинальным усилием от 400 кН до 20 МН.

Для прессов с большими габаритами станины выполняют составными из двух либо из трех частей – верхней траверсы со стойками и стола, либо из четырех частей – верхней траверсы, правой и левой стоек и стола. Станины со стойками сварно-литой конструкции применяют в мощных КГШП, с отдельно выполненными стойками – в большинстве листоштамповочных прессов закрытого типа.

Литые элементы станин выполняют из стали марок 30Л и 45Л с допускаемым напряжением $[\sigma] = (0,2-0,3)\sigma_{\text{в}}$, где $\sigma_{\text{в}}$ – временное сопротивление стали при растяжении.

Детали разъемных станин соединяют в целое специальными шпильками, изготовленными из нормализованной стали 45. Предварительное усилие затяжки шпилек должно превышать номинальное усилие пресса с тем, чтобы не допустить раскрытия зазоров в стыках составных элементов станины. Для центровки соединяемых шпильками деталей в стыках прокладывают цилиндрические шпонки вдоль и поперек фронта пресса.

Стол пресса предназначен для крепления штампа или рабочего инструмента (матрицы, пуансона), а также для установки устройств механизации и автоматизации подачи заготовок в штамп и нижних выталкивающих устройств для

удаления изделий или отходов. Стол должен обладать достаточной жесткостью, а плоскость стола должна быть строго параллельна торцовой плоскости ползуна. В столе пресса предусмотрено центральное сквозное отверстие для удаления отходов или готовых деталей при работе «на провал» при вырубке-пробивке и Т-образные пазы для крепления штампа.

Некоторые одностоечные универсальные прессы оборудованы подвижным столом для регулирования закрытой высоты пресса в широких пределах. Большинство специализированных прессов имеют неподвижный стол и снабжены набором подкладных плит для регулирования высоты штампового пространства.

Расчет станин прессов представляет сложную задачу. В связи с этим при расчете применяют приближенные методы, в том числе метод сеток, вариационные методы, методы конечных элементов и др.

Станины открытых прессов, как правило, рассчитывают по формулам прямого бруса. Большинство станин открытых прессов имеют значительно изменяющиеся поперечные сечения по высоте из-за наличия направляющих, отверстий и др. Напряжение растяжения в опасном сечении II–II (рисунок 2.45, а) рассчитывают по формуле

$$\sigma_p = \frac{M h_p}{J_{II}} + \frac{P_H}{F_{II}},$$

где M – изгибающий момент, $M = P_H \cdot y_1$. Здесь P_H – номинальное усилие; y_1 – расстояние от линии силы до центра тяжести расчетного сечения. $h_p = y_1 - a$; J_{II} – момент инерции сечения II–II; F_{II} – площадь опасного сечения станины.

Для определения деформации открытого пресса в качестве расчетной схемы принимают незамкнутую раму (рисунок 2.45, б). В таком случае суммарное перемещение по линии действия номинального усилия определяется как сумма линейных и угловых деформаций длин l_1 и l_2 участков рамы в опасных сечениях I–I, II–II и III–III под действием номинального усилия P_H .

Цельные станины закрытого типа рассчитывают как симметрично нагруженную раму, в которой реальные детали заменены стержнями постоянного сечения (рисунок 2.47, а). Затем строят суммарную эпюру изгибающих моментов, один из возможных вариантов которой представлен на рисунке 2.47, б.

При расчете приводят реакции опор главного вала к центрам тяжести сечения стоек, т.е. переносят силы $0,5P_H$ на осевую линию вертикальных стержней рамы. Перенос компенсируется изгибающим моментом

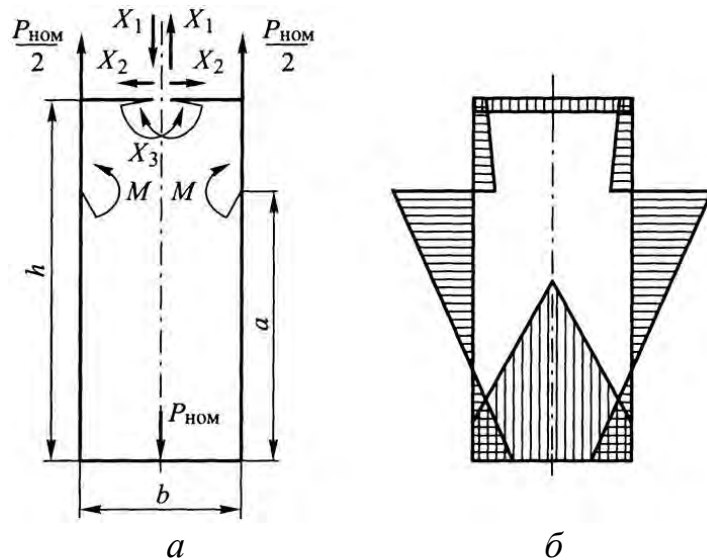
$$M = P_H \frac{b-l}{4},$$

где l – расстояние между опорами главного вала.

Дальнейшее решение ведут методами, известными из курса сопротивления материалов: устанавливают наибольшие напряжения (растяжения или сжатия) в опасных сечениях и сравнивают их с допускаемыми:

$$\sigma_p = \frac{N}{F} + \frac{M_{max}}{W} \leq [\sigma],$$

где N – сжимающая или растягивающая сила, действующая в опасном сечении; F – суммарная площадь этого сечения; M_{max} – максимальный изгибающий момент; W – суммарный момент сопротивления изгибу.



a – схема нагружения станины; b – вид эпюры изгибающих моментов

Рисунок 2.47 – Расчетная схема станины закрытого типа

Суммарная деформация станины в вертикальном направлении складывается из прогиба траверсы $\delta_{тр}$ от изгибающего момента, удлинения стоек $\delta_{ст}$ от растягивающей силы и прогиба стола $\delta_{стол}$ от изгибающего момента и поперечной силы

$$\delta_v = \delta_{тр} + \delta_{ст} + \delta_{стол}.$$

Действием изгибающего момента на стойки можно пренебречь, так как он вызывает лишь их искривление (сближает между собой) и не влияет на деформацию системы по вертикали.

В настоящее время для наиболее часто применяемых типов рам вычислены значения моментов в характерных точках.

Расчет разъемных станин сводится к расчету стяжных шпилек и проверке напряжений затяжки в стойках. При этом задаются числом стяжных шпилек, которое обычно принимают равным четырем. По эмпирическим формулам в зависимости от типа прессы и номинального усилия P_H , кН определяют диаметр стяжной шпильки в опасном сечении d_1 , мм. Для универсальных листоштамповочных прессов $d_1 = 0,21\sqrt{P_H}$. Для двухкривошипных и четырехкривошипных прессов и листоштамповочных автоматов $d_1 = 0,24\sqrt{P_H}$, для чеканочных прессов $d_1 = 0,19\sqrt{P_H}$.

Затем определяют усилие затяжки $P_3 = \varphi_3 P_H$. Значения коэффициента затяжки φ_3 выбирают в зависимости от типа прессы.

Далее определяют напряжение затяжки в шпильках $\sigma_{шп} = \frac{P_3}{\pi d_1^2}$.

Для определения угла поворота гайки при затяжке находят деформации шпилек и станины.

Для затяжки шпилек завертывают гайки до отказа, делают риски на каждой гайке и станине, на станине отмечают меткой угол α_3 , на который необходимо повернуть гайку, затем шпильки нагревают и закручивают гайки на необходимый угол. После остывания шпилек станина оказывается стянутой с необходимым усилием затяжки.

2.10.2 Подушки

При применении листоштамповочного прессы простого действия для вытяжки полых изделий из листа необходимо обеспечить прижим металла в процессе деформации, в противном случае на боковой поверхности изделия появляются складки.

Подушками называются вспомогательные силовые цилиндры, которые встраиваются в стол прессы и используются для обеспечения прижима фланца вытягиваемой детали, для осуществления выталкивания изделий из нижней части штампа, а также для выполнения других технологических операций, не требующих создания большого усилия.

Подушки существенно расширяют технологические возможности прессы. В настоящее время их устанавливают практически на всех прессах усилием свыше 1 МН. Подушки необходимы в крупных двух- и четырехкривошипных прессах простого и двойного действия.

В зависимости от используемого рабочего тела в цилиндре различают подушки пневматические, гидропневматические и гидравлические. Наибольшее распространение получили простые пневматические подушки (рисунок 2.48). Такие подушки могут быть плунжерными и поршневыми, с подвижным поршнем и с подвижным цилиндром, одно-, двух- и трех-поршневыми.

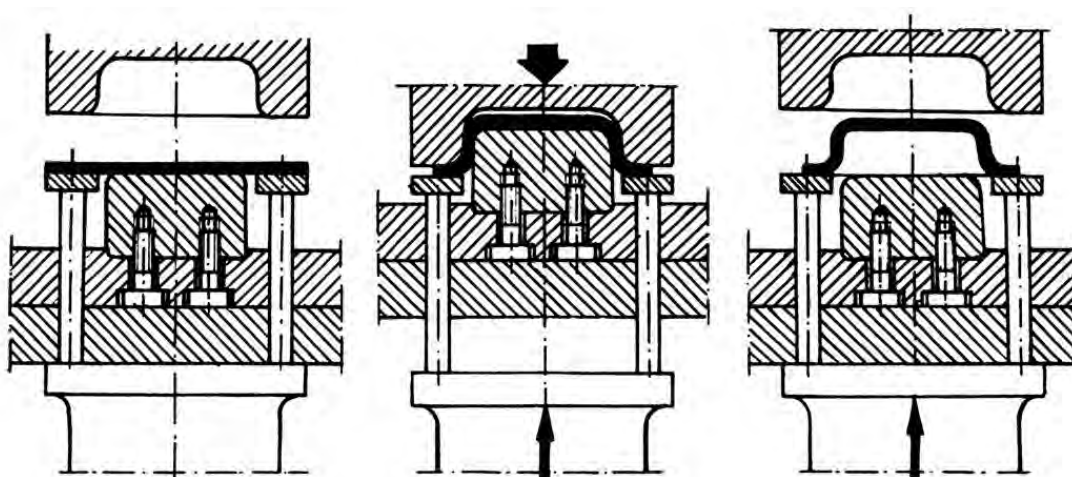


Рисунок 2.48 – Вытяжка с применением пневматической подушки

Основные параметры подушки – создаваемое усилие и длина хода. Обычно подушки имеют усилие, составляющее 6...20 % от номинального усилия пресса, а длина хода составляет около половины хода ползуна.

В двух- и четырехкривошипных прессах, у которых длина стола значительно больше ширины, размещают несколько подушек, что дает возможность более равномерно передавать усилие на детали штампа и создавать при индивидуальной регулировке каждой подушки неравномерный зажим фланца, необходимый при вытяжке не осесимметричных деталей.

Расчет пневматических подушек производится следующим образом. По заданному усилию и давлению воздуха определяют площадь поршня с учетом потерь на трение. Диаметр трубопровода выбирают исходя из того, что скорость воздуха, определяемая из условия неразрывности струи, не должна превышать 10-20 м/с.

Гидропневматические подушки используют в однокривошипных прессах простого действия. Наличие таких подушек превращает этот пресс в пресс двойного действия. Гидропневматические подушки применяют также в прессах двойного действия для вытяжки деталей сложной конфигурации. Такие подушки имеют достаточно компактную конструкцию и значительное усилие прижима фланца заготовки при вытяжке.

2.10.3 Фундаменты

В настоящее время существует два способа установки прессов: на фундамент или непосредственно на пол. Фундаменты кривошипных прессов бывают индивидуальные и групповые.

Индивидуальные фундаменты применяют практически для всех типов кривошипных прессов, они бывают монолитные и сборные. Монолитные выполняют напольными и углубленными, сборные, как правило, углубленные (рисунок 2.49).



Рисунок 2.49 – Типы фундаментов

Групповые фундаменты строят при серийном и массовом производствах деталей, когда кривошипные прессы образуют производственную линию или участок.

Напольные фундаменты применяется для кривошипных прессов, производящих незначительное давление на грунт. Напольные фундаменты по своему

устройству просты и удобны для монтажа и демонтажа прессов, а также позволяют легко и быстро производить их перестановку, изменять в случае необходимости расстояние между ними, а также устанавливая в линию дополнительные прессы, не нарушая работы всей линии. Фундаменты делаются на всем участке, где предполагается установка кривошипных прессов. Толщина фундамента зависит от массы прессы и составляет не менее 150 мм.

Индивидуальный углубленный фундамент представляет собой бетонный массив обычно прямоугольной формы, имеющий четыре колодца для анкерных болтов, углубление для размещения ресиверов и механизмов, расположенных в нижней части прессы, и приямок для доступа к механизмам прессы при их обслуживании.

В настоящее время все большее распространение получает *бесфундаментная* установка кривошипных прессов на виброопорах. На виброопорах рекомендуется устанавливать открытые ненаклоняемые двух- и одностоечные прессы усилием менее 1,6 МН и наклоняемые двухстоечные усилием менее 1 МН. На них можно устанавливать и прессы для холодного выдавливания усилием менее 4 МН.

К фундаментам предъявляются требования по обеспечению прочности и устойчивости при опрокидывании.

Расчет прочности проводят с учетом требований СНиП 2.02.05-87 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками».

Расчет устойчивости сводится к определению среднего статического давления на основание фундамента и сравнению его с допустимыми значениями.

Удельная статическая нагрузка на фундамент

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{mg}{F} \leq [\sigma_{\text{ст}}],$$

где m – масса прессы с фундаментом; g – ускорение свободного падения; F – площадь основания фундамента; $[\sigma_{\text{ст}}]$ – допустимая удельная нормативная нагрузка, зависящая от категории грунта.

2.11 Системы управления кривошипных прессов

Системы управления кривошипными прессами предназначены для пуска и остановки главного исполнительного механизма при включении или выключении муфты и тормоза привода.

Как правило, системы управления обеспечивают три режима работы: *наладочный*, *одиночные ходы* и *последовательные ходы*. При работе в *наладочном режиме* ползун прессы совершает движение до тех пор, пока нажата кнопка управления, и останавливается немедленно после ее отпускания. В *режиме одиночных ходов* пресс совершает полный рабочий цикл после нажатия кнопки «Пуск» и самостоятельно останавливается после прихода в крайнее верхнее положение. В *режиме последовательных ходов* после нажатия кнопки «Пуск» пресс совершает рабочие циклы один за другим, пока не будет нажата кнопка «Стоп».

Системы управления могут быть механическими, пневматическими, гидравлическими и электрическими, а также смешанными (электромеханическими, электропневматическими, электрогидравлическими). Наиболее широко применяют электрические, электромеханические и электрогидравлические, системы.

Все системы управления состоят из двух частей: сообщаемой, с помощью которой оператор вводит в систему ту или иную команду и исполнительной, обеспечивающей выполнение этой команды.

Сообщающая часть системы управления включает органы воздействия – кнопки, педали, и отключающие устройства (обычно путевые выключатели, управляемые системой кулачков, связанных с коленчатым валом).

Исполнительная часть в зависимости от того, какая система конкретно используется, включает систему пружин, рычагов, кулачков (механическая), пневматических (пневматическая) или гидравлических (гидравлическая) устройств.

Вне зависимости от принятой схемы система управления должна обеспечить полную безопасность работы на прессе. С этой целью при работе на одиночных ходах очередной ход машина может совершить *только после того*, как оператор подаст новую команду. Для этого он должен отпустить и снова нажать на элемент воздействия (кнопку педаль, рукоятку). После окончания рабочего цикла ползун должен остановиться в крайнем верхнем положении независимо от того, отпустил ли оператор элемент воздействия или продолжает удерживать его в нажатом состоянии.

Во время движения ползуна вниз обе руки оператора должны находиться вне штампового пространства. Для этого обычно предусматривают двурукое включение, занимающее обе руки рабочего на время поворота кривошипа на угол до 150° с начала хода. В случае если оператор отпустит хотя бы один элемент воздействия раньше, ползун должен немедленно остановиться. С целью обеспечения безопасности системы должны гарантировать невозможность самопроизвольного перехода с одного режима работы на другой. Такое переключение должно требовать вмешательства мастера или наладчика.

2.12 Системы смазки кривошипных прессов

Регулярная смазка всех трущихся частей – неперенное условие работы любого кривошипного пресса. Смазка уменьшает потери на трение и тем самым снижает расход электроэнергии. Кроме того, наличие смазки предохраняет детали от коррозии, уменьшает износ трущихся поверхностей, увеличивая тем самым срок службы машин и способствуя сохранению ее точности.

В современных прессах применяют в основном два вида смазки: жидкая смазка минеральными маслами и густая смазка консистентными смазочными материалами.

Жидкая смазка хорошо охлаждает трущиеся поверхности, обеспечивает более низкие коэффициенты трения, смывает с трущихся поверхностей случайно попавшие посторонние частицы. Однако жидкая смазка не применима при высоких давлениях на трущихся поверхностях и небольших скоростях движения. Она стекает с вертикальных поверхностей, загрязняет рабочее место и, по-

падая на фундамент, действует на него разрушающе. Кроме того, при жидкой смазке необходимы очень хорошие уплотнения для смазываемых узлов. Все этих недостатков лишена густая смазка, которая находит широкое применение для смазки высоконагруженных пар трения.

Обычно кривошипные машины оборудуют системами централизованной смазки. Однако некоторые точки, подвести к которым централизованную смазку сложно, требуют периодической индивидуальной смазки вручную. В качестве смазок в кривошипных машинах используют индустриальное масло, жировые солидолы и различные специальные смазки.

2.13 Вспомогательные устройства кривошипных прессов

Вспомогательные устройства, применяемые в кривошипных прессах, в зависимости от функционального назначения подразделяются на три большие группы: расширяющие технологические возможности оборудования; облегчающие наладку оборудования и штампового инструмента; повышающие эксплуатационную надежность оборудования и улучшающие условия труда.

К устройствам, *расширяющим технологические возможности оборудования*, относятся выталкиватели, прижимные устройства, переналаживаемые упоры.

Выталкиватели предназначены для отделения отштампованных изделий от подвижной и неподвижной частей инструмента. Они располагаются в ползуне или столе пресса. Жесткие выталкиватели с приводом от ползуна используют в листоштамповочных прессах и прессах для холодной объемной штамповки усилием менее 10 МН. Выталкиватели с приводом от шатуна или главного вала нашли применение в КГШП. Пневматические выталкиватели устанавливают в листоштамповочных прессах и КГШП, особенно при их работе со средствами автоматизации, когда необходимо обеспечить заданную циклограмму работы.

Прижимные устройства подразделяют на пневматические и гидропневматические подушки, пружинные буфера. Пневматические и гидропневматические подушки используют в основном в листоштамповочных прессах с целью создания дополнительного усилия для получения нужной схемы деформации деталей (прижима при вытяжке или точной резке, удержания по контуру при формовке и гибке). Иногда подушки устанавливают для поддержания отрезаемого конца заготовки, иногда они служат в качестве выталкивателей.

Переналаживаемые упоры получили применение в ножницах, гибочных машинах, особенно с программным управлением, в автоматах, работающих с непрерывно подаваемым материалом, и в ГКМ при работе с прутковым материалом. Для точного позиционирования заготовки упоры имеют грубую и точную наладку.

Отличительной особенностью устройств, *облегчающих наладку оборудования и штампового инструмента*, является то, что они не применяются во время выполнения технологических операций. К ним относятся механизмы регулировки закрытой высоты, регулировки хода ползуна, микроприводы, выдвижные столы.

Механизмы регулировки закрытой высоты применяют во всех кривошипных прессах за исключением некоторых типов ножниц и многопозиционных автоматов. Они выполняют две функции: компенсируют упругие деформации пресса и износ инструмента, имеющего различную закрытую высоту. Регулировать закрытую высоту можно, изменяя длину шатуна, а также поднимая или опуская стол с помощью клинового механизма.

Механизмы регулировки хода ползуна предназначены для обеспечения оптимального режима работы оборудования при изменении типа технологической операции, например, при переходе от вытяжки к вырубке, от вырубки к гибке и т.д. Регулировка осуществляется путем изменения радиуса кривошипа при вращении эксцентриковой втулки в шарнире шатуна с последующей ее фиксацией от проворота.

Микроприводы служат для медленного перемещения ползуна при установке штампов и отладке технологического процесса. Они состоят из электродвигателя небольшой мощности, который через червячный редуктор соединяется на время регулировки со вторым концом вала главного двигателя или через зубчатый редуктор со специальным зубчатым венцом, расположенным в маховике. Микроприводы последних конструкций способны создавать значительные усилия и даже производить наладочную штамповку.

Выдвижные столы применяются в крупных прессах для облегчения замены штампового инструмента и ускорения переналадки систем механизации и автоматизации. Схемы перемещения выдвижных столов делятся на фронтальную, фланговую в обе стороны и фланговую в одну сторону (Т-образную).

К устройствам, *повышающим эксплуатационную надежность оборудования и улучшающим условия труда*, относятся уравниватели, предохранительные устройства, устройства для вывода из распора (заклинивания), контрольные индикаторные устройства, противозумные устройства. Большая часть из них обеспечивают соблюдение требований охраны труда, т.е. нормальные и безопасные условия эксплуатации.

2.14 Открытые кривошипные прессы общего назначения

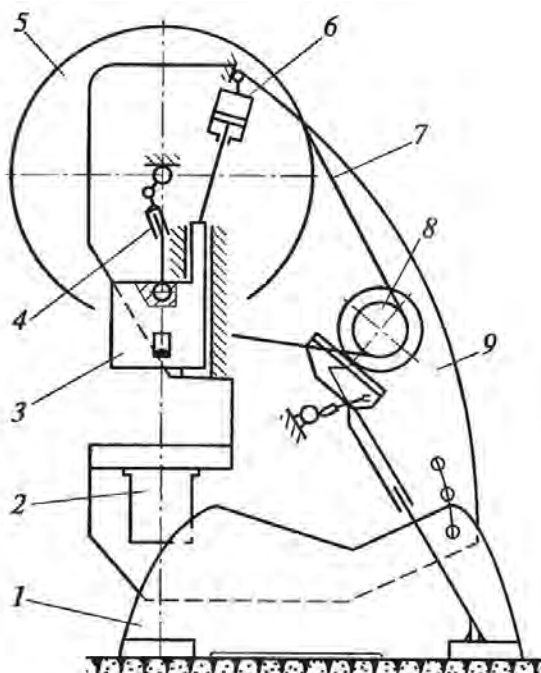
Прессы открытого типа бывают как с одностоечной станиной, так и с двухстоечной. Параметры и основные размеры кривошипных одностоечных и двухстоечных прессов открытого типа с номинальным усилием от 25 кН до 4000 кН регламентированы ГОСТ 9408.

Прессы открытого типа могут иметь наклоняемую (рисунок 2.50) и ненаклоняемую, а также наклоненную конструкцию станины. Угол наклона наклоняемой станины можно изменять до 30° , поворачивая ее вокруг шарнира в основании и закрепляя в требуемом положении. Наклоненная станина имеет постоянный, неизменный наклон. Номинальное усилие у наклоняемых и наклонных прессов из-за малой жесткости стола ограничивается 1600 кН.

В открытых прессах с номинальным усилием свыше 160 кН устанавливают уравниватели.

Привод у прессов простого действия выполняют или одноступенчатым – от электродвигателя непосредственно на главный вал, или многоступенчатым –

от электродвигателя через промежуточный вал (валы) на главный. В конструкциях прессов преобладают приводы с продольным расположением валов относительно фронта пресса.



1 – основание станины; 2 – подушка; 3 – ползун; 4 – шатун; 5 – маховик;
6 – уравновешиватель; 7 – клиноременная передача; 8 – электродвигатель;
9 – станина

Рисунок 2.50 – Схема открытого наклоняемого пресса

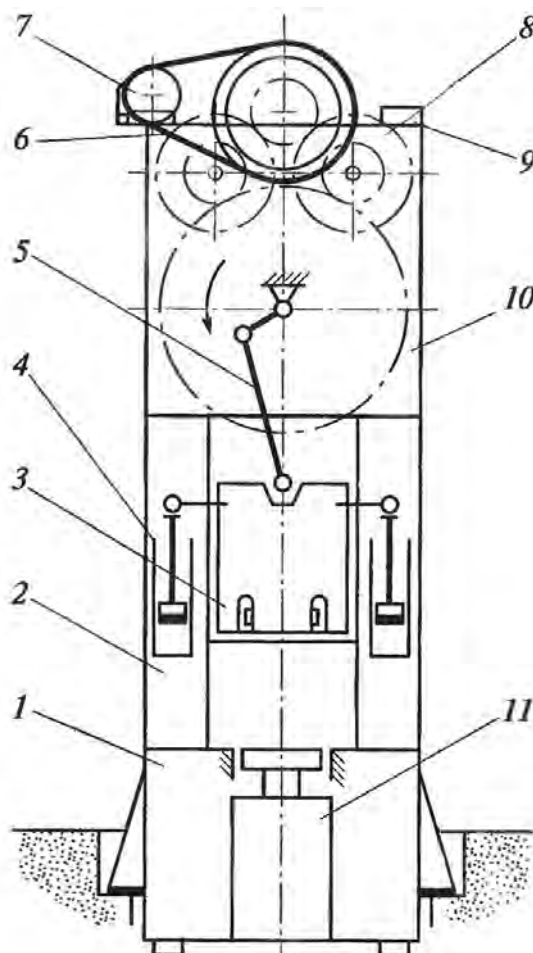
Наряду с однокривошипными, производятся и многокривошипные (многoshатунные) прессы с одним многоколенчатым валом или с несколькими одно- или двухколенчатыми валами.

Прессы открытого типа двухстоечные бывают как однокривошипные, так и двухкривошипные. Параметры и основные размеры двухкривошипных прессов с номинальным усилием от 400 кН до 4000 кН регламентированы ГОСТ 9222. Прессы выпускаются в двух модификациях: быстроходные прессы с повышенной частотой ходов и нормальным ходом, а также тихоходные прессы с нормальной частотой ходов и увеличенным ходом. Прессы оснащаются выталкивателем в ползуне и подушками в столе. Двухкривошипные прессы могут оснащаться средствами механизации и автоматизации для штамповки из ленты и штучных заготовок, что позволяет встраивать их в комплексы КШО. Прессы с номинальным усилием более 630 кН снабжены шестерне-эксцентриковым приводом.

2.15 Закрытые кривошипные прессы общего назначения

Кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа (рисунок 2.51) – наиболее обширная группа, состоящая из одно-, двух- и четырехкривошипных прессов. Для прессов этой группы характерно наличие закрытой станины рам-

ного типа. Повышенная жесткость и симметричная упругая деформация станины закрытого типа способствуют изготовлению точных штамповок и повышают стойкость инструмента. Основные параметры и размеры кривошипных закрытых прессов с номинальным усилием от 630 кН до 25000 кН регламентированы ГОСТ 10026.



1 – стол; 2 – стойка; 3 – ползун; 4 – уравниватель; 5 – шатун;
6 – клиноременная передача; 7 – электродвигатель; 8 – зубчатая передача;
9 – стяжная шпилька; 10 – траверса; 11 – подушка

Рисунок 2.51 – Схема закрытого пресса

Станины закрытых прессов с номинальным усилием более 2500 кН выполняются разъемными, состоящими из стола, стоек и траверсы, стянутыми шпильками. Прессы с номинальным усилием более 1000 кН должны изготавливаться с выдвижным столом с механизированными зажимами для ускоренной замены штампов, средствами установки и съема инструмента, механизмом выгрузки для удаления отштампованных деталей. Прессы оснащаются выталкивателями в ползуне, конструкция стола прессов всех типоразмеров предполагает возможность использования пневматических и гидропневматических подушек. Прессы могут также оснащаться средствами механизации и автоматизации для штамповки из ленты и штучных заготовок, что позволяет встраивать их в комплексы КШО.

В конструкциях приводов преобладают схемы с короткими поперечно расположенными относительно фронтальной стороны прессы валами. Прессы такого типа чаще всего имеют шестерне-эксцентриковый механизм привода или же близкий по конструкции шестерне-коленчатый механизм с бугельными колесами.

Двухкривошипные прессы предназначены для штамповки крупных деталей из листа. От однокривошипных они отличаются размерами штампового пространства. Основные параметры и размеры двухкривошипных закрытых прессов с номинальным усилием от 1000 кН до 31500 кН регламентированы ГОСТ 7766.

При производстве крупногабаритных ассиметричных деталей в целях предотвращения перекоса применяют четырехточечную подвеску ползуна при помощи четырех шатунов, расположенных по углам ползуна. При такой конструкции прессы центр давления всегда лежит внутри четырехугольника, образованного точками подвеса. Четырехкривошипные прессы имеют увеличенные размеры штампового пространства в плане и закрытой высоты по сравнению с двухкривошипными прессами. С целью удобства обслуживания и снижения высоты они часто снабжены нижним приводом.

3 КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

3.1 Горячештамповочные кривошипные прессы

КГШП предназначены для выполнения операций горячей объемной штамповки (в открытых и закрытых штампах) и характеризуются большими значениями силовых и энергетических показателей. ГОСТ 6809 регламентирует основные параметры и размеры прессов этого типа: номинальное усилие 6300-63000 кН при ходе ползуна 200-460 мм и числе ходов 40-100 в минуту.

КГШП обладают большой быстроходностью, высокой жесткостью конструкции и сравнительно небольшими размерами штампового пространства. Быстроходность прессов – высокая частота ходов и высокая скорость ползуна – обусловлена необходимостью уменьшения продолжительности контакта штампов с горячей заготовкой. Высокая жесткость конструкции отвечает требованиями к точности поковок при большом сопротивлении деформации. Жесткость КГШП в 2-4 раза превышает жесткость других прессов.

КГШП представляют собой двухстоечные однокривошипные закрытые прессы с открытым и закрытым приводом (рисунок 3.1). Конструктивное оформление станины обычно двух типов: для прессов с номинальным усилием менее 25000 кН – неразъемная цельносварная конструкция из плит; для прессов с усилием более 25000 кН – сварно-литая рамная конструкция, состоящая из литых основания и верхней траверсы, жестко соединенных сварными швами со стальными стойками из толстых плит. Замыкание рамы обеспечивают стяжные шпильки.

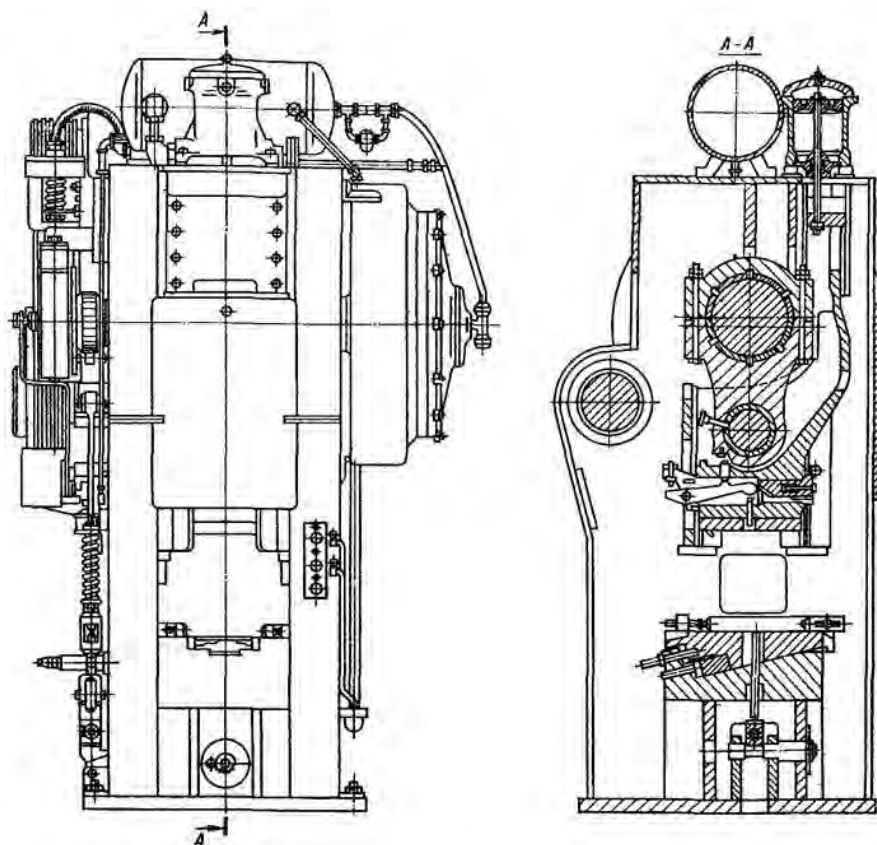
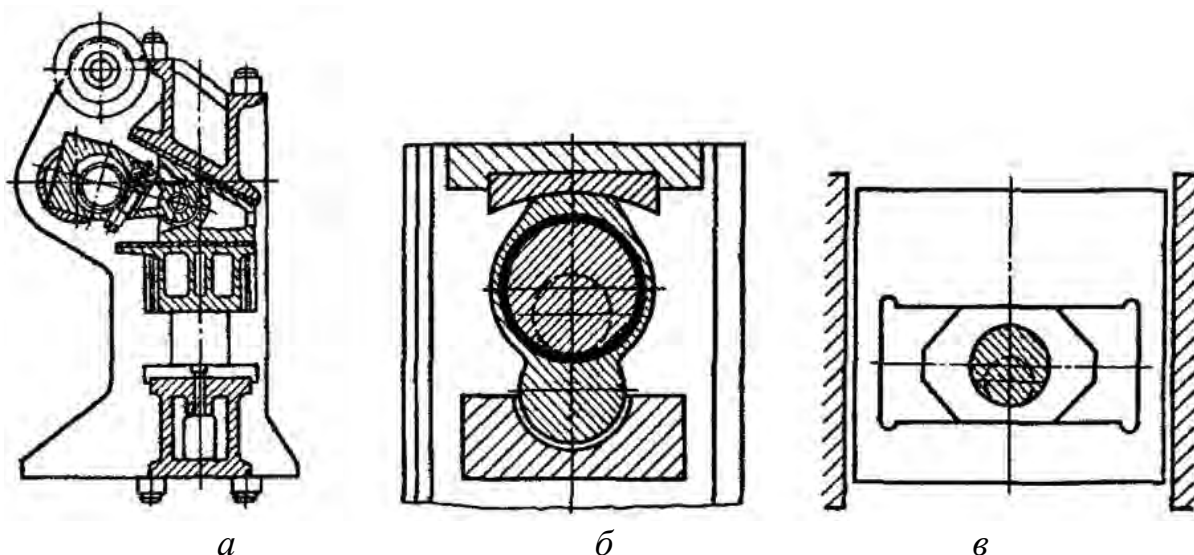


Рисунок 3.1 – Типовая конструкция КГШП

Главные исполнительные механизмы пресса могут быть кривошипно-ползунными либо кривошипно-кулисными. Главный вал обычно эксцентрикового типа.

Шатун пресса выполняют из стального литья коротким и жестким. Обычно коэффициент длины шатуна $\lambda = 0,17 \dots 0,20$. Отличительной особенностью ползуна является наличие хоботообразного прилива с дополнительными направляющими, что существенно увеличивает длину направляющей базы и способствует уменьшению перекосов и реакций, действующих на ползун при асимметричной нагрузке. Обычно соотношение общей длины ползуна к ширине его рабочей плоскости составляет 3:1.

Давление от ползуна на шатун может передаваться через ось шарнира или через цилиндрическую пяту, наружную поверхность малой головки шатуна (рисунок 3.2). Первое решение является более технологичным. На верхней части ползуна укрепляют штоки пневмоуравновешивателей.



а – с подвижным клином; *б* – с укороченным шатуном;
в – с синусным механизмом

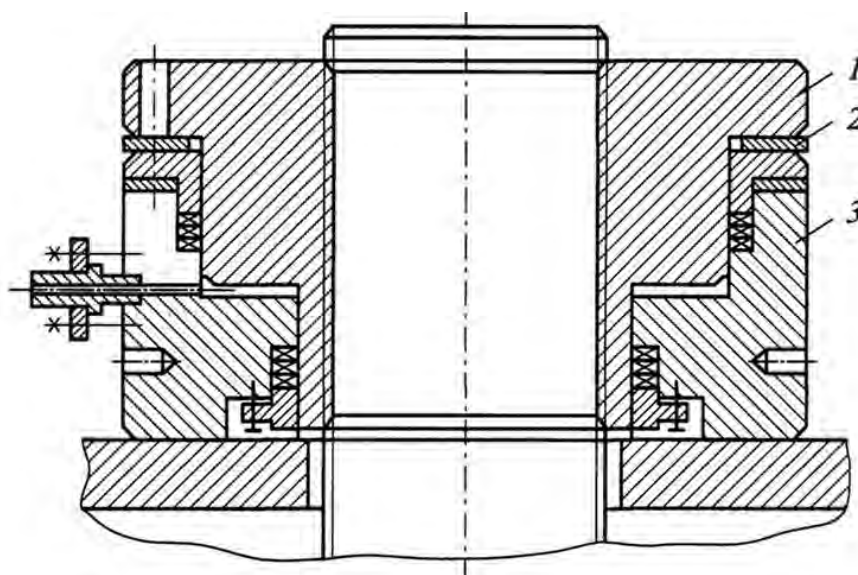
Рисунок 3.2 – Конструкции исполнительных механизмов КГШП

Привод КГШП в большинстве случаев двухступенчатый, от электродвигателя через клиноременную передачу на маховик, установленный на промежуточном валу, с которым главный эксцентриковый вал связан зубчатой передачей. Муфта включения – дисковая фрикционная с электропневматическим управлением – сблокирована с тихоходным зубчатым колесом и установлена на ведущем эксцентриковом валу. Сила тяжести подвижных частей кривошипно-ползунного механизма сбалансирована пневматическими уравновешивателями. Для КГШП характерно наличие верхних и нижних выталкивателей.

Существенные колебания усилия и затрат энергии при пластическом деформировании часто приводят к заклиниванию пресса в результате исчерпания энергетического запаса маховика и остановки ползуна в зоне углов заклинивания. Усилие при заклинивании часто превышает номинальное в 2-3 раза. Выво-

дят пресс из заклинивания при помощи клинового стола или при помощи специальных приспособлений, предусмотренных конструкцией пресса.

Наиболее эффективными для расклинивания КГШП являются гидравлические гайки стяжных болтов станины (рисунок 3.3).



1 – гайка-плунжер; 2 - полукольца; 3 - опорная втулка-цилиндр

Рисунок 3.3 – Гидрогайка для расклинивания КГШП

При заклинивании пресса в полость между гайкой-плунжером 1 и втулкой-цилиндром 3 закачивают жидкость высокого давления (до 100 МПа), в результате чего зазор между ними увеличивается, освобождая полукольца 2, которые вынимают. Затем давление сбрасывают и пуском ползуна на обратный ход расклинивают пресс. После этого вновь закачивают жидкость высокого давления, закладывают в образовавшийся зазор полукольца 2 и снова сбрасывают давление, создавая тем самым необходимое усилие затяжки гидрогайки.

3.2 Горизонтально-ковочные машины

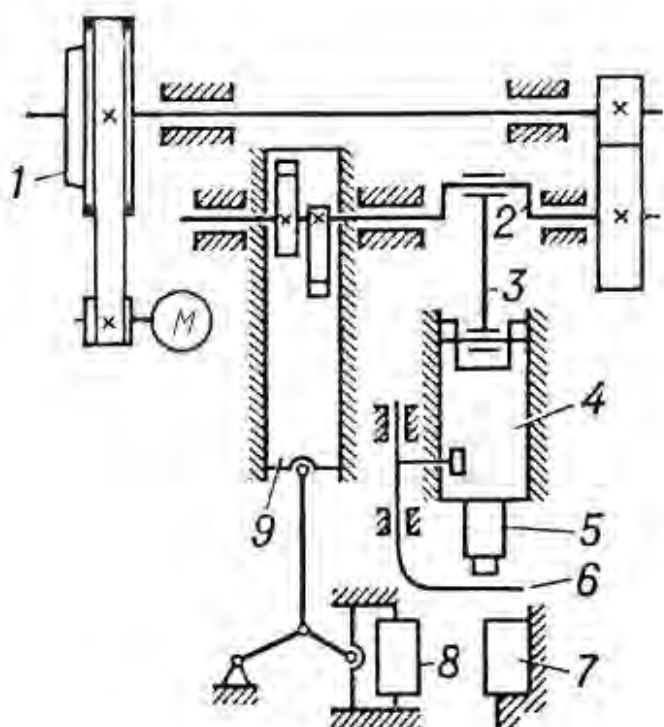
ГКМ предназначены главным образом для обработки прутковой заготовки путем высадки, глубокой или сквозной прошивки, гибки, отрезки и других процессов. Это поковки типа «стержень с головкой», высаживаемой в торец, а также поковки в одной или двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Рабочий инструмент, применяемый на ГКМ, состоит из блока пуансонов и разъемной матрицы.

Основные параметры и размеры ГКМ с вертикальным разъемом матриц регламентированы ГОСТ 7023. Номинальное усилие составляет 1600-31500 кН, ход высадочного ползуна – 200-700 мм, число ходов – 22-80 в мин.

Поковки, полученные на ГКМ, имеют малые припуски и штамповочные уклоны, не имеют заусенцев. Отход металла при штамповке на ГКМ менее 10 %, в отличие от штамповки на прессах, имеющих отход 25-30 %.

ГКМ обычно имеет горизонтально расположенный кривошипно-шатунный механизм 1-3, приводящий в действие главный (высадочный) ползун 4, в кото-

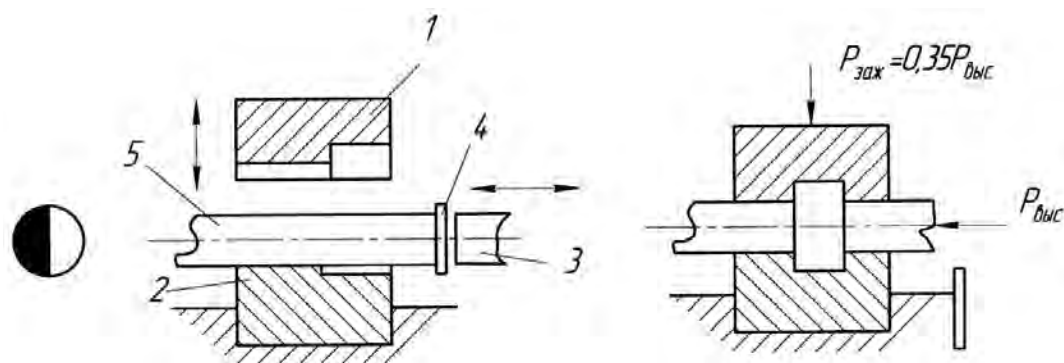
ром закреплен пуансонодержатель с пуансонами 5, и поперечный (зажимной) ползун 9 (рисунок 3.4). Одна половина матрицы 7 закреплена неподвижно в специальном гнезде станины, другая, подвижная 8, закреплена на зажимном ползуне. Зажимной ползун передвигается с помощью механизма зажима матриц. При включении машины на рабочий ход начинает двигаться как главный, так и поперечный ползун. Поперечный ползун быстрее завершает свой ход и смыкает матрицы. Только после смыкания матриц и зажима ими прутка может осуществиться собственно рабочий ход. Система зажимного механизма должна обеспечить зажатие нагретого прутка до начала его деформации пуансоном, удержание прутка в таком положении во время всего процесса деформации и в течение некоторого времени, соответствующего небольшому участку в начале обратного хода центрального пуансона.



- 1 – привод; 2 – кривошипный вал; 3 – шатун; 4 – высадочный ползун;
 5 – пуансон; 6 – упор; 7 – неподвижная половина матрицы;
 8 – подвижная половина матрицы; 9 – зажимной ползун.

Рисунок 3.4 – Схема ГKM

При работе ГKM (рисунок 3.5) нагретый конец прутка 5 вводится в пространство между подвижной 1 и неподвижной 2 половинами матрицы до подвижного упора 4. К концу хода зажимного ползуна, когда пруток 5 окажется зажатым в ручье матрицы, упор 4 автоматически отводится в сторону и не препятствует движению пуансона 3, закрепленного на высадочном ползуне. Затем осуществляется высадка; матрица размыкается, и поковка либо извлекается, либо перемещается на следующий ручей. Количество ручьев в штампе определяется технологическим расчетом для поковки и соответствует количеству пуансонов. Количество переходов может достигать до 4-5.



1 – подвижная половина матрицы; 2 – неподвижная половина матрицы;
3 – пуансон; 4 – подвижный упор; 5 – прутковая заготовка.

Рисунок 3.5 – Схема штамповки на ГКМ

У большинства ГКМ современных моделей в качестве главного исполнительного применяют дезаксиальный кривошипно-ползунный механизм, который способствует лучшему направлению главного ползуна при внецентренной нагрузке. Конструкция деталей главного исполнительного механизма определяется, как и у КГШП, повышенными требованиями к жесткости и точности движения и представляет короткий шатун с постоянной длиной, хоботообразный ползун с дополнительными направляющими и массивный одноколенчатый (реже эксцентриковый) вал. Привод машин осуществляется от электродвигателя через одноступенчатую передачу у быстроходных машин или двухступенчатую передачу у средних и крупных машин.

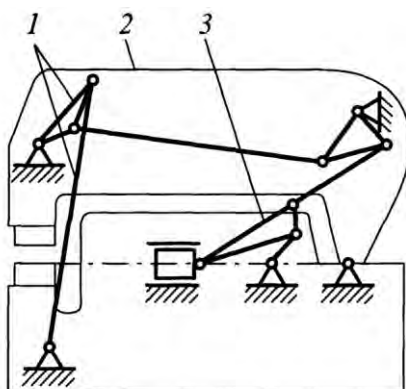
Сила зажима должна быть такой, чтобы предупредить выталкивание прутка из матрицы при высадке, обычно $P_{зж} = (0,30-0,35)P_{н}$. Для предохранения поломок машины от перегрузки по зажимному ползуну в системе зажима имеется специальное предохранительное устройство.

Все ГКМ подразделяются на две основные группы: с вертикальной и горизонтальной плоскостью разъема зажимных матриц.

При крупносерийном и массовом производстве однотипных поковок из прутка диаметром 25-200 мм подача заготовки в штамповое пространство ГКМ с вертикальной плоскостью разъема зажимных матриц затруднена. Для облегчения подачи тяжелых заготовок используют подъемные пневматические или гидropневматические столы, с помощью которых заготовка удерживается на весу, перемещается по вертикали на уровень того или иного ручья штампа. О стальные манипуляции с прутком (заготовкой) производятся вручную.

В ГКМ с горизонтальным разъемом матриц заготовка перемещается из ручья в ручей в горизонтальной плоскости, что не только облегчает условия труда, но и позволяет применять широкую механизацию и автоматизацию технологических процессов. Зажимный ползун этих машин совершает качательное или возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости. В кинематической схеме качательного зажимного механизма верхняя траверса 2, предназначенная для клещевого зажима заготовки, представляет собой рычаг, шарнирно укрепленный на станине (рисунок 3.6). Качание траверсы

осуществляется при помощи коленно-рычажного механизма 1 с приводом от третьей точки главного шатуна 3.



1 – коленно-рычажный механизм; 2 – верхняя траверса; 3 – шатун

Рисунок 3.6 – Схема зажимного механизма ГKM с горизонтальным разъемом матрицы

Движение главного (высадочного) и зажимного ползунов ГKM синхронизированы таким образом (рисунок 3.7), что размыкание матрицы происходит только после начала обратного хода высадочного ползуна, чтобы обеспечить беспрепятственное удаление изделия из штампового пространства.

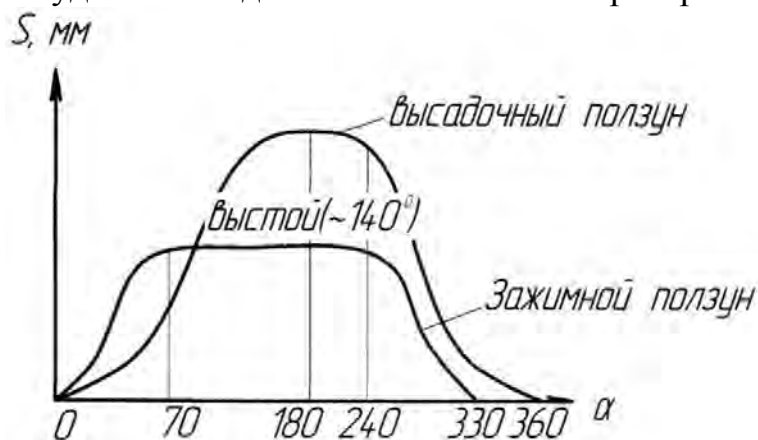
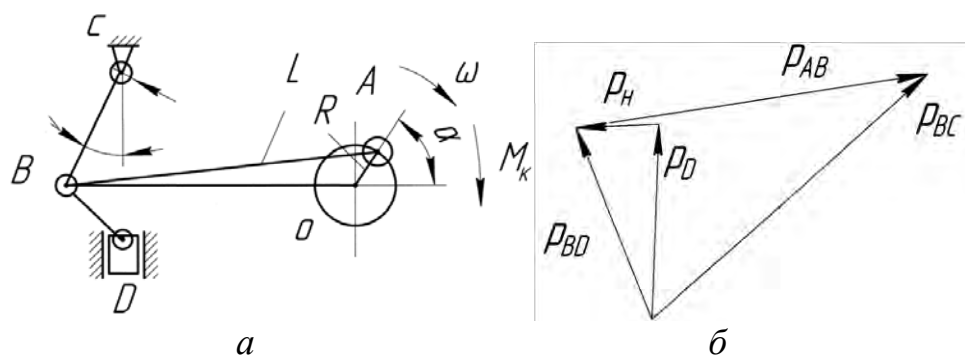


Рисунок 3.7 – Диаграмма хода главного и зажимного ползуна

3.3 Чеканочные кривошипно-коленные прессы

Чеканочные кривошипно-коленные прессы производят операции холодной и горячей штамповки, чеканки, выдавливания, рельефов и т.п. Сопротивление возникает на небольшой длине хода (рабочий ход 1-5 мм) поэтому энергия деформирования небольшая. В чеканочных прессах используется кривошипно-коленный механизм (рисунок 3.8), позволяющий при том же моменте на приводе преодолевать усилие деформации в 3-5 раз больше усилия обычных кривошипных прессов.



a – кинематическая схема; *б* – план сил

Рисунок 3.8 – Схема усилий чеканочного пресса

Для обеспечения точности калибровки пресс должен иметь высокую жесткость. Основные параметры чеканочных кривошипно-коленных прессов регламентированы ГОСТ 5384: номинальное усилие 1000-40000 кН, ход 95-200 мм, частота ходов 20-90 мин⁻¹, рабочий ход при номинальном усилии составляет 1-5 мм.

Шарниры главного исполнительного механизма чеканочных прессов изготавливаются из сталей У10, 40ХН, 50ХН с твердостью 58...60 НРС, вкладыши – из твердых бронз БрАЖ 9-4 с обеспечением циркуляционной смазки.

Угол поворота коленчатого вала α отсчитывается от положения, соответствующего нижнему положению ползуна в сторону, противоположную вращению вала. В конце перемещения ползуна (угол α близок к нулю) перемещение и скорость весьма мала, т.е. обеспечивается выдержка под нагрузкой (рисунок 3.9).

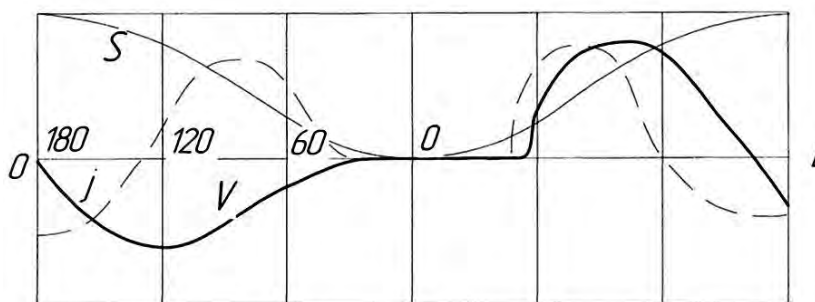


Рисунок 3.9 – Характер изменения пути S , скорости V и ускорения j ползуна чеканочного пресса

3.4. Вытяжные кривошипные прессы

Специфика процесса вытяжки и формовки листового материала заключается в необходимости получения большого рабочего хода ползуна, создание усилия прижима заготовки, обеспечение выталкивания изделия. Это требует создания специализированных прессов для вытяжки. К таким прессам относятся трехкривошипные прессы, прессы двойного и тройного действия и прессы для глубокой вытяжки.

Трехкривошипные прессы (рисунок 3.10) предназначены для осуществления операции вытяжки колпачков. В этих прессах имеется два ползуна, причем один перемещается внутри другого. Каждый ползун перемещается от кривошипа, при этом на двух кривошипах закреплен *вырубной ползун*, а внутренний ползун вытягивает колпачки. Такие прессы имеют небольшие усилия.

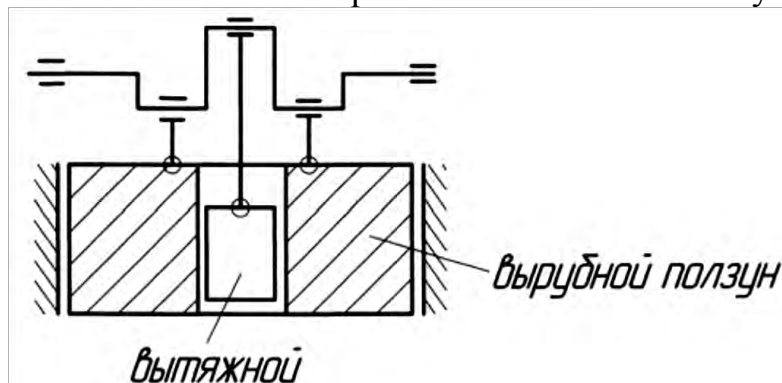


Рисунок 3.10 – Схема вытяжного прессы двойного действия

Вытяжные прессы двойного и тройного действия предназначены для глубокой вытяжки полых изделий из листовых материалов. В конструкции прессов двойного действия имеются наружный и внутренний ползуны, в прессах тройного действия – еще и дополнительный нижний ползун, перемещающийся в направлении, противоположном движению первых, для обратной вытяжки. Наружный ползун обеспечивает вырубку заготовки и прижим фланца, поэтому он должен иметь так называемый *выстой* в нижнем положении (приблизительно на половине хода внутреннего ползуна). Механизм прижима наружного ползуна обеспечивается кулачковыми парами или рычажным механизмом (рисунок 3.11).

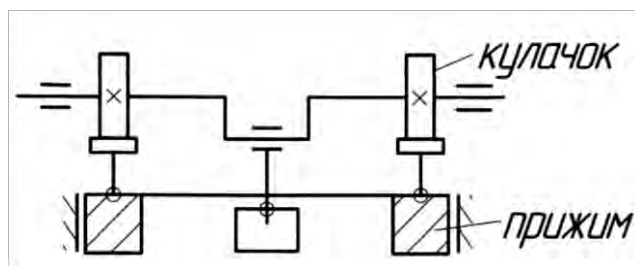


Рисунок 3.11 – Схема вытяжного прессы двойного действия с кулачковыми парами

Прижимной ползун за время *выстоя* имеет 2-3 отхода от крайнего положения на величину 0,03-0,05 мм, однако за счет упругой деформации его положение не меняется, хотя величина усилия прижима при этом изменяется (рисунок 3.12). Выстаивание наружного ползуна продолжается до тех пор, пока внутренний ползун не начнет подниматься вверх. Запаздывание отхода наружного ползуна после окончания вытяжки необходимо для того, чтобы обеспечить съём изделия с верхнего штампа (вытяжного пуансона) или беспрепятственное выталкивание из нижнего штампа. Обратный ход ползуны совершают с

разными скоростями – наружный движется быстрее и достигает крайнего верхнего положения раньше, чем внутренний.

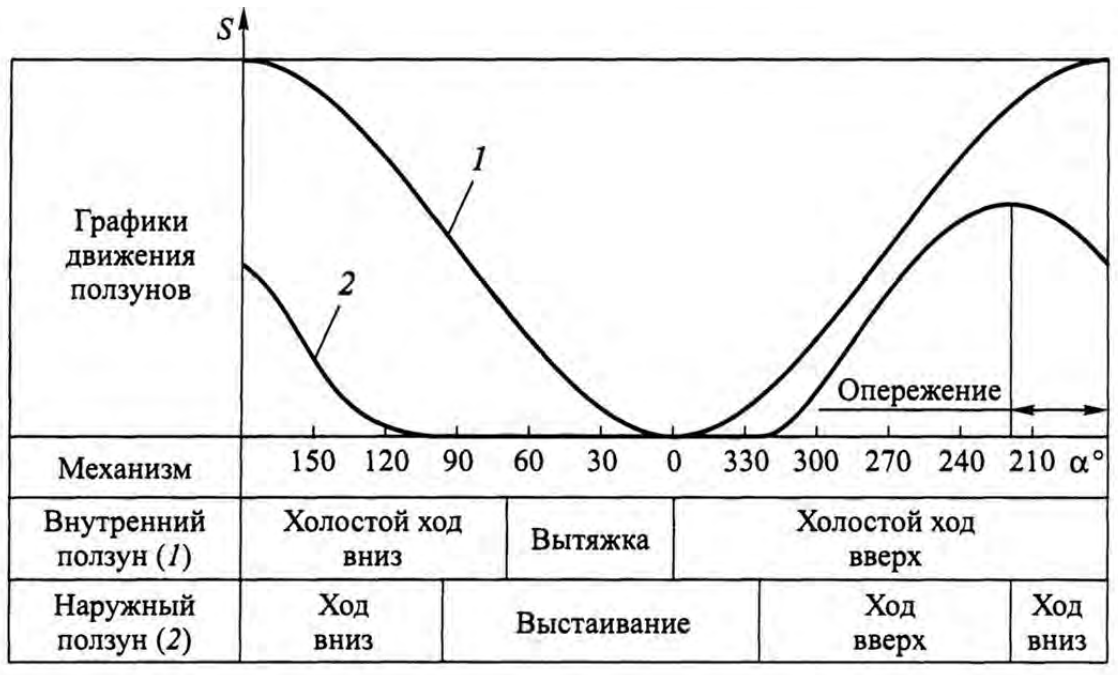


Рисунок 3.12 – Циклограмма работы вытяжного пресса двойного действия

Особенности вытяжных прессов:

- длина хода внутреннего ползуна больше чем у обычных прессов в 2 раза и более;

- скорость хода ползуна на участке рабочего хода ограничена (менее 0,4 м/с), что достигается уменьшением частоты ходов (5-15 мин⁻¹).

- применяется три ступени привода;

- длина хода наружного ползуна составляет 1/2-2/3 от хода внутреннего ползуна. Номинальное усилие на внутреннем ползуне – 630-8000 кН, на наружном ползуне – 2/3 от усилия внутреннего. Полный ход внутреннего ползуна – 280-1060 мм, наружного – 2/3 от хода внутреннего.

Прессы *двойного действия* тихоходны, поэтому в системе привода у них три или четыре ступени (первая ступень клиноременная, остальные – зубчатые). Иногда по технологическим требованиям необходим неравномерный прижим по фланцу, в связи с чем ползун подвешивают в четырех точках с возможностью индивидуальной регулировки длины шатуна. Малое число ходов вытяжных прессов является их недостатком, поэтому создают прессы, у которых скорость холостого хода (обратный ход и подход) больше рабочего, а время холостого хода в три раза меньше времени рабочего хода.

Прессы *тройного действия* представляют собой пресс двойного действия, дополненный третьим (нижним) ползуном, позволяющим производить вытяжку в направлении, обратном вытяжке верхним (вытяжным) ползуном. Такие прессы нашли применение в автомобильной промышленности для получения изде-

лей сложной формы с выпуклостями в разные стороны. Эти прессы не выпускаются серийно, а строятся по индивидуальному заказу.

Специальные вытяжные прессы применяют для создания большого хода при сравнительно небольшом усилии прессы (это патронные и снарядные гильзы). Кинематическая схема таких прессов обеспечивает увеличенную скорость обратного хода при большой величине хода ползуна (рисунок 3.13).

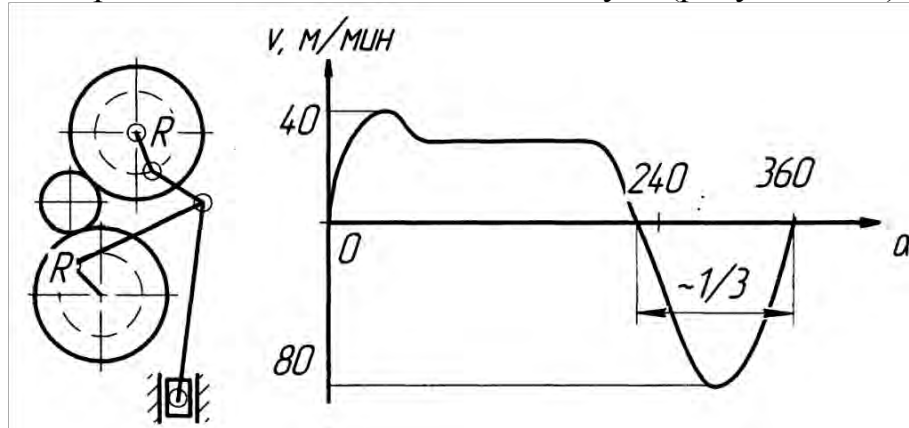


Рисунок 3.13 – Схема кривошипно-шарнирного механизма прессы для глубокой вытяжки и характер изменения скорости ползуна

Номинальное усилие специальных вытяжных прессов составляет 100...500 кН, ход ползуна – 200-500 мм, частота ходов – 40-100 мин⁻¹.

Конструкции основных узлов вытяжных прессов не отличаются от узлов универсальных кривошипных прессов.

3.5 Гибочные и правильные кривошипные прессы

Основными видами гибочных и правильных кривошипных прессов являются листогибочные прессы, горизонтально-гибочно-штамповочные (так называемые бульдозеры), вертикальные правильные и сортогибочные правильные.

Листогибочные прессы (рисунок 3.14) предназначены для изготовления различных изделий методом холодной гибки из листового и полосового материала. При использовании специального инструмента пресс может использоваться для вырубki, резки, пробивки отверстий и вытяжки. Номинальное усилие прессов 250...5000 кН, частота ходов 6-35 мин⁻¹. В последнее время листогибочные прессы с механическим приводом вытесняются гидравлическими листогибочными прессами.

Горизонтальные *гибочно-штамповочные прессы* (рисунок 3.15) используются для гибки на горячую сортового проката, на них можно выполнять также операции прошивки, высадки, резки и правки. Эти прессы выпускаются двух типов: быстроходные с небольшими усилиями и тихоходные с большим ходом.

Кроме гибочно-штамповочных прессов применяются гибочно-правильные прессы.

Расчет гибочных и правильных кривошипных прессов производится по общим правилам расчета кривошипных прессов.

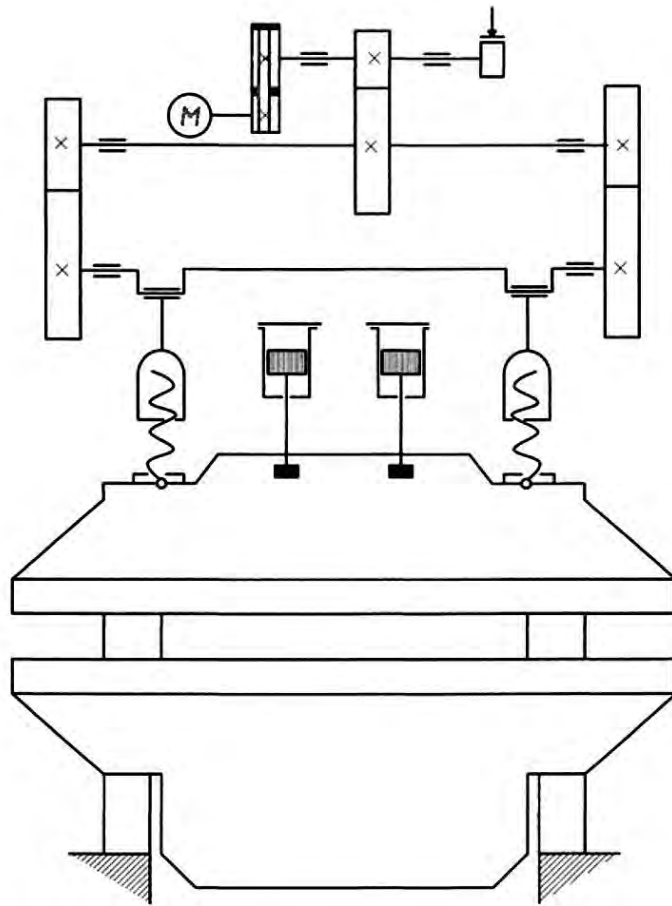
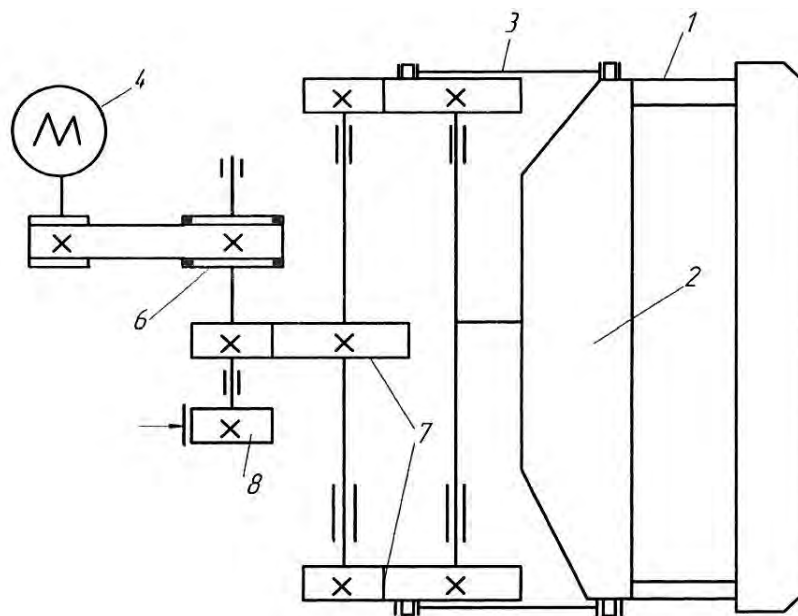


Рисунок 3.14 – Кинематическая схема листогибочного пресса



- 1 – станина; 2 – ползун; 3 – шатун; 4 – электродвигатель;
 5 – клиноременная передача; 6 – маховик с муфтой;
 7 – зубчатые передачи; 8 – тормоз

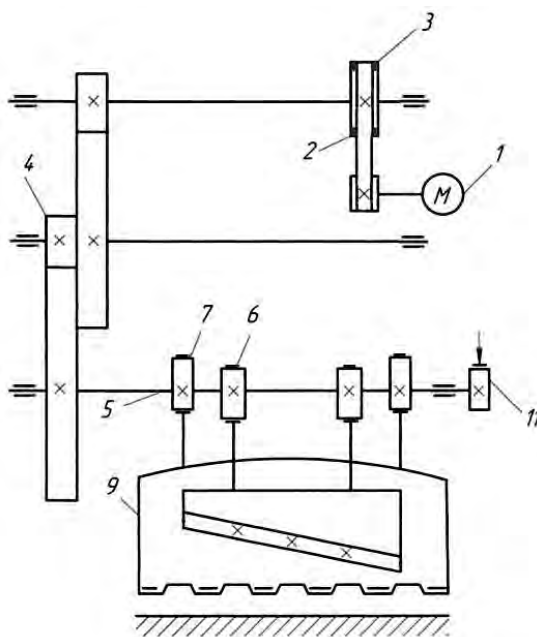
Рисунок 3.15 – Схема кривошипного гибочно-штамповочного горизонтального пресса (бульдозера)

3.6 Ножницы кривошипные

Ножницы – оборудование для разделительных операций – резки, надрезки, высечки, просечки. Резка с вертикальным движением ножа дает плохое качество реза. Ножницы с наклонным ножом к вертикали дают чистый рез и перпендикулярность к плоскости листа. Резка с наклонным движением ножа обеспечивает получение кромки листа с углом 30° для сварки. Резка может быть с постепенным врезанием ножа. Криволинейную поверхность реза можно получать на высечных ножницах.

Привод ножниц – кривошипно-ползунный и кривошипно-коленный. Кривошипно-коленная рычажная схема привода обеспечивает более высокую производительность за счет увеличенной скорости холостого хода.

Листовые ножницы (рисунок 3.16) предназначены для резки листа на заготовки. В основном это кривошипные ножницы с наклонными ножами, так называемые гильотины. Привод – от электродвигателя через клиноременную и зубчатую одно- или двух ступенчатую передачи. У малых ножниц муфта включения жесткая с поворотной шпонкой и ленточный тормоз, у больших – фрикционная дисковая муфта в блоке с тормозом. Для предупреждения опрокидывания листа при резке ножницы оборудованы прижимом. В качестве главного параметра принимается толщина разрезаемого листа 1,6-40 мм при ширине 1000-4000 мм.

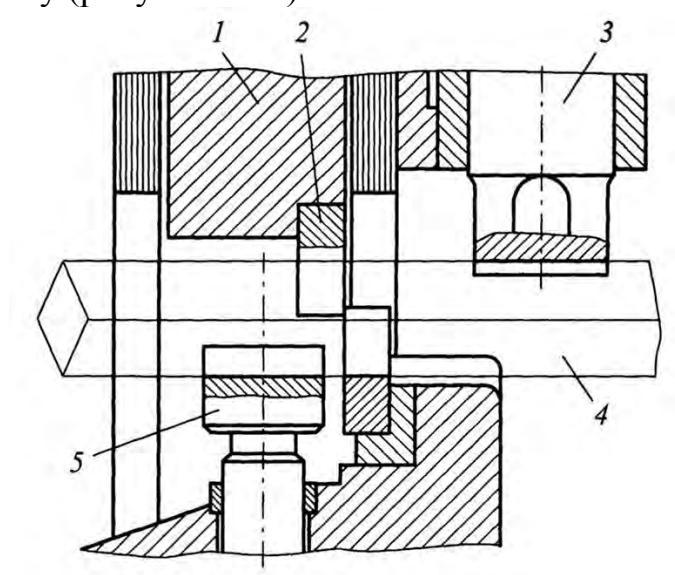


- 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик;
 4 – зубчатая передача; 5 – эксцентриковый вал; 6 – эксцентрик;
 7 – кулачок; 8 – ножевая балка; 9 – прижимная балка; 10 – тормоз

Рисунок 3.16 – Схема листовых ножниц с наклонным ножом

Кривошипные *закрытые ножницы* предназначены для резки сортового проката – прутков различного поперечного сечения. Исполнительный механизм представляет собой эксцентриковый вал, к которому присоединен короткий

шатун с плоским ползуном. К ползуну прикреплен нож, имеющий соответствующий профиль. Привод ножниц производится от электродвигателя через клиноременную и зубчатую одно- или двух ступенчатую передачи. Муфта и тормоз – фрикционные дисковые с электропневматическим управлением. Сортные ножницы с большим номинальным усилием оборудованы приводными рольгангами для подачи прутков в зону реза. Для обеспечения качественного среза в структуре ножниц предусмотрены механизмы, фиксирующие пруток и отрезаемую заготовку (рисунок 3.17).



1 – ползун; 2 – профильный нож; 3 – прижимной плунжер;
4 – пруток; 5 – упор

Рисунок 3.17 – Принципиальная схема разрезки прутков

Для холодной резки скрапа (металла для шихты) служат *аллигаторные скрапные ножницы* (рисунок 3.18).

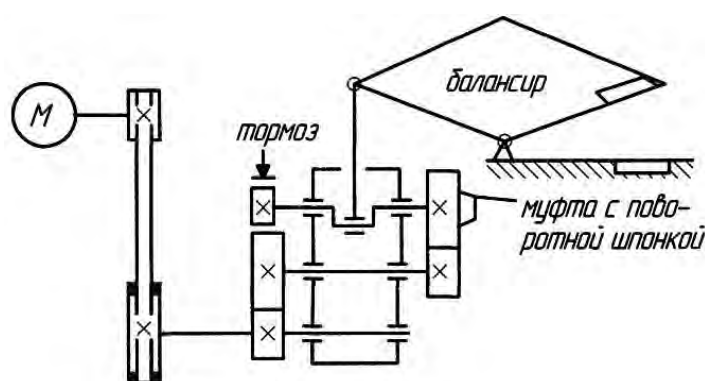


Рисунок 3.18 – Ножницы аллигаторные скрапные

Комбинированные ножницы (рисунок 3.19) обеспечивают резку как листового, так и сортового проката и пробивку отверстий.

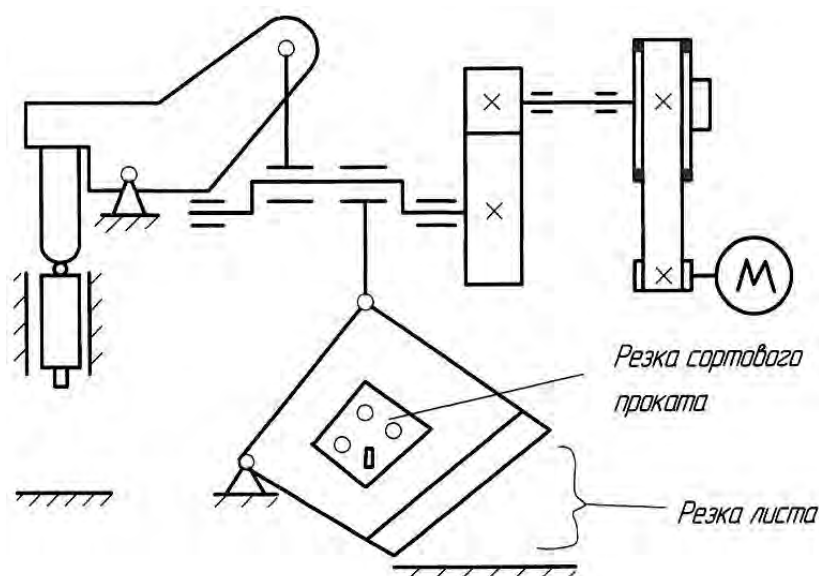


Рисунок 3.19 – Схема комбинированных пресс-ножниц

Высечные ножницы (рисунок 3.20) используются в единичном и мелкосерийном производстве для обработки универсальным инструментом. Резку осуществляют прямыми ножами, просечкой (двухсторонняя резка), высечкой (перфорационная резка).

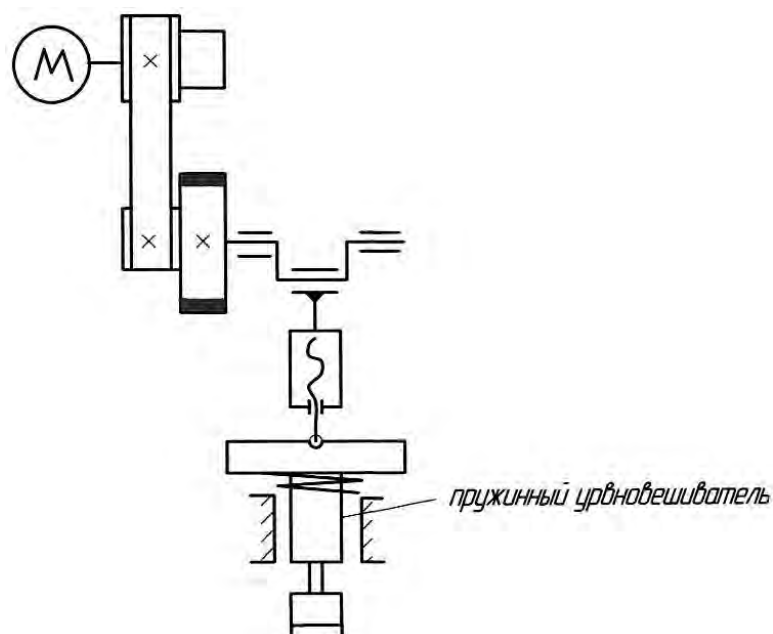


Рисунок 3.20 – Схема высечных ножниц

3.7 Листоштамповочные прессы-автоматы

По типовым признакам технологии кривошипные листоштамповочные прессы-автоматы подразделяют на универсальные и специальные.

Универсальные прессы-автоматы предназначены для производства изделий широкой номенклатуры с применением разнородных операций отдельно

или в определенной последовательности, специальные – для изготовления изделий заданной формы, например вытяжные для выпуска платяных кнопок, стопорных колец и т.п.

По особенностям конструктивного устройства универсальные прессы-автоматы включают четыре группы машин: с нижним приводом, с верхним приводом, с самоподачей материала и дыропробивные с программным управлением.

Листоштамповочные прессы-автоматы *с нижним приводом* применяют для штамповки из полосы или ленты в штампах последовательного действия. Современные модели прессов снабжены двухсторонней валковой подачей заготовки с межоперационной передачей через рабочую зону, оборудованы многоскоростными электродвигателями и двухступенчатыми шестеренными редукторами, что обеспечивает до шести скоростей движения ползуна при номинальных усилиях до 4000 кН.

Листоштамповочные прессы-автоматы *с верхним приводом* применяются в массовом производстве подшипников, электрических машин и аппаратов, автомобилей и т.п. Они позволяют осуществлять установку от 6 до 14 штампов в заданной последовательности, производить автоматическую подачу исходной заготовки, ее межоперационную транспортировку, удаление отходов, быструю наладку инструмента отдельно по операциям. Многопозиционные прессы-автоматы изготавливают с номинальным усилием 100...10000 МН.

Листоштамповочные прессы-автоматы *с самоподачей материала* предназначены для штамповки мелких изделий на небольших по номинальному усилию прессах с числом ходов до 3 000 в минуту, что достигается малой инерционностью исполнительных и подающих механизмов.

Дыропробивные прессы с программным управлением используют для получения металлических и неметаллических панелей с множеством отверстий путем одновременной пробивки многопуансонными штампами с револьверной головкой. Перемещение заготовки по двум координатам и поворот револьверной головки с взаимной установкой на рабочей позиции осуществляются их приводами по командам системы программного управления, которая дает возможность быстрого перехода от изготовления панели одного вида к панели другого вида. Дыропробивные прессы с программным управлением выпускают с номинальными усилиями до 1600 кН. На них можно обрабатывать панели размерами до 10x1500x3000 мм.

3.8 Прессы-автоматы для объемной штамповки

Кривошипные прессы-автоматы для объемной штамповки по конструктивным особенностям делятся на одно-, двух- и трехударные. По технологическому назначению они включают прежде всего машины для производства стержневых деталей с головкой (болты, винты и т. п.), шариков и гаек. Обработка металла на прессах-автоматах происходит в условиях холодной и горячей деформации в зависимости от размеров штампуемого изделия.

Одноударные холодновысадочные прессы-автоматы с разъемной матрицей предназначены для с длиной стержня более восьми диаметров исходной заго-

товки за один рабочий ход. Включают главный исполнительный механизм высадки головок и вспомогательные механизмы подачи, зажима и отрезки заготовки.

Двухударные прессы-автоматы с двумя рабочими ходами главного исполнительного механизма за один цикл применяют для последовательной штамповки метизных изделий со сложной формой головки в два перехода. Особенностью двухударного автомата является также соотношение рабочих ходов главного и вспомогательных механизмов. При штамповке изделия за два перехода цикл работы автомата оказывается растянутым на два полных оборота ведущего кривошипного вала, и механизмы подачи, зажима и отрезки заготовки, поворотного упора и салазок также должны повторять свои движения один раз за два полных оборота главного вала.

Цикл работы *трехударного* автомата построен так, что распределительный вал имеет в три раза меньшую частоту вращения, чем ведущий кривошипный вал, и, следовательно, вспомогательные механизмы повторяют свои движения один раз за три оборота главного вала.

Помимо рассмотренных, возможны другие схемы автоматов, однако структура и принципы синхронизации движений исполнительных механизмов остаются теми же.

По конструктивному оформлению кривошипные прессы-автоматы для объемной штамповки относятся к горизонтальным прессам закрытого типа. Станины автоматов литые цельные или составные (собственно станина и основание-тумба).

Привод автомата осуществляется от индивидуального электродвигателя через клиноременную или зубчатую передачу. Поскольку автоматы работают на непрерывных ходах, то муфта не нужна, однако для удобства наладки крупные машины оборудуют ленточными тормозами с управлением от педали. Пуск и остановка прессов-автоматов осуществляется с помощью кнопок.

Основные параметры и размеры кривошипных прессов-автоматов регламентированы отдельными для каждой технологической группы стандартами.

Завершающей операцией над метизным изделием является накатка резьбы на специальных автоматах. Расставленные согласно технологии (высадка, обрезка, накатка) и соединенные между собой транспортирующими устройствами прессы-автоматы образуют поточную линию с полным циклом обработки. Как и в листовой штамповке, в последние годы наблюдается тенденция к замене поточных линий многооперационными автоматическими прессами.

4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ

Для создания значительных рабочих усилий и больших ходов исполнительных органов применяют гидравлические прессы, в которых в качестве энергоносителя используется жидкость.

Гидравлическими прессами называются КШО нажимного (квазистатического) воздействия на деформируемый материал усилием, возникающим в рабочем исполнительном механизме под действием находящейся под давлением жидкости.

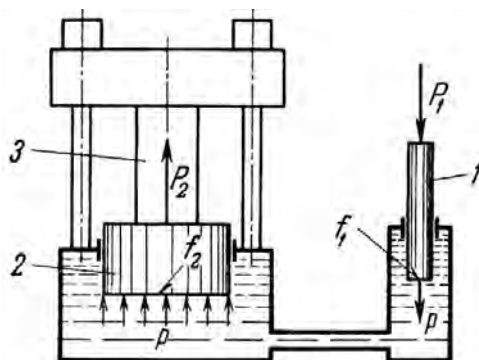
В отличие от кривошипных прессов, аккумулирующих кинетическую энергию движущихся рабочих масс, в гидравлических прессах происходит аккумулирование потенциальной энергии сжатой в замкнутом объеме рабочей жидкости.

4.1 Принцип действия и классификация гидравлических прессов

4.1.1 Устройство и принцип действия гидравлических прессов

Принцип действия гидравлических прессов основан на *законе Паскаля*, согласно которому давление, оказываемое внешними силами на находящуюся в замкнутой системе жидкость, передается без изменения во все ее точки.

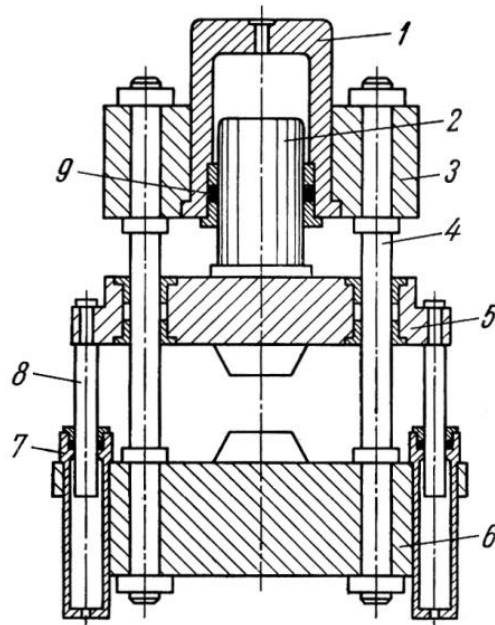
Простейший гидравлический пресс состоит из поршней большого и малого диаметров, установленных в сообщающихся сосудах с жидкостью (рисунок 4.1). Если к поршню малого диаметра площадью f_1 приложить усилие P_1 , то в жидкости возникнет давление $p_1 = P_1/f_1$, которое передастся без изменения под поршень большого диаметра площадью f_2 и создаст усилие P_2 , определяемое зависимостью $p_2 = P_2/f_2$. Т.к. давление в жидкости передается одинаково во всех направлениях, то $p_1 = p_2$, а значит $P_1/f_1 = P_2/f_2$. Тогда $P_2 = P_1 \cdot f_2/f_1$. Усилие P_2 на втором поршне будет увеличено пропорционально величине соотношения площадей большого и меньшего поршней. При этом перемещение второго поршня, будет во столько же раз меньше перемещения первого поршня.



1 – поршень малого диаметра; 2 – поршень большого диаметра;
3 – заготовка

Рисунок 4.1 – Схема работы гидравлического пресса

Принцип действия гидравлического пресса (рисунок 4.2) состоит в том, что под давлением жидкости, создаваемым приводом (не показан), плунжер 2 выталкивается из главного цилиндра 1, перемещает подвижную поперечину 5 с установленным на ней рабочим инструментом и после упора в заготовку, расположенную на столе 6, пластически деформирует ее. Чтобы преодолеть сопротивление со стороны заготовки при ее деформировании, в рабочие цилиндры гидравлических прессов подают жидкость высокого давления (до 32 МПа и более). Скорость перемещения подвижной поперечины редко превышает 0,3 м/с. Подвижная поперечина 5 возвращается в исходное положение под давлением жидкости, подаваемой в возвратные цилиндры 7.



- 1 – главный цилиндр; 2 – плунжер главного цилиндра;
 3 – верхняя поперечина; 4 – колонна; 5 – подвижная поперечина;
 6 – нижняя поперечина (стол); 7 – возвратный цилиндр;
 8 – плунжер возвратного цилиндра; 9 – уплотнение главного цилиндра

Рисунок 4.2 – Схема гидравлического пресса

Общий признак гидравлического пресса – использование потенциальной энергии давления жидкости (рабочего тела) для совершения полного цикла движения подвижной поперечины. Привод (электродвигатель и насос) преобразует электрическую энергию в механическую энергию рабочих частей насоса, а затем в потенциальную энергию давления жидкости, которая используется для пластического деформирования заготовки.

Подвижную поперечину гидравлического пресса можно остановить в любой точке ее хода. Эти остановки, необходимые для выполнения вспомогательных операций, например манипулирования заготовкой, смены рабочего инструмента и др., называются технологическими паузами.

Полный цикл одного двойного хода подвижной поперечины гидравлического пресса включает прямой $S_{ПХ}$ и обратный $S_{ОХ}$ ходы, а также технологические паузы. Прямой ход $S_{ПХ}$ имеет два участка. На первом – рабочий инстру-

мент подводится к заготовке (полезная работа не производится). Это – прямой холостой ход $S_{ХХ}$ (ход приближения). На втором участке прямого хода происходит деформирование заготовки, т.е. совершается полезная работа. Это – рабочий ход $S_{РХ}$. При обратном (возвратном холостом) ходе подвижная поперечина возвращается в первоначальное положение и полезная работа также не производится.

Таким образом, время полного цикла работы пресса складывается из следующих составляющих:

$$t_{Ц} = t_{ХХ} + t_{РХ} + t_{ОХ} + t_{ПЗ},$$

где $t_{ПЗ}$ – время технологической паузы.

Гидравлические прессы, как и кривошипные, характеризуются размерными параметрами. Главным параметром является номинальное усилие, согласно которому устанавливают размерные ряды стандартов на гидравлические прессы, например, ковочные гидравлические прессы – ГОСТ 7284, прессы гидравлические листоштамповочные простого действия – ГОСТ 9753 и др.

Номинальное усилие гидравлический пресс может развивать только в конце рабочего хода при равных нулю значениях скорости и ускорения, т.е. при упоре друг в друга частей рабочего инструмента. Во время движения развиваемое прессом усилие всегда меньше номинального из-за потерь энергии (давления) потока жидкости в местных сопротивлениях и по длине гидромагистралей.

К технологическим параметрам гидравлических прессов относят наибольший ход подвижной поперечины, частоту ходов, площадь стола, размеры крепления штампов и бойков и др.

По сравнению с кривошипными гидравлические прессы имеют очевидные преимущества, определившие их широкое распространение:

- а) простота конструкции;
- б) отсутствие предохранительных устройств от перегрузки, так как рабочее усилие не может превысить определенное заранее установленное значение;
- в) независимость развиваемого рабочего усилия от положения подвижной поперечины и плавное регулирование ее скорости;
- г) возможность в широком диапазоне изменять величину закрытой высоты и длины хода подвижной поперечины;
- д) возможность обеспечения выдержки любой продолжительности при постоянном усилии.

Основной недостаток гидравлических прессов – тихоходность. Повышение скорости перемещения подвижной поперечины способствует возникновению гидравлических ударов в трубопроводах в момент соприкосновения рабочего инструмента с заготовкой. Это приводит к смещению элементов пресса, нарушению уплотнений трубопроводов и пр.

4.1.2 Классификация гидравлических прессов

Гидравлические прессы в зависимости от назначения производят в широком диапазоне номинальных усилий от десятков килоньютонов (кН) до сотен

меганьютонов (МН). Их применяют для осуществления разных технологических операций: ковки; объемной и горячей штамповки; холодной листовой штамповки; выдавливания прутков, труб и профилей; разделки и ломки проката; прессования порошков; переработки пластмасс и других неметаллических материалов.

По структурному строению гидравлические прессы подразделяют на прессы простого, двойного, тройного действия и автоматы. Прессы *простого действия* имеют один главный рабочий орган – подвижную поперечину. Прессы *двойного (тройного) действия* содержат в своей структуре два (три) рабочих органа для выполнения различных приемов – прижима заготовки, ее деформирования и т.п. Для них весьма важным является согласованность работы отдельных механизмов, последовательность действия которых определена циклограммой. Гидравлические *прессы-автоматы* относятся к оборудованию многократного действия, например прессы-автоматы для чистовой вырубки.

По конструктивному исполнению все прессы подразделяют на: колонные и рамные (одно- и двухстоечные); вертикальные и горизонтальные; открытые и закрытые; с верхним и нижним расположением рабочего цилиндра; одноцилиндровые и многоцилиндровые (для получения большой мощности и нескольких ступеней давления).

По технологическому назначению прессы подразделяют на:

- ковочные (для осадки, протяжки, прошивки и т.п.), в большинстве – наиболее быстроходные (скорость более 0,3 м/с) вертикальные прессы в колонном исполнении с наибольшим ходом подвижной поперечины, относительно больших габаритных размеров с номинальным усилием до 100-150 МН;
- штамповочные (для объемной горячей и холодной штамповки крупногабаритных деталей сложной конфигурации), жесткие многоколонные (восемь и более) прессы с относительно небольшой скоростью и величиной хода;
- для холодного и горячего выдавливания номинальным усилием 10-120 МН, в большинстве своем имеющие рамную конструкцию с выталкивателем;
- для листовой горячей и холодной штамповки усилием 20-45 МН, обычно колонного типа, простого или двойного действия для глубокой вытяжки и гибки;
- для разделки и ломки проката усилием до 50 МН, обычно имеют четырехколонную горизонтальную станину;
- для пакетирования и брикетирования металлических отходов листоштамповочных и механических цехов, имеют горизонтальные, коробчатого типа станины и два рабочих цилиндра (продольный и поперечный);
- для прессования порошков;
- для переработки пластмасс и неметаллических материалов.

4.2 Конструкции основных узлов и элементов гидравлических прессов

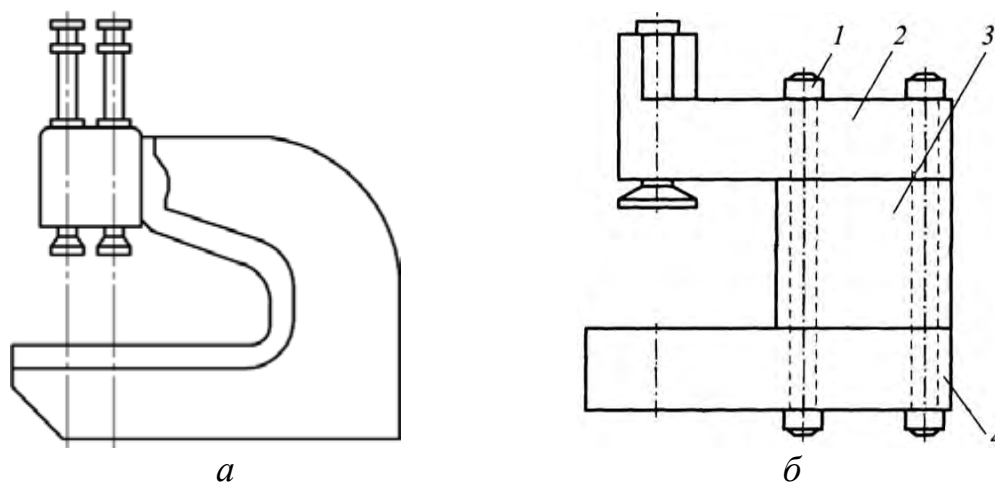
Гидравлические прессы, применяемые в различных отраслях производства, разнообразны по своему конструктивному оформлению. Однако конструкции

основных узлов – станин и подвижных поперечин; рабочих, возвратных и уравновешивающих цилиндров; столов – имеют много общего.

4.2.1 Станины гидравлических прессов

Вертикальные станины подразделяют на одностоечные и двухстоечные, открытого и закрытого типа, колонные и рамные.

Одностоечные станины открытого типа изготавливают литьем или сваркой в виде одной детали (рисунок 4.3, *а*) и составными (рисунок 4.3, *б*), которые собирают из двух или более деталей и стягивают шпильками (колоннами). Материал станин, как правило, углеродистая сталь.



а – цельная; *б* – составная

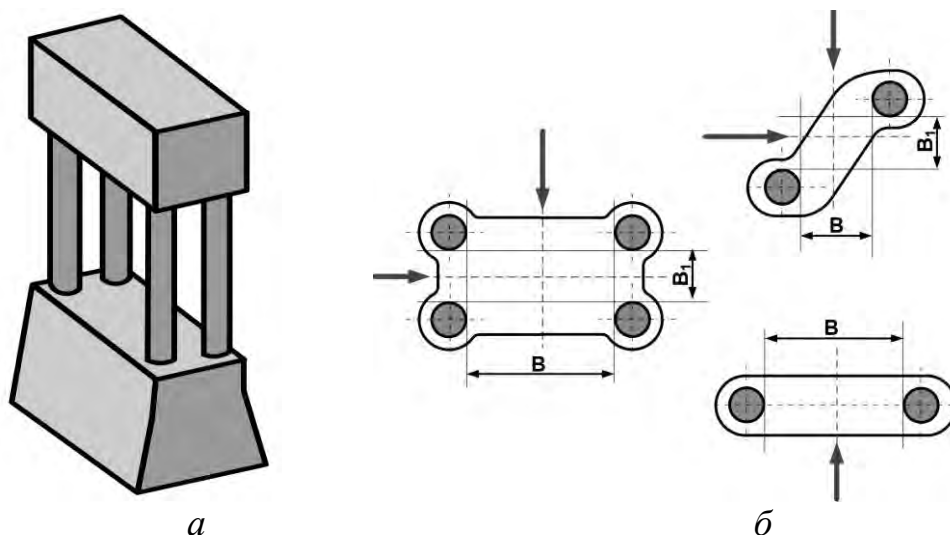
1 – шпилька; 2 – верхняя поперечина; 3 – стойка; 4 – нижняя поперечина

Рисунок 4.3 – Конструкции открытых одностоечных станин

Составная станина состоит из верхней 2 и нижней 4 поперечин и стойки 3, которые стянуты шпильками 1.

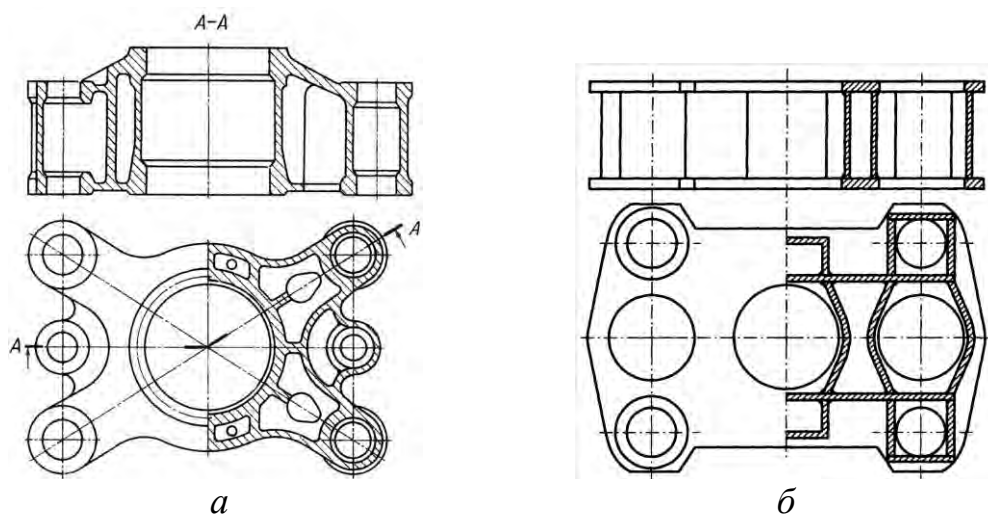
Составные одностоечные станины применяют в прессах с номинальными усилиями до 5000 МН. Особое внимание обращают на силу предварительной затяжки стяжных шпилек. В некоторых случаях она превышает номинальное усилие пресса на 20 %. с целью обеспечения нераскрытия стыков при приложении силы, равной номинальному усилию, с учетом допустимого эксцентриситета. Предварительная затяжка существенно снижает упругую деформацию станины, в связи с этим стяжные шпильки часто применяют в цельных литых одностоечных станинах.

Станины колонного типа (рисунок 4.4) применяют в гидравлических прессах, предназначенных для выполнения всех видов кузнечно-штамповочных работ. Их конструкции содержат верхнюю и нижнюю неподвижные поперечины и стягивающие их колонны. Такая станина достаточно легкая, обеспечивает хороший обзор и доступ к рабочему пространству пресса.



a – схема станины; *б* – схемы расположения колонн
Рисунок 4.4 – Конструкция колонной станины

В зависимости от номинального усилия и технологического назначения гидравлического пресса конструкции верхней и нижней поперечин имеют свои характерные особенности. Верхняя поперечина в гидравлических прессах предназначена для замыкания станины в виде единой рамы и установки рабочих цилиндров. Она может быть литой или сварной соответственно из стального литья или катаной стали (рисунок 4.5).



a – литая; *б* – сварная
Рисунок 4.5 – Конструкции верхней поперечины

Высоту верхней поперечины устанавливают в зависимости от диаметра d колонн и принимают $h = (2,5-3,5)d$. Она имеет гнезда для установки рабочих, а в некоторых случаях возвратных и уравнивающих цилиндров, а также для колонн. Минимальную ширину верхней поперечины устанавливают в зависимости от размеров рабочих цилиндров. Верхняя поперечина имеет сечение ко-

робчатого типа. В местах приложения сил требуемую жесткость обеспечивают ребра.

Нижняя поперечина представляет собой фасонную стальную отливку или сварную раму коробчатой формы, которая предназначена для установки стола пресса, механизмов его передвижения и выталкивания изделия.

Высоту нижней поперечины, как и верхней, устанавливают в зависимости от диаметра колонн $h = (2,5-3,5)d$, ее материал – стальное литье или катаная сталь. Для установки пресса на фундамент нижняя поперечина имеет консоли, примыкающие к гнездам для колонн и обеспечивающие устойчивость пресса.

Колонны соединяют верхнюю и нижнюю поперечины и образуют единую рамную конструкцию. Колонны диаметром до 600-800 мм изготавливают сплошными, а свыше 800 мм часто делают пустотелыми с внутренними отверстиями диаметром до 350 мм. Материал колонн – вязкая углеродистая сталь, содержащая 0,30-0,45 % углерода и 1,5-2,0 % никеля. Колонны гидравлических прессов служат в качестве направляющих подвижной поперечины, поэтому шероховатость их поверхности должна соответствовать параметру $Ra = 0,04$ мкм. Жесткость всей станины зависит от конструкции соединения поперечин с колоннами и затяжки.

Станины закрытого (рамного) типа применяют в гидравлических прессах, предназначенных для переработки пластмасс, листовой штамповки и т.п. Их изготавливают литьем и сваркой из стальных листов цельными или составными. По конструкции станины закрытого типа гидравлических прессов аналогичны станинам кривошипных прессов. В станинах закрытого типа хуже обзор и доступность к рабочему пространству.

Горизонтальные станины в большинстве случаев – станины колонного типа. Передняя и задняя неподвижные поперечины соединены колоннами и их устанавливают, как правило, на общей сварной раме. Колонны станины – это направляющие для подвижной поперечины пресса. Прессы для пакетирования и брикетирования имеют горизонтальные станины коробчатого типа.

4.2.2 Подвижные поперечины гидравлических прессов

Подвижная поперечина гидравлического пресса предназначена для установки и крепления верхнего рабочего инструмента, а также передачи сил со стороны рабочих цилиндров на деформируемую заготовку (рисунок 4.6). Ее изготавливают литой или сварной из нескольких деталей соответственно из стального литья или катаной стали. По форме и размерам она соответствует, как правило, верхней поперечине. Высоту направляющих гнезд подвижной поперечины рекомендуют принимать равной $h = (2,5-3,5)d$. Для направления ее движения в направляющие гнезда вставляют разрезные втулки с толщиной стенок 20-25 мм, изготовленные из чугуна СЧ 12 или СЧ 15. Высота каждой втулки примерно равна диаметру колонны. Шероховатость внутренней поверхности втулки имеет параметр $Ra = 0,04$ мкм. Поверхности направляющих втулок смазывают, для чего установлены масленки. В крупных прессах для равномерного распределения давлений на колонны при эксцентричном приложении деформи-

рующей силы боковые поверхности направляющих втулок выполняют сферическими.

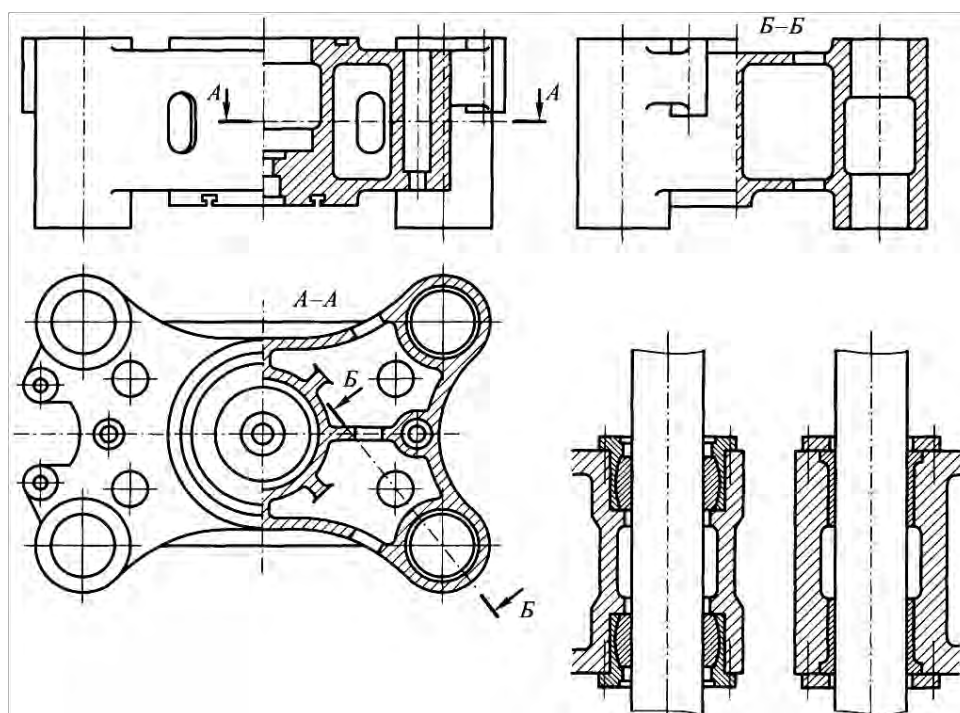


Рисунок 4.6 – Конструкция подвижной поперечины

Крепление плунжеров рабочих цилиндров с подвижной поперечиной осуществляют следующими способами.

1) Жесткое соединение плунжера рабочего цилиндра целесообразно в прессах с одним плунжером. При наличии нескольких плунжеров жесткое крепление потребовало бы высокой степени точности размеров, определяющих расположение гнезд для крепления плунжеров в подвижной поперечине и рабочих цилиндров в верхней поперечине. Малейшая неточность вызывает перекосы при монтаже, что приводит к преждевременному и неравномерному износу уплотнений, которое усугубляется возможностью эксцентричного приложения деформирующей силы. Учитывая это, в многоцилиндровых прессах не рекомендуют жесткое крепление плунжеров рабочих цилиндров.

2) Непосредственное шарнирное соединение плунжеров с подвижной поперечиной удобно при монтаже и позволяет увеличить срок службы уплотнений по сравнению с жестким креплением. Поэтому его применяют в прессах дляковки. Однако в шарнирной пяте возникает значительный момент трения при перекосах поперечины, что вызывает также неравномерный износ уплотнений и направляющей втулки плунжера. При шарнирном соединении плунжеров с подвижной поперечиной необходимое направление обеспечивают втулки. В трехцилиндровых гидравлических прессах средний плунжер, как правило, имеет жесткое соединение, а боковые – шарнирное.

3) Соединение плунжеров боковых рабочих цилиндров с подвижной поперечиной в крупных гидравлических прессах осуществляется посредством промежуточных стержней, называемых пестами. При таком конструктивном реше-

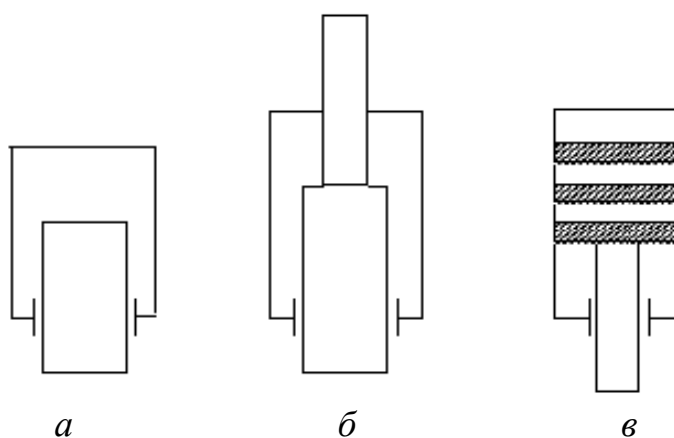
нии продолжительность срока службы направляющих втулок плунжеров и уплотнений возрастает. Однако эта конструкция является более сложной и имеет значительные габаритные размеры, поэтому ее нельзя применять в гидравлических прессах с малыми номинальными усилиями.

Для крепления рабочего инструмента или подштамповой плиты подвижная поперечина содержит Т-образные пазы.

Как и в кривошипных прессах, движение подвижной поперечины (ползуна) в прессах с рамной станиной осуществляется направляющими, что более желательно, так как позволяет по мере износа направляющих выбирать зазор.

4.2.3 Рабочие и возвратные цилиндры гидравлических прессов

Исполнительным механизмом гидравлических прессов являются силовые гидроцилиндры прямолинейного движения (рисунок 4.7), которые применяют в качестве рабочих и возвратных. Гидроцилиндры плунжерного или дифференциально-плунжерного типа (рисунок 4.7, *а*, *б*) являются цилиндрами простого действия. Рабочий цилиндр дифференциально-плунжерного типа применяются в случае, когда через плунжер должна проходить заготовка или инструмент. Гидроцилиндр поршневого типа (рисунок 4.7, *в*) является цилиндром двойного действия. Рабочим элементом в большинстве случаев служит плунжер или шток с поршнем, а в некоторых конструкциях – подвижный корпус.



а – плунжерный; *б* – дифференциально-плунжерный; *в* – поршневой

Рисунок 4.7 – Типы гидроцилиндров

Конструкцию рабочего цилиндра в значительной степени предопределяет технология его изготовления и расположение на прессе. Форма дна у литых цилиндров преимущественно плоская, а у кованных – скругленная. Внутренний диаметр рабочего цилиндра на 10-15 мм больше диаметра плунжера. Для обеспечения направления движения плунжеров (рисунок 4.8) в рабочий цилиндр запрессовывают бронзовые (БрОЦС6-6-3) втулки высотой $3/4d$, где d – диаметр плунжера. Параметр шероховатости внутренней поверхности втулки $Ra = 0,04$ мкм, а поле допуска Н7. В качестве материала для рабочих цилиндров

используют высококачественную сталь, содержащую 0,30-0,35 % углерода, в некоторых случаях сталь, легированную 1,5-2,0 % никеля.

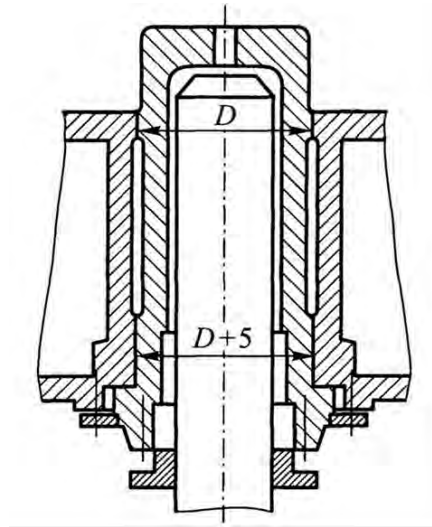


Рисунок 4.8 – Крепление рабочего цилиндра в верхней поперечине

Чтобы уменьшить концентрацию напряжений толщину дна рабочего цилиндра принимают в 1,5-2 раза больше толщины стенки с плавными переходами от стенок к дну. На наружной поверхности в верхней и нижней частях цилиндра предусматривают посадочные пояски, диаметр которых меньше диаметра гнезд поперечин на величину упругой деформации цилиндра под действием номинального давления жидкости. Прочность гидравлического цилиндра во многих случаях определяют форма и качество переходной галтели, соединяющей стенку с фланцем. Разрушение рабочего цилиндра часто происходит в результате образования усталостных трещин.

Плунжер рабочего цилиндра выполняют сплошным или пустотелым. Параметр шероховатости боковой поверхности плунжера не должен превышать $Ra = 0,04$ мкм, а точность размеров – соответствовать седьмому качеству.

Возвратные и уравнивающие цилиндры изготавливают коваными из стали 45 или литыми.

4.2.4 Столы гидравлических прессов

Гидравлические прессы часто оборудуют выдвижными столами для удобства установки инструмента, подачи заготовок в рабочее пространство и удаления отштампованных поковок. Материалом выдвижных столов служит стальное литье. Для перемещения стола пресса используют электрический или гидравлический привод. В последнем случае стол перемещается на величину до двух метров с помощью двух гидравлических цилиндров, расположенных по обе его стороны. Направляющие при этом устанавливают в нижней поперечине пресса и регулируют сменными накладками. Для защиты направляющих от окалины на нижней поперечине имеются щитки, прикрепленные к концам сто-

ла и перемещающиеся вместе с ним. Длину хода выбирают в зависимости от технологического назначения пресса.

Для крепления рабочего инструмента на выдвижном столе имеются пазы или конические отверстия. Фиксация стола в рабочем положении обеспечивается штырем, имеющим механический или гидравлический привод.

Для удаления изделий в столе устанавливают выталкиватель, который располагают на оси пресса. Для предотвращения попадания грязи и окалины на поверхность плунжера выталкивателя последний рекомендуют делать неподвижным, а корпус цилиндра выталкивателя – подвижным. Возвратный ход выталкивателя осуществляется под действием собственной силы тяжести или с помощью специальных цилиндров обратного хода.

4.3 Типовые приводы гидравлических прессов

В процессе рабочего хода гидравлического пресса происходит деформирование заготовки, придание ей необходимой формы. Привод гидравлического пресса должен иметь определенный запас энергии, чтобы обеспечить необходимую деформирующую силу. На осуществление рабочего хода расходуется потенциальная энергия давления рабочей жидкости. Эту энергию можно получить в результате преобразования электрической энергии (электрогидравлический привод). Электрогидравлический привод кроме рабочего и возвратных цилиндров должен содержать электродвигатель для преобразования электрической энергии в механическую и насос для преобразования механической энергии в потенциальную энергию рабочей жидкости (рисунок 4.9).

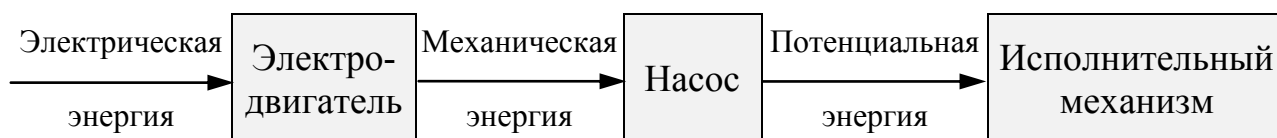


Рисунок 4.9 – Преобразование энергии в гидравлическом прессе

В процессе полного цикла двойного хода подвижной поперечины гидравлического пресса требуются различные значения деформирующей силы, скорости и направления ее перемещения. Поэтому электрогидравлический привод кроме рабочих и возвратных цилиндров, электродвигателя, насоса и рабочей жидкости содержит резервуары для жидкости (баки), регулирующую и распределительную аппаратуру, соединительные трубопроводы и арматуру, а также может включать вспомогательные элементы: баки для жидкости низкого давления (наполнительные), аккумулятор, мультипликатор и маховик.

4.3.1 Рабочие жидкости и типы гидропривода

Рабочая жидкость должна обеспечивать устойчивую работу гидропривода при номинальном режиме нагружения, сохранять смазывающие свойства и коррозионную защиту деталей системы. Рабочая жидкость не должна портиться, разрушаться и оказывать вредное воздействие на гидрооборудование, не

должна вступать в химическое взаимодействие с эластичными средствами герметизации, гибкими рукавами и с заменяемой жидкостью. В результате непрерывной циркуляции рабочая жидкость в значительной степени способствует отводу тепла от источников его выделения. Требования, предъявляемые к рабочей жидкости, весьма разнообразны: 1) не вызывать коррозии и не разрушать уплотнений; 2) не растворять значительного количества воздуха и других примесей, которые при изменении давления или температуры могут выделяться в виде паров; 3) обладать смазывающей способностью, быть химически стойкой; 4) не быть чрезмерно вязкой, чтобы не вызывать больших гидравлических потерь на трение; 5) удовлетворять условиям пожарной безопасности.

В качестве рабочей жидкости в приводах современных гидропрессов используют минеральные масла, а чаще водные эмульсии, безопасные в пожарном отношении. Наиболее распространенная водная эмульсия – 1,0-1,5 % раствор эмульсола. В состав эмульсола входит 85 % минерального масла, 13 % олеиновой кислоты и 2 % едкого натра (45 %-ной концентрации). Эмульсол устраняет вредные для гидросистемы качества воды: плохую смазывающую способность и коррозию металлических элементов гидросистемы, находящихся в контакте с водой. Температура вспышки эмульсола не ниже 170 °С. Из минеральных масел в качестве рабочей жидкости в насосных безаккумуляторных гидроприводах наибольшее распространение получили индустриальные масла марок И-20А, И-30А и И-40А. Они обладают высокой вязкостью, что позволяет упростить конструкцию уплотнительных и распределительных устройств, однако опасны в пожарном отношении, так как имеют сравнительно низкую температуру вспышки 160 °С, что особенно важно учитывать при работе с нагретыми заготовками.

Эмульсия применяется в следующих случаях: для крупных прессов с плунжерами диаметром более 1000 мм и при значительных ходах подвижной поперечины; если существует опасность воспламенения или загрязнения жидкости; при использовании аккумуляторов с большими рабочими объемами жидкости (~500 л). Минеральное масло в качестве рабочей жидкости целесообразно применять для прессов с диаметром плунжеров менее 1000 мм при работе с холодным металлом; если необходимо иметь чувствительное регулирование скорости поперечины и развиваемого усилия; для прессов, осуществляющих короткие рабочие ходы.

Основными свойствами рабочих жидкостей являются сжимаемость и вязкость. Коэффициент объемного сжатия для эмульсии и для минеральных масел в интервале давлений, в котором работают гидравлические прессы, примерно одинаков. На вязкость эмульсии давление оказывает незначительное влияние, однако вязкость масел резко изменяется с его ростом: при давлениях около 30 МПа вязкость минеральных масел возрастает почти вдвое. Это обстоятельство необходимо учитывать в конструкциях с большими объемами жидкости, перемещаемыми при высоком давлении (например, в ковочных прессах).

Повышенная вязкость является основным преимуществом минерального масла, что позволяет применять распределительные устройства и уплотнения более простых конструкций, снизить утечку между поршнем и стенками поршневых цилиндров, а также работать на повышенных скоростях без опасности

возникновения сухого трения. Водная эмульсия, вязкость которой недостаточна для исключения утечки через поршень при использовании обычных уплотнительных устройств, больше подходит для применения в плунжерных цилиндрах.

Тип привода определяется источником жидкости высокого давления, питающим пресс во время рабочего хода. Он оказывает значительное влияние на схему и работу гидропрессовых установок, в связи с чем последние классифицируют по этому признаку (рисунок 4.10).

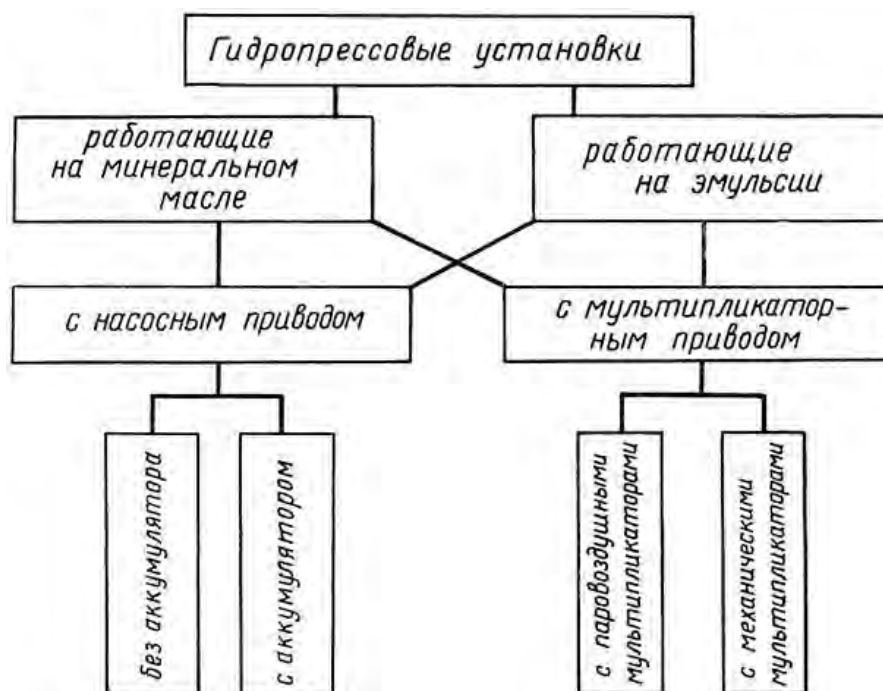


Рисунок 4.10 – Классификация гидропрессовых установок

При использовании *насосных безаккумуляторных приводов* питание прессы рабочей жидкостью высокого давления осуществляется непосредственно от насосов.

К *насосно-аккумуляторным приводам* прессов относятся приводы, осуществляющие питание прессы рабочей жидкостью при рабочем ходе одновременно от аккумулятора и насоса.

В *мультипликаторных приводах* питание прессы во время рабочего хода осуществляется мультипликатором, подающим рабочую жидкость определенными порциями в пресс. Мультипликатор представляет собой как бы одноцилиндровый насос.

Для насосного безаккумуляторного привода установочная мощность насосов и электродвигателей определяется максимальной мощностью, развиваемой прессом. Привод расходует энергию соответственно полезной работе, совершаемой прессом.

При насосно-аккумуляторном приводе аккумулятор накапливает энергию в течение полного цикла работы прессы для осуществления рабочего хода. В результате становится равномерной загрузка насоса и электродвигателя. Недоста-

ток насосно-аккумуляторного привода в том, что происходит расход энергии вне зависимости от сопротивления заготовки.

Привод от механического мультипликатора обеспечивает расход энергии в зависимости от совершаемой работы, большое число повторяющихся ходов и постоянный уровень деформации.

В зависимости от назначения гидроприводы подразделяют на индивидуальные и групповые. Применяют как индивидуальный гидропривод, предназначенный для одного пресса, так и групповой – для нескольких прессов. В качестве группового привода гидропрессов обычно используют *насосно-аккумуляторные станции (НАС)*, которые размещают в отдельном помещении, примыкающем к цеху. Протяженность линий трубопроводов, соединяющих НАС с отдельными прессами, может достигать десятки метров. В современных НАС используют кривошипно-плунжерные насосы и гидропневматические беспоршневые аккумуляторы. Стандартное условное давление рабочей жидкости НАС составляет 20-32 МПа. Аккумулятор запасает жидкость под давлением, подаваемую насосами во время пауз в работе прессов и в периоды пониженного расхода жидкости, а подает ее в моменты, когда потребление жидкости превышает подачу насосов.

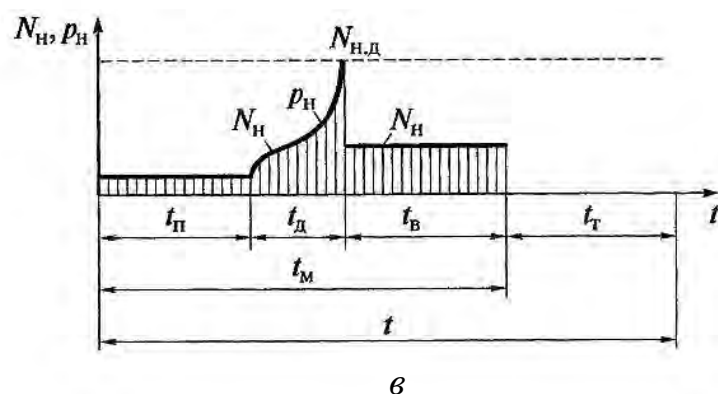
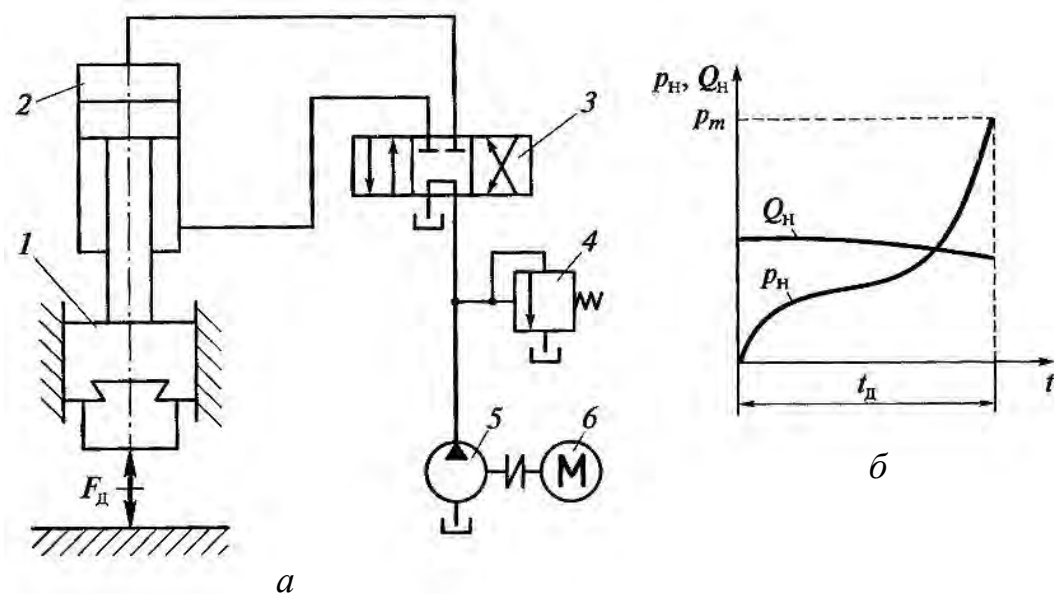
Уровень жидкости в аккумуляторе меняется между верхним предельным уровнем, на котором все насосы переключаются на работу вхолостую, и нижним предельным уровнем, на котором аккумулятор отключается (прекращается расход жидкости из него). Объем жидкости, заключенный между этими уровнями, составляет *рабочий* или *маневровый* объем.

Для гидропрессов различного технологического назначения используют практически все виды приводов, а для гидравлических пресс-молотов и гидровинтовых прессов – в основном применяют индивидуальный насосно-аккумуляторный привод. Это объясняется сравнительно большими значениями скорости (0,5-6 м/с) и, соответственно, мгновенной мощности, которую должен развивать гидравлический исполнительный механизм прессов ударного действия к началу рабочего хода. Для небольших прессов, мощность привода которых не превышает 15 кВт, применяют насосные безаккумуляторные приводы.

4.3.2 Насосный безаккумуляторный привод

В соответствии с классификацией (рисунок 4.10) насосный привод подразделяют на безаккумуляторный и насосно-аккумуляторный. Каждая из этих разновидностей создает для гидропресса разные кинематические и силовые условия работы. В тех случаях, когда технологическая операция, выполняемая на гидравлическом прессе, не требует высоких скоростей деформирования, целесообразно использовать насосный безаккумуляторный привод. В таком приводе насос непосредственно соединен с рабочим цилиндром пресса и жидкость, подаваемая под высоким давлением для совершения рабочего хода пресса, сообщает его подвижным частям определенную скорость. Эта скорость зависит от количества подаваемой насосом жидкости и определена геометрическими факторами (объемом подаваемой жидкости и площадью цилиндра пресса).

В насосном гидроприводе постоянной подачи (рисунок 4.11) трехпозиционный распределитель 3 позволяет поочередно направлять поданную насосом 5 рабочую жидкость в обе полости поршневого цилиндра 2. Т.к. насос 5 непосредственно подает жидкость в рабочий цилиндр пресса, это определяет основную особенность насосного привода постоянной подачи – постоянство скорости движения ползуна пресса v_{II} независимо от преодолеваемого прессом усилия деформации $F_{д}$. Эту скорость вычисляют по формуле $v_{II} = Q_{H}/S = \text{const}$, где S – площадь рабочего цилиндра пресса, Q_{H} – производительность насоса постоянной подачи. Скорости прямого холостого и рабочего ходов пресса одинаковы, а скорость обратного холостого хода значительно больше, т.к. площадь под поршнем меньше, чем площадь над поршнем.



- a* – принципиальная схема;
б – диаграмма давления и подачи насоса во время рабочего хода пресса;
в – диаграмма мощности насоса в течение цикла работы
 1 – ползун; 2 – рабочий цилиндр; 3 – распределитель;
 4 – разгрузочно-переливной клапан; 5 – насос; 6 – электродвигатель

Рисунок 4.11 – Принцип действия насосного гидропривода постоянной подачи

В течение большей части технологического цикла работы пресса мощность, развиваемая электродвигателем $N_{\text{Э}}$ и насосом $N_{\text{Н}}$, равна мощности, развиваемой поршнем рабочего цилиндра, т.е. $N_{\text{Э}} = N_{\text{Н}} = N_{\text{Ц}}$.

Установочная мощность насоса $N_{\text{Н}} = p_{\text{Н}}Q_{\text{Н}}$, где $Q_{\text{Н}}$ – подача насоса; $p_{\text{Н}}$ – давление, создаваемое насосом.

Установочная мощность электродвигателя с учетом КПД насоса $\eta_{\text{Н}}$

$$N_{\text{Э}} = \frac{N_{\text{Н}}}{\eta_{\text{Н}}}.$$

Если пресс выполняет операцию объемной штамповки (рисунок 4.11, в), то давление, создаваемое насосом, соединенным с рабочим цилиндром (рисунок 4.11, а), будет пропорционально усилию деформации $F_{\text{Д}}$ (рисунок 4.11, б)

$$p_{\text{Н}} = k \frac{F_{\text{Д}}}{S},$$

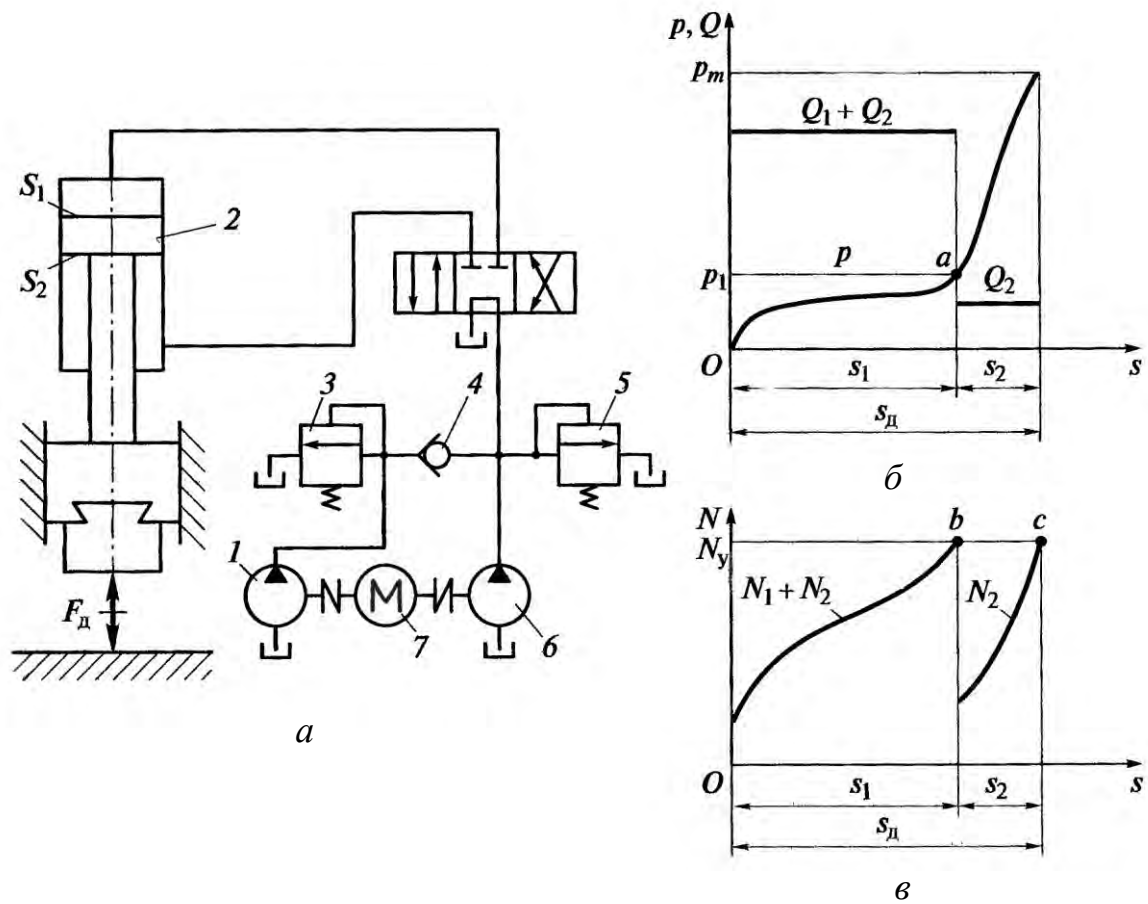
где $k = 1,05-1,07$ – коэффициент, учитывающий трение в направляющих и в уплотнениях; $F_{\text{Д}}$ – усилие деформации; S – площадь рабочего цилиндра.

Наибольшую нагрузку насос воспринимает в самом конце рабочего хода, а большую часть хода насос недогружен.

В течение времени $t_{\text{П}}$ холостого хода приближения, когда подвижные части пресса опускаются под действием низкого давления жидкости или силы тяжести, насос работает с очень малой нагрузкой (рисунок 4.11, в); в течение времени $t_{\text{В}}$ возвратного хода из-за уменьшения сопротивления после начала движения он также обычно недогружен. В течение времени $t_{\text{ТП}}$ технологической паузы насос должен работать вхолостую; это осуществляется с применением распределительных устройств, обеспечивающих соединение насоса со сливным баком в нейтральной позиции, или применением разгрузочно-переливных клапанов.

В насосном гидроприводе постоянной подачи электродвигатель, непосредственно соединенный с насосом, нагружен примерно так же, как и насос. Однако электродвигатель потребляет большую мощность из-за снижения коэффициента мощности – $\cos\phi$ при недогрузке во время хода приближения и технологической паузы. Для гидропрессов с короткими и частыми циклами, например для ковочных прессов, выполняющих большую часть времени протяжку или шлихтовку (когда время хода приближения мало и нет технологической паузы), применение насосного привода постоянной подачи может быть рациональным.

Насосный привод со ступенями давления и подачи позволяет добиться улучшения использования установочной мощности электродвигателя и насосов во время рабочего хода при выполнении операций осадки, объемной штамповки и других операций. Насосы должны отключаться поочередно при достижении определенного давления в гидросистеме. Широко применяют принципиальную схему привода с насосами, имеющими две ступени подачи и давления (рисунок 4.12).



а – принципиальная схема; *б* – диаграмма давления и подачи насосов;
в – диаграмма мощности привода во время рабочего хода пресса;
 1 – насос низкого давления; 2 – рабочий цилиндр; 3 – разгрузочно-переливной клапан первой ступени; 4 – обратный клапан; 5 – разгрузочно-переливной клапан второй ступени; 6 – насос высокого давления;
 7 – электродвигатель

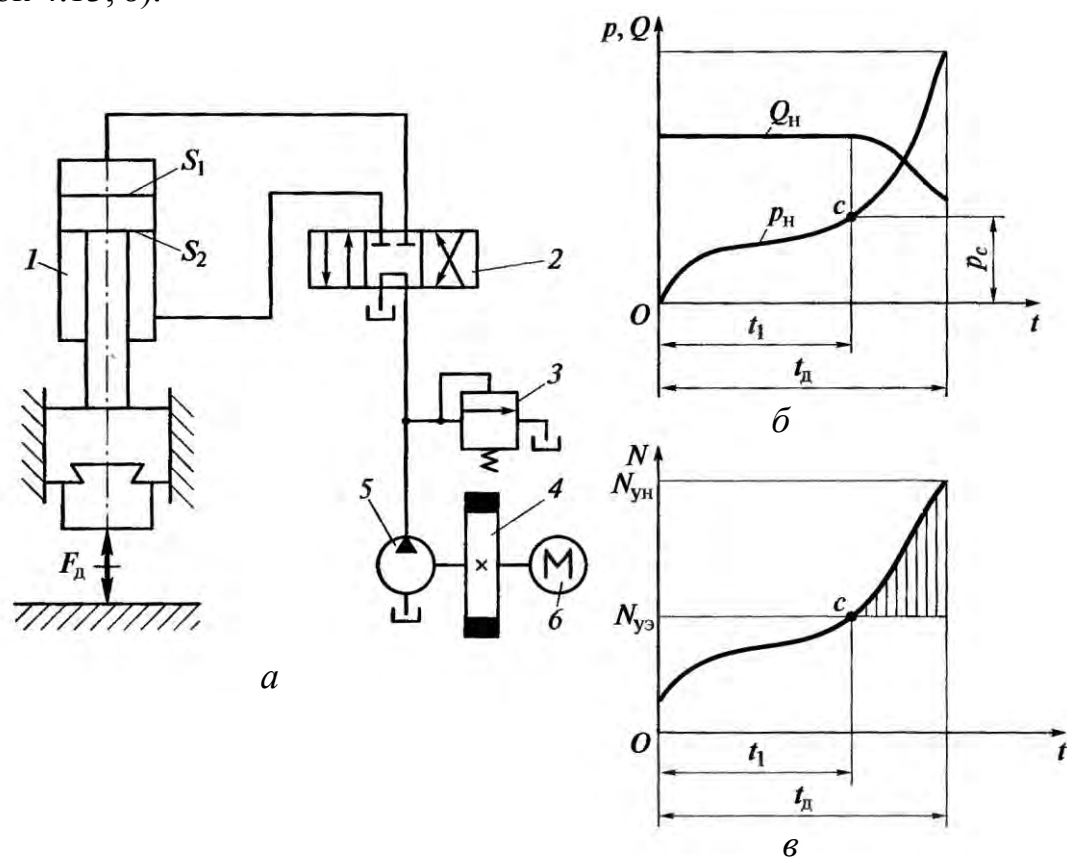
Рисунок 4.12 – Принцип действия насосного гидропривода с двумя ступенями подачи

В гидроприводе используются два насоса (рисунок 4.12, *а*), один из которых 1 рассчитан на меньшее давление, чем другой 6. Насосы могут приводиться в движение одним электродвигателем 7 с двумя выходными концами вала. Вначале, на участке хода ползуна s_1 оба насоса 1 и 6 работают совместно, перемещая плунжер пресса со скоростью, определяемой суммарной подачей $Q = Q_1 + Q_2$ двух насосов (рисунок 4.12, *б*). Затем насос 1, достигнув в точке a давления p_1 с помощью разгрузочно-переливного клапана 3 переключается на слив. Насос 6, линия нагнетания которого отделена обратным клапаном 4, продолжает работать, завершая деформирование на участке s_2 с пониженной скоростью, определяемой подачей Q_2 этого насоса. Разгрузочно-переливной клапан 5 должен быть настроен на давление, несколько большее, чем p_m . Установочная мощность насосов, подача и давление связаны соотношением

$$N_{\text{н}} = p_m Q_2 = p_1 (Q_1 + Q_2).$$

Установочная мощность насосов и электродвигателя может быть использована полностью в двух точках рабочего хода *b* и *c* (рисунок 4.12, в).

В *насосно-маховичном приводе* на валу насоса и электродвигателя находится маховик, который служит накопителем (аккумулятором) механической энергии электродвигателя (рисунок 4.13, а). Насос постоянной подачи через распределительное устройство соединен с рабочим цилиндром прессы. Насос развивает мощность N_H , пропорциональную мощности, развиваемой плунжером рабочего цилиндра; установочная мощность насоса $N_{уH}$ такая же, как и в насосном приводе постоянной подачи, а мощность электродвигателя меньше (рисунок 4.13, в).



a – принципиальная схема; *б* – диаграмма давления и подачи насоса;
в – диаграмма мощности привода во время рабочего хода прессы;
 1 – рабочий цилиндр; 2 – распределитель; 3 – разгрузочно-переливной клапан; 4 – маховик; 5 – насос; 6 – электродвигатель

Рисунок 4.13 – Принцип действия насосно-маховичного гидропривода

Момент инерции маховика

$$J_M = \frac{2A_M}{\omega_{эд}^2 [1 - (1 - \varepsilon)^2]}$$

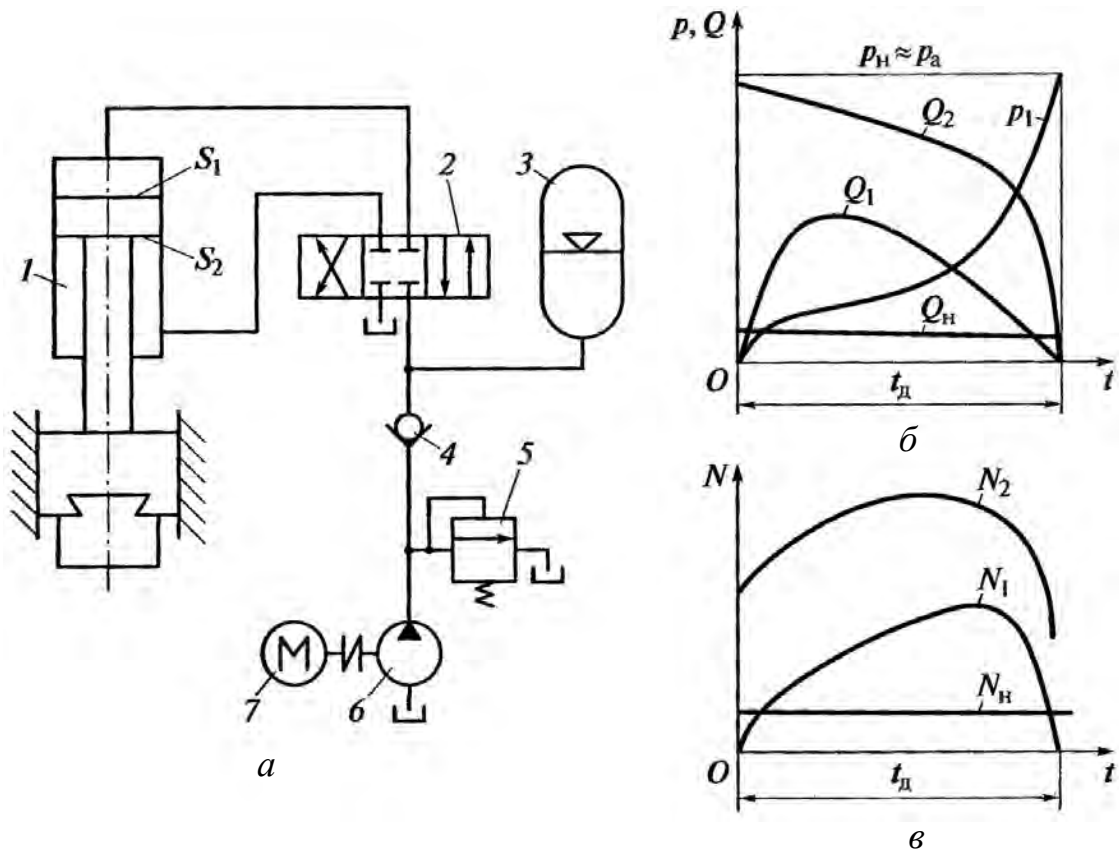
где A_M – работа маховика; $\omega_{эд}$ – синхронная угловая скорость электродвигателя; ε – скольжение электродвигателя.

В периоды пониженных затрат мощности насосом (до точки c на рисунке 4, в) электродвигатель разгоняет маховик. Энергия электродвигателя аккумулируется маховиком и расходуется насосом в периоды пикового потребления мощности рабочим цилиндром. С помощью маховика достигается снижение и лучшее использование установочной мощности электродвигателя $N_{уэ}$.

В насосном приводе с переменной подачей применяют аксиально-плунжерные и радиально-плунжерные насосы, в конструкции которых предусмотрена возможность изменения подачи в зависимости от давления.

4.3.3 Насосно-аккумуляторный привод

В насосно-аккумуляторном приводе (рисунок 4.14, а) электродвигатель 7 приводит в действие насос 6. Между насосом и рабочим цилиндром 1 пресса находится накопитель энергии жидкости – аккумулятор 3. Жидкость под давлением накапливается во время пауз и во время таких этапов цикла, когда расход жидкости меньше подачи насосов.



a – принципиальная схема; $б$ – диаграмма давления и подачи насоса;
 $в$ – диаграмма мощности привода во время рабочего хода пресса;
 1 – рабочий цилиндр; 2 – распределитель; 3 – аккумулятор;
 4 – обратный клапан; 5 – разгрузочно-переливной клапан; 6 – насос;
 7 – электродвигатель

Рисунок 4.14 – Принцип действия насосно-аккумуляторного гидропривода

Во время этапов цикла, когда требуется повышенный расход жидкости высокого давления $p_n = p_a$ (p_a – давление в аккумуляторе), например, во время рабочего хода пресса Q_1 и пресс-молота Q_2 (рисунок 4.14, б), а также во время разгона рабочих масс молота, питание цилиндра машины осуществляется одновременно от насосов и аккумулятора, причем расход жидкости из аккумулятора значительно превышает подачу насосов Q_H . Для пресса такими периодами являются рабочий и возвратный ходы, для молота и пресс-молота – ход разгона и возвратный ход. Значения пиковых расходов для каждого из этих периодов различны и определяются произведением скорости поршня (плунжера) на его площадь.

Для управления потоком жидкости используется распределительное устройство 2 с закрытым центром. В нейтральной позиции линии для подвода жидкости от аккумулятора, а также от цилиндра к сливной линии должны быть полностью перекрыты. Между насосом и аккумулятором расположен обратный клапан 4, который предотвращает возможную разрядку аккумулятора через разгрузочно-предохранительный клапан 5 и предохраняет насос от воздействия обратного потока жидкости из аккумулятора. Насос подает жидкость в аккумулятор и при его заполнении переводится на слив с помощью разгрузочно-предохранительного клапана. При понижении уровня жидкости или давления в аккумуляторе, насос вновь подает жидкость в аккумулятор.

При включении распределительного устройства жидкость из аккумулятора подается под давлением в рабочий цилиндр пресса. Если к этому времени насос переведен на слив, то в цилиндр поступает жидкость только из аккумулятора. Если насос продолжает работать, то поток от насоса дополняет поток от аккумулятора. Таким образом, в течение времени цикла электродвигатель и насос нагружены постоянно средней за цикл мощностью N_H (рисунок 4.14, в). Мощность, развиваемая гидроцилиндром пресса при выполнении различных технологических операций, например, листовой N_1 и объемной N_2 штамповки, значительно превышает мощности насоса N_H и электродвигателя. Повышенные расходы мощности обеспечиваются аккумулятором.

Суммарная установочная мощность насосов $N_H = p_a Q_H$, где p_a – давление в аккумуляторе, Q_H – подача насоса.

Для привода одного пресса используют индивидуальный насосно-аккумуляторный привод, устанавливаемый, как правило, вблизи него. Для привода группы прессов применяют НАС, располагаемые в отдельном помещении. Часто НАС используют в качестве индивидуального привода мощного пресса.

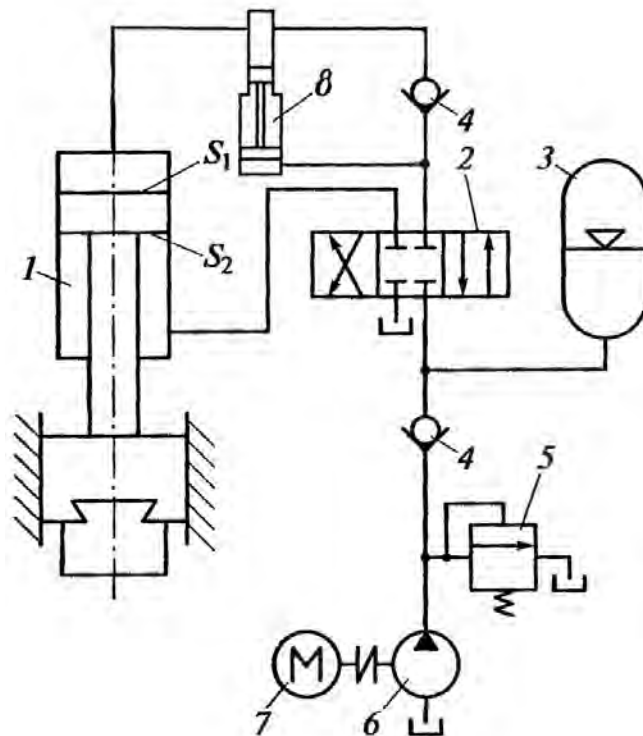
4.3.4 Мультипликаторный привод

В мультипликаторном приводе энергия сжатого воздуха или механическая энергия электродвигателя преобразуется в энергию давления жидкости с помощью устройства увеличения давления жидкости – мультипликатора (рисунок 4.15). Для привода первичного звена мультипликатора в некоторых современных конструкциях применяют электромеханические устройства: реечные, винтовые, кривошипные, с помощью которых вращательное движение электродвигателя преобразуется в поступательное перемещение плунжера мультипли-

го хода, например при осадке слитка, нужно совершить несколько ходов мультипликатора и, следовательно, несколько единичных ходов.

Гидравлические мультипликаторы не являются самостоятельным приводом, их применяют в сочетании с насосно-аккумуляторным приводом как средство получения большого количества ступеней усилий и скоростей пресса. Это необходимо для экономии жидкости высокого давления и повышения КПД прессов при технологических операциях, в течение которых усилие переменное или меньше номинального усилия пресса. Мультипликаторы с механическим приводом применяются только на небольших прессах.

Современные насосы гидроприводов позволяют создавать давление жидкости до 32 МПа. Габаритные размеры гидравлического пресса в плане определяются количеством рабочих цилиндров. Один из путей сокращения размеров – повышение давления жидкости. Для этого в насосно-аккумуляторный привод включают гидравлический мультипликатор давления (рисунок 4.16).



- 1 – рабочий цилиндр; 2 – распределитель; 3 – аккумулятор;
4 – обратный клапан; 5 – разгрузочно-переливной клапан; 6 – насос;
7 – электродвигатель; 8 – мультипликатор

Рисунок 4.16 – Принцип действия мультипликаторного привода

Для управления потоком жидкости используется распределитель 2 с закрытым центром. В нейтральной позиции линии для подвода жидкости от аккумулятора, а также от цилиндра к сливной линии должны быть полностью перекрыты, ползун неподвижен. При включении распределительного устройства жидкость из аккумулятора 3 подается под давлением в цилиндр низкого давления мультипликатора 8. В результате плунжер мультипликатора перемещается, и жидкость сверхвысокого давления нагнетается в рабочий цилиндр 1 пресса.

Обратный клапан 4 отсекает аккумулятор 3, а жидкость из нижней полости рабочего цилиндра 1 пресса поступает на слив.

Для совершения обратного холостого хода необходимо переключить распределитель 2. При этом жидкость из аккумулятора 3 поступает в нижнюю полость рабочего цилиндра 1 цилиндры, а из мультипликатора 8 – на слив.

4.3.5 Использование мощности насосов гидропривода

Тип привода определяется номинальным усилием, развиваемым прессом. В отдельных случаях трудно отдать предпочтение аккумуляторному или безаккумуляторному приводу. Тогда целесообразно определить расход энергии приводами за время цикла и выбрать более экономичный вариант привода.

Работу пресса определяет время рабочего хода t_p , в течение которого происходит пластическая деформация металла. Если пренебречь потерями в гидросистеме, то для насосного безаккумуляторного гидропривода, не имеющего маховика на приводном валу насоса, в любой момент времени рабочего хода справедливо равенство $N_{\Pi} = N_H = N_{Э}$, где N_{Π} – мощность, развиваемая прессом при рабочем ходе; N_H и $N_{Э}$ – соответственно мощности, развиваемые насосом и электродвигателем.

В работе пресса имеются моменты, когда N_{Π} достигает максимального значения. В этом случае максимальной должна быть и мощность насоса N_H . Значит, насосы следует рассчитывать по максимальной мощности, развиваемой прессом и определяемой предельным усилием и заданной скоростью движения ползуна.

Так как время рабочего хода становится минимальным при полном использовании мощности насоса, то для получения минимального t_p насос должен работать с номинальной мощностью в течение всего рабочего хода $pQ = N_{H \text{ ном}}$, где p – давление, развиваемое насосом; Q – подача насоса.

Насос, обеспечивающий номинальную мощность в течение рабочего хода и имеющий эффективный КПД, равный 1, называется идеальным.

В реальных условиях насосы гидропрессовых установок не работают с постоянной мощностью, особенно в начале рабочего хода, когда для многих технологических процессов не нужно высокое давление, а необходима только большая производительность.

Приближение работы гидропривода к работе идеального насоса за время t_p практически осуществляется следующими способами: применением насосов со ступенчатым регулированием подачи по давлению, насосов различных характеристик, батареи одинаковых насосов, насосов с автоматическим изменением производительности, использованием в прессе нескольких цилиндров, включаемых при различных давлениях, а также комбинаций перечисленных способов.

Улучшить использование мощности установленных электродвигателей за время полного цикла работы пресса t_{Π} можно приближением работы гидропривода к работе идеального двигателя, которым называют электродвигатель, развивающий в течение времени t_{Π} постоянную мощность, равную отношению A_{Π}/t_{Π} (A_{Π} – полезная работа, совершаемая прессом).

Приближение к работе идеального двигателя при отсутствии аккумулятора достигается указанными выше способами снижения установочной мощности насосов. Часто время, идущее на вспомогательные операции, намного превышает время рабочего хода пресса, в результате чего гидропривод вынужден работать на холостом ходу продолжительное время. Мощность, развиваемая электродвигателями при холостой работе насосов, составляет 10-15 % максимально развиваемой мощности. Поэтому там, где позволяют технологические требования, рационально допускать некоторое уменьшение скорости рабочего хода или увеличение отношения $t_p/t_{ц}$. В этом случае общая продолжительность цикла может измениться незначительно за счет сокращения времени на ход приближения, обратный ход и переключения.

Отдельные технологические процессы, например выдавливание, требуют то высоких, то низких скоростей рабочего хода. Это связано с технологическими свойствами материала обрабатываемых заготовок. В этом случае более полного использования мощности насосов и электродвигателей можно достигнуть отключением части насосов с двигателями.

При выборе мощности электродвигателя для гидропрессов различают два режима его работы: длительный и повторно-кратковременный. По длительному режиму выбирают электродвигатели для насосно-аккумуляторного гидропривода. Электродвигатели для насосного безаккумуляторного гидропривода выбирают по повторно-кратковременному режиму. Часто оказывается возможным выбирать номинальную мощность электродвигателя, равную половине мощности приводимого насоса.

Дальнейшее снижение установочной мощности электродвигателей в насосном безаккумуляторном гидроприводе прессов можно обеспечить установкой маховика на валу, который соединяет электродвигатель с насосом. При маховичном приводе изменение числа оборотов маховика и отдача им энергии зависят от механической характеристики электродвигателя. В этом случае будет справедливо выражение $N_{п} = N_{н} \geq N_{э}$. Здесь лимитирующим элементом является мощность установленных насосов. Мощность двигателей может быть снижена в 2-3 раза и выше и зависит от характера нагрузки $P = f(S)$ и отношения $t_p/t_{ц}$.

В некоторых случаях более полного использования мощности электродвигателей и насосов можно достигнуть объединением нескольких прессов одинакового усилия в одну гидропрессовую установку. Когда рабочее усилие пресса соответствует предельному давлению жидкости в насосе, последний отключается от этого пресса и переключается на другой пресс. Указанный способ уменьшает или совсем ликвидирует холостую работу насосов и поэтому является экономичным.

Выбор схемы насосного безаккумуляторного гидропривода в значительной мере определяется силовым режимом работы пресса. Технологические процессы обработки давлением по характеру силового режима можно подразделить на шесть основных групп (рисунок 4.17).

Группа I (процессы выдавливания, прошивки и протяжки) – усилие, развиваемое за время хода плунжера пресса, сохраняется примерно постоянным, т.е.

$dP/dS \approx 0$, а степень заполнения графика усилий $\varphi = 70-80\%$ (с учетом максимума усилия в конце хода).

Группа II (процессы осадки, вытяжки, шлихтовки и т.п.) – усилие плавно возрастает по ходу плунжера пресса; зависимость $P = f(S)$ приближается к линейной, т.е. $dP/dS = \text{const}$; $\varphi = 60-70\%$.

Группа III (гибка, горячая штамповка, брикетирование, формовка листового материала, пакетирование и т.п.) – график усилий можно разделить на два участка. На первом участке усилие по ходу плунжера пресса возрастает постепенно, т.е. $dP/dS = \text{const}$, а на втором участке усилие возрастает интенсивно, т.е. $dP/dS \rightarrow \infty$; $\varphi = 10-25\%$.

Группа IV (вытяжка листового материала, штамповка с помощью резины и т.п.) – усилие плавно изменяется по ходу плунжера: $dP/dS \neq \text{const}$; $\varphi = 40-70\%$.

Группа V (вырубка-пробивка) – усилие резко возрастает при относительно малых величинах рабочего хода и еще более резко падает после момента $dP/dS = 0$; $\varphi = 25-60\%$.

Группа VI (чеканка, калибровка и т.п.) – усилие резко возрастает по ходу плунжера, т.е. $dP/dS \rightarrow \infty$ при малых величинах рабочего хода, часто определяемого упругими деформациями деталей пресса; $\varphi = 40-45\%$.

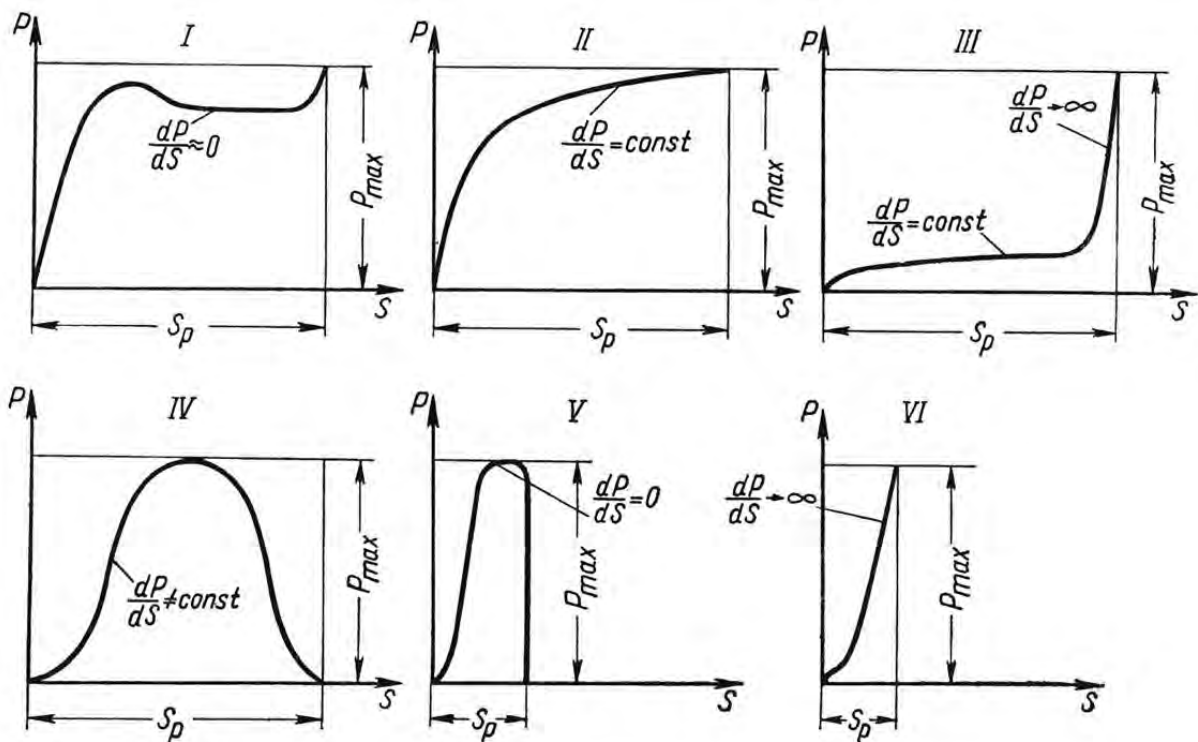


Рисунок 4.17 – Типовые графики технологических усилий

Расчетные графики усилий должны содержать не только работу по пластической деформации заготовок, но и работу по упругой деформации металлических частей пресса. Для расчетов, связанных с выбором гидропривода, фактические графики целесообразно заменять упрощенными графиками, состоящими из прямых отрезков.

Рассмотрение типовых графиков усилий позволяет сделать выводы о применимости того или иного гидропривода. Например, для процессов группы III

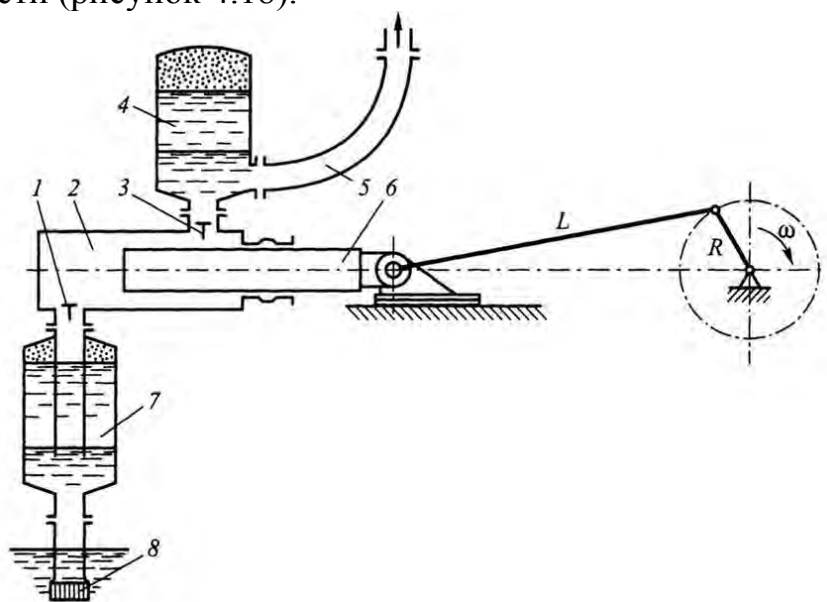
прессы небольших усилий целесообразно не оснащать насосным аккумуляторным гидроприводом. Его гидравлический коэффициент будет незначителен вследствие малой степени заполнения графика усилий. Нецелесообразен здесь и насосный безаккумуляторный гидропривод в простейшем исполнении (насос постоянной подачи и одноцилиндровый пресс). Мощность привода не будет использована в достаточной мере. Поэтому целесообразно применение гидропривода от насосов различных характеристик. Например, при объемной горячей штамповке применение более двух насосов различных характеристик нецелесообразно, т.к. расчетный типовой график усилий горячей штамповки (группа III) характеризуется только двумя участками.

4.4 Элементы гидропривода

4.4.1 Насосы гидравлических прессов

Насосы являются основным, наиболее часто применяемым элементом привода гидропрессов. Наиболее широко используются насосы высокого давления – кривошипно-, ротационно- и аксиально-плунжерные, которые нагнетают жидкость давлением свыше 10 МПа, а также насосы среднего давления – лопастные, шестеренные, винтовые и центробежные, которые в основном используют для создания давлений до 10 МПа.

Кривошипно-плунжерные насосы используют в индивидуальном и групповом приводах гидравлических прессов. Насосы этого типа позволяют получать давления до 32 МПа при подаче до 5000 л/мин. Кривошипно-плунжерные насосы работают как на воде, так и на минеральном масле и применяются в тех случаях, когда необходимо создать высокое давление при малой вязкости нагнетаемой жидкости (рисунок 4.18).



- 1 – всасывающий клапан; 2 - насосная камера; 3 - нагнетательный клапан;
4, 7 – воздушный клапан; 5- напорная труба; 6 – плунжер; 8 – фильтр

Рисунок 4.18 – Схема кривошипно-плунжерного насоса

В зависимости от количества насосных камер и плунжеров насосы подразделяют на одно-, двух- и трехплунжерные. Наибольшее распространение получили трехплунжерные горизонтальные насосы с кривошипами, расположенными под углом 120° относительно друг друга, обеспечивающие более равномерную подачу (рисунок 4.19).

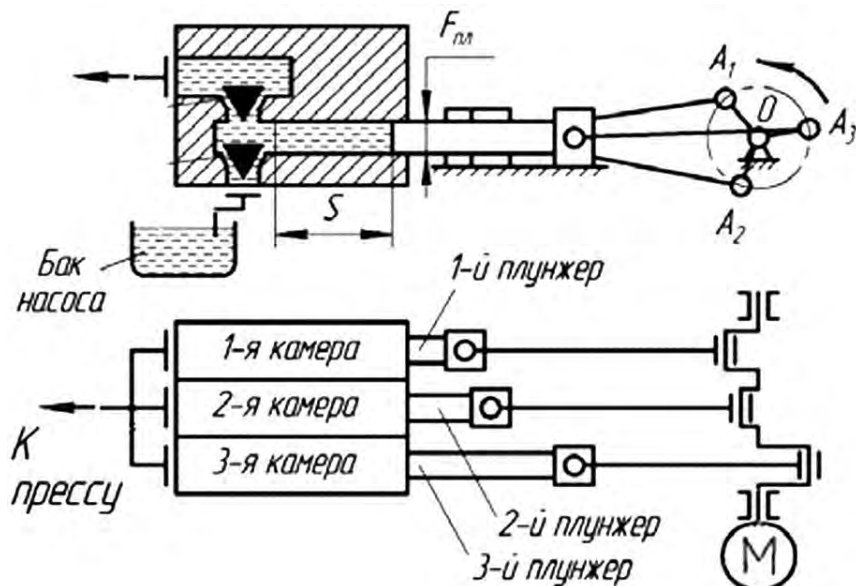
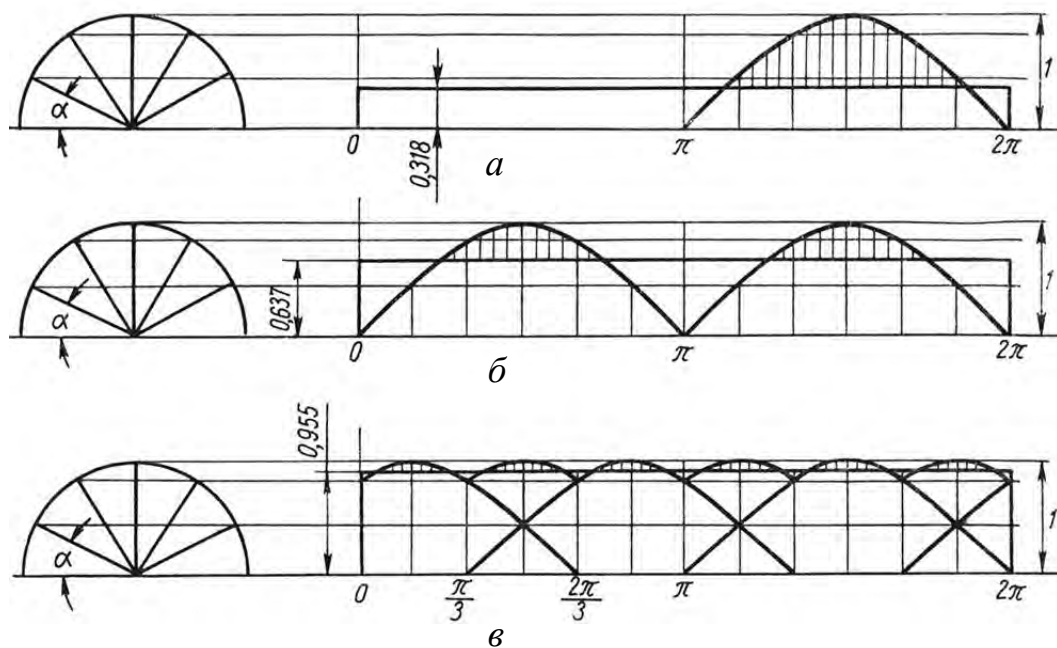


Рисунок 4.19 – Расположение камер трехплунжерного насоса

На рисунке 4.20 показаны диаграммы подачи насосов в зависимости от числа плунжеров, максимальная величина подачи принята за единицу.



а – одноплунжерный; б – двухплунжерный; в – трехплунжерный

Рисунок 4.20 – Диаграммы подачи насосов

В насосе простого действия жидкость нагнетается при движении плунжера (поршня) только в одном направлении и всасывается при обратном. В насосе двойного действия жидкость нагнетается при движении плунжера (поршня) в обоих направлениях. Насос двойного действия, как правило, поршневой, всасывает и нагнетает обеими сторонами плунжера, благодаря чему его производительность увеличивается, а подача за полный оборот кривошипного вала становится более равномерной.

Шатуны и ползуны кривошипно-плунжерных насосов изготавливают ковкой или литьем из стали. Длину шатуна L рекомендуют принимать не менее пяти радиусов кривошипа ($L > 5R$). Плунжеры изготавливают из легированной коррозионностойкой стали марок 3X13 и 2X13. Для снижения утечек рабочей жидкости поверхность плунжера должна быть твердая и зеркально-гладкая. Блок цилиндров выполняют кованым из стали 35, клапаны, седла, пружины и крепежные детали изготавливают из коррозионностойкой стали.

Насос любой конструкции и типа характеризуют номинальной подачей Q_H , номинальным давлением p_H , объемным КПД η_H , номинальной мощностью N_H на его валу.

Номинальная подача насоса Q_H , м³/с – это расчетный объем жидкости, вытесняемый за единицу времени из полости нагнетания насоса с учетом общего КПД η_H , характеризующего потери, связанные с утечками рабочей жидкости через зазоры из полостей с высоким давлением в полости с низким давлением, трением, а также гидравлические потери в каналах трубопроводов

$$Q_H = \frac{1}{60} F_{\text{пл}} S_{\text{max}} z n \eta_H,$$

где S_{max} – максимальный ход плунжера; $F_{\text{пл}}$ – площадь поперечного сечения плунжера; z – количество плунжеров насоса; n – частота оборотов коленчатого вала.

Для получения давления p_H мощность на коленчатом валу насоса должна быть

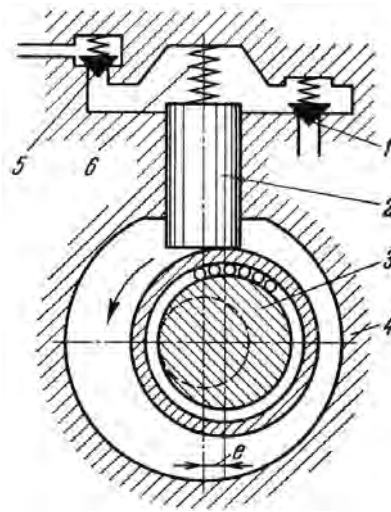
$$N_H = \frac{p_H Q_H}{\eta_H}.$$

Для кривошипно-плунжерных насосов, применяемых в приводе гидравлических прессов, $\eta_H = 0,63-0,70$.

Обычно у кривошипно-плунжерных насосов средняя скорость плунжера не превышает 3 м/с, величина хода плунжера – 300-600 мм, число оборотов коленчатого вала принимается равным 95-180 в минуту. Быстроходность ограничивается инерционностью больших масс подвижных частей, что является недостатком насосов этого типа.

Эксцентрово-плунжерные насосы получают все более широкое применение в насосном приводе гидравлических прессов (рисунок 4.21). В их конструкциях вместо кривошипно-шатунного привода установлен эксцентриковый вал, эксцентрик которого является приводом перемещения плунжера. Эксцентриковый вал непосредственно соединен с валом двигателя и вращается с той же частотой вращения, что и двигатель. Такие насосы применяют для получения повышенного давления жидкости (30-40 МПа и выше) при относительно

небольшой подаче (5-35 л/мин). Поэтому они работают в комбинации с насосами низкого давления, имеющими большую подачу, например шестеренными, у которых рабочей жидкостью является минеральное масло, а переключение осуществляется автоматически.



1 – всасывающий клапан; 2 – плунжер; 3 – эксцентрик; 4 – корпус;
5 – нагнетательный клапан; 6 – пружина

Рисунок 4.21 – Схема эксцентриково-плунжерного насоса

Эксцентриково-плунжерные насосы изготавливают с радиальным и рядным расположением плунжеров. Зазор между цилиндром и плунжером диаметром 20-30 мм составляет 15-30 мкм. Благодаря высокой герметичности клапанного распределения такие насосы применяют для создания относительно высоких давлений. Частота вращения эксцентрикового вала, как правило, не превышает 1500 об/мин.

Подача насоса

$$Q_H = \frac{\pi d_{пл}^2}{240} e z n \eta_H,$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; e – эксцентриситет; z – количество плунжеров в секции; n – частота вращения ротора, об/мин; m – количество секций.

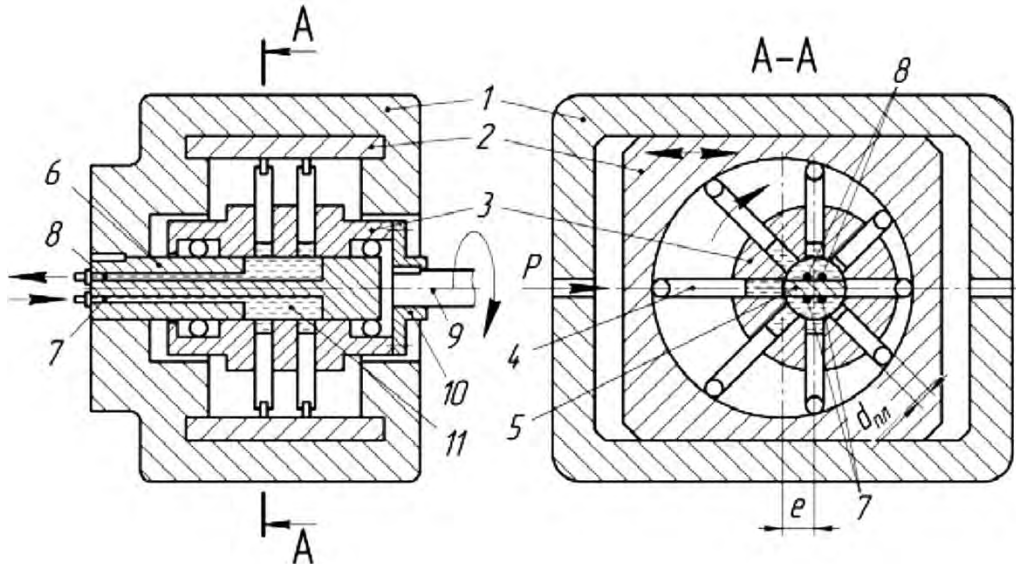
Объемный КПД эксцентриково-плунжерных насосов относительно высок ($\eta_H = 0,7$), при этом они в шесть раз легче кривошипно-плунжерных насосов равной мощности.

Роторные радиально-плунжерные насосы (рисунок 4.22) применяют преимущественно для безаккумуляторного привода гидропрессов на минеральных маслах. Вал ротора насоса непосредственно соединен с валом приводного двигателя с частотой вращения до 1500 об/мин. В зависимости от назначения гидравлического пресса устанавливают насосы с постоянной или переменной подачей.

Среднее значение объемного КПД радиально-плунжерного насоса $\eta_H = 0,82 \dots 0,90$. Подача насоса

$$Q_H = \frac{\pi d_{пл}^2}{240} e z n \eta_H,$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; e – эксцентриситет; n – частота вращения ротора, об/мин; z – количество плунжеров в ряду; m – количество рядов.



1 – корпус; 2 – блок; 3 – ротор; 4 – плунжер; 5 – перегородка вала;
6 – ось; 7, 8 – каналы; 9 – приводной вал; 10 – муфта; 11 – камера

Рисунок 4.22 – Схема роторного радиально-плунжерного насоса

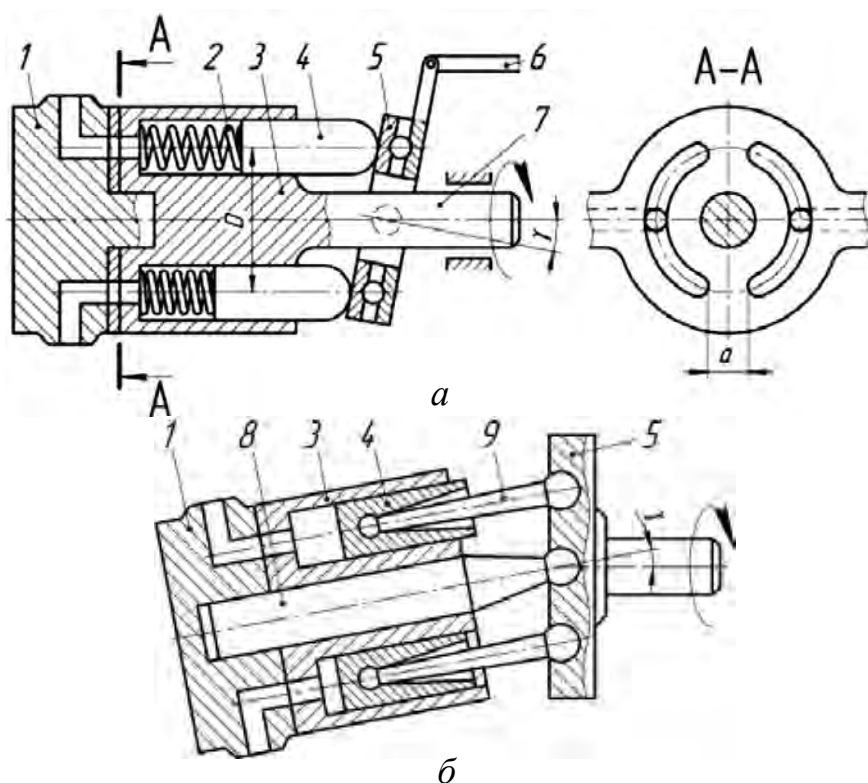
Подачу насоса можно изменять смещением блока 2 насоса по отношению к ротору 3 (у насосов переменной подачи), а направление рабочего потока масла – перемещением блока в противоположную от центра ротора сторону. Радиально-плунжерные насосы рассчитаны на подачу до 1000 л/мин при давлениях до 20 МПа.

Роторные аксиально-плунжерные насосы в отличие от радиально-плунжерных обладают меньшим моментом инерции ротора и более высоким КПД за счет меньших утечек, так как при торцовом распределении жидкости зазор между распределительным диском и блоком постоянно автоматически устраняется. Роторные аксиально-плунжерные насосы подразделяются на две основные группы. К первой группе относятся насосы, ось блока цилиндров у которых совпадает с осью вращения вала, т.е. насосы с наклонным диском. Ко второй – у которых ось вала находится под углом к оси вращения блока цилиндров, т.е. насосы с наклонным блоком цилиндров (рисунок 4.23).

Подача аксиально-плунжерных насосов

$$Q_H = \frac{\pi d_{пл}^2}{240} z n D \tan \gamma \eta_H,$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; z – количество плунжеров; n – частота вращения вала насоса, об/мин; D – диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров; γ – угол наклона диска относительно блока цилиндров; η_H – насоса.



a – с наклонным диском; *б* – с наклонным блоком цилиндров
 1 – распределительная головка; 2 – пружина; 3 – ротор; 4 – плунжер;
 5 – диск; 6 – рычаг; 7 – приводной вал; 8 – центрирующий вал; 9 – шток
Рисунок 4.23 – Схемы роторных аксиально-плунжерных насосов

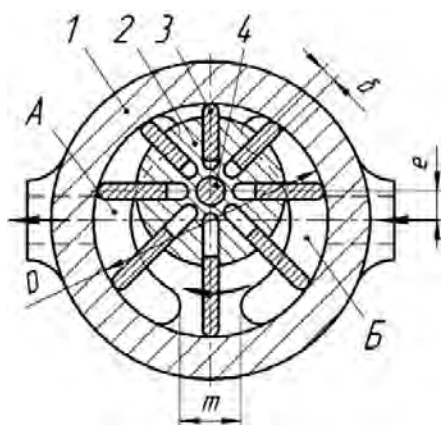
Насосы аксиального типа бывают постоянной и переменной подачи и рассчитаны на давление 20-35 МПа с частотой вращения до 1500 об/мин.

Работа *роторного пластинчатого насоса* (рисунок 4.24) основана на вытеснении жидкости из рабочего объема с помощью лопастей (пластин). При вращении ротора по часовой стрелке пластины, расположенные слева от оси симметрии насоса, будут задвигаться в пазы ротора, тем самым уменьшая объемы жидкости, заключенные между ними и торцами корпуса. Вытесненная из этих объемов жидкость попадает в С-образную канавку *A*, а затем в напорную магистраль. Пластины, находящиеся справа от оси симметрии насоса, увеличивают заключенные между ними объемы жидкости, поступающей из полости *B*, соединенной со всасывающей магистралью. Пластины из пазов ротора обычно вытесняются давлением жидкости, подводимой из напорной полости к торцам пазов со стороны центра ротора.

Подача пластинчатого насоса одинарного действия

$$Q_H = 2eb(\pi D - \delta z)n\eta_H,$$

где *e* – эксцентриситет; *b* – ширина пластин; *D* – диаметр статора; δ – толщина пластин; *z* – количество пластин; *n* – частота вращения ротора, об/мин; η_H – КПД насоса.



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластина; 4 – приводной вал
Рисунок 4.24 – Схема роторного пластинчатого насоса

Недостатком пластинчатых насосов простого действия является постоянная нагрузка на подшипники вала ротора радиальными силами от давления жидкости.

Пластинчатые насосы применяют как для вспомогательных гидросистем, не требующих высоких давлений, так и для основного привода гидравлического пресса, но при этом пластинчатый насос работает в сочетании с насосом высокого давления, но меньшей производительности.

В зависимости от типа пластинчатые насосы изготавливают на подачи 5-200 л/мин при давлении 6,3-12,5 МПа с частотой вращения ротора до 1500 об/мин, $\eta_H = 0,65-0,93$.

Шестеренные насосы являются наиболее простыми и компактными из всех типов насосов без регулирования подачи жидкости. Они обеспечивают подачу до 150 л/мин при давлении до 6,5 МПа.

Шестеренный насос (рисунок 4.25) представляет собой корпус, внутри которого размещена пара находящихся в зацеплении шестерен имеющих незначительные радиальные и торцовые зазоры (0,05-0,12 мм) с корпусом (статором) для обеспечения требуемого уплотнения. При вращении шестерен масло, подведенное из патрубка всасывания, переносится во впадинах зубьев шестерен вдоль стенок корпуса к патрубку нагнетания.

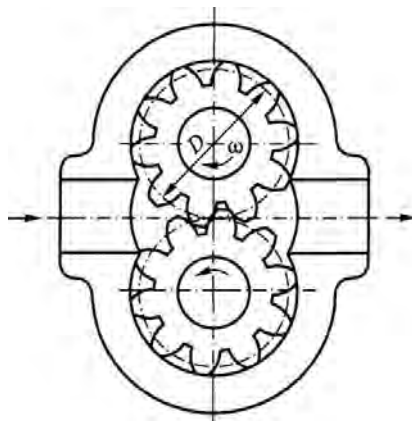


Рисунок 4.25 – Схема шестеренного насоса

Подачу шестеренного насоса можно определить по формуле

$$Q_n = 2\pi D m b n \eta_n,$$

где D – диаметр делительной окружности шестерни; m – модуль зацепления; b – ширина шестерни; n – частота вращения шестерен, об/мин; η_n – общий КПД насоса.

Шестерни изготавливают из низкоуглеродистых легированных сталей и подвергают цементации с закалкой активных поверхностей зубьев до твердости HRC 56...62; втулки выполняют из бронзы БрА9Ж4. Минимальные величины зазоров между шестернями и корпусом, а также между втулками, корпусом и шестернями обеспечиваются высокой точностью изготовления деталей насоса. Подача шестеренных насосов составляет 16-150 л/мин при давлении 1-20 МПа. Объемный КПД таких насосов $\eta_n = 0,7-0,8$. Шестеренные насосы могут создавать и более высокие давления, однако их КПД при этом резко снижается.

4.4.2 Регулирующая и предохранительная гидроаппаратура

Гидроаппаратуру и гидравлические устройства по назначению и функциональному действию можно разделить на две группы: 1) регулирующая и предохранительная, которая поддерживает требуемую силу и скорость передвижения различных механизмов пресса и предохраняет гидросистему от перегрузки; 2) распределительная, которая служит для направления потока жидкости к различным механизмам пресса. Вся гидроаппаратуру по принципу действия и конструктивному оформлению подразделяют на клапанную и золотниковую.

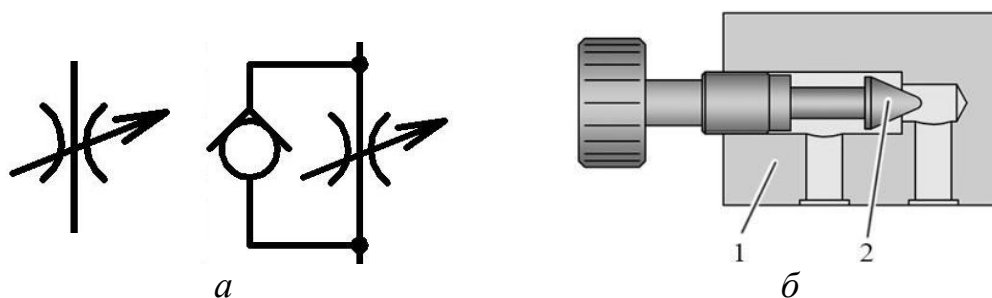
Клапан – это устройство, предназначенное для открытия, закрытия или регулирования потока жидкости (или газа) при наступлении определенных условий (повышение давления, изменение направления потока и т.п.). Клапанная аппаратура и клапанные распределители нашли широкое применение в гидропрессовых установках с насосно-аккумуляторным приводом, рабочей жидкостью которого является водная эмульсия.

Золотник – устройство, направляющее поток жидкости (или газа) путем смещения подвижной части относительно окон в поверхности, по которой она скользит. Золотники и золотниковые распределительные устройства получили широкое распространение в насосном безаккумуляторном приводе гидропрессовых установок, использующих в качестве рабочей жидкости масло.

Клапаны обеспечивают надежное перекрытие потока жидкости под высоким давлением и регулировку подачи за счет дросселирования (перекрытия) проходного сечения клапана. *Дросселем* называют гидроаппарат, предназначенный для регулирования гидравлического сопротивления потоку жидкости (с целью уменьшения расхода или изменения давления) путем изменения проходного сечения.

Гидравлическое сопротивление или нерегулируемый дроссель на схемах изображают двумя изогнутыми линиями. Возможность регулирования показывается добавлением стрелки. В гидроприводах часто используют дроссели с об-

ратным клапаном, которые обеспечивают регулирование скорости только в одном направлении (рисунок 4.26, а).



а – условное обозначение; б – схема

1 – корпус; 2 – запорный конус

Рисунок 4.26 – Регулируемый дроссель

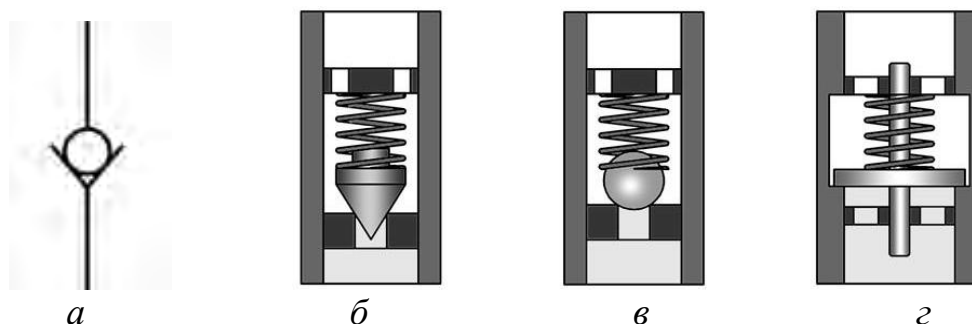
Площадь проходного сечения, выполненного в корпусе 1 дросселя (рисунок 4.26, б) изменяется в зависимости от положения конического запорно-регулирующего элемента 2. В момент касания поверхностей конуса 2 и отверстия в корпусе 1, проходное сечение дросселя полностью закроеется, течение жидкости в этом случае невозможно. При перемещении вращением рукоятки конуса 2 влево, проходное сечение дросселя и расход жидкости будут увеличиваться, а при перемещении вправо – уменьшаться.

Клапаны и клапанные распределители в гидросистемах прессов выполняют следующие функции:

- контролируют направление потока жидкости;
- предохраняют гидромагистрали от повышения давления рабочей жидкости сверх заданной максимальной величины;
- поддерживают заданную величину давления рабочей жидкости за счет ее непрерывного слива; такие клапаны настраиваются на давление на 0,1-0,2 МПа меньше, чем давление предохранительных клапанов, и иногда заменяют последние;
- уменьшают и поддерживают на постоянном уровне давление рабочей жидкости;
- обеспечивают определенную последовательность работы цилиндров пресса и изменение давления в гидросистеме.

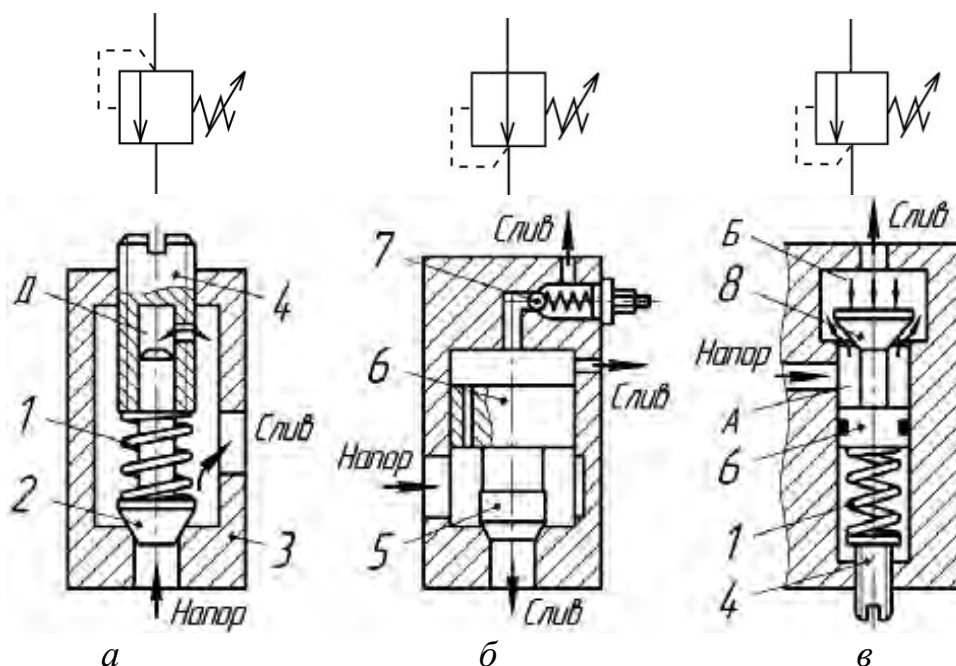
Обратные клапаны (рисунок 4.27) применяют в системах, где необходимо однонаправленное движение жидкости.

Назначение обратного клапана – пропускать рабочую жидкость в одном направлении и препятствовать ее движению в другом. В данном случае при подаче жидкости снизу вверх запорный элемент отойдет от седла, обозначенного двумя линиями. А при подаче жидкости сверху вниз запорный элемент прижмется к седлу и не допустит течения жидкости в этом направлении (рисунок 4.27, а). Часто в условном обозначении обратного клапана изображают пружину, обеспечивающую предварительное поджатие запорного элемента, в качестве которого используют конус, шарик или диск (рисунок 4.27, б-г), к седлу.



a – условное обозначение; *б* – конусный; *в* – шариковый; *г* – тарельчатый
Рисунок 4.27 – Обратные клапаны

Принцип действия регулирующих клапанов основан на выравнивании давлений, действующих на запорный элемент со стороны пружины и со стороны жидкости в гидросистеме (рисунок 4.28). В случае достижения давления настройки предохранительный клапан открывается и пропускает поток (или часть потока) из напорной линии в сливную. Регулировка давления настройки предохранительного клапана осуществляется путем изменения предварительного поджатия пружины.



a – предохранительный; *б* – переливной; *в* – редукционный
 1 – пружина; 2, 5, 8 – запорные элементы; 3 – корпус; 4 – винт;
 6 – поршень; 7 – шарик

Рисунок 4.28 – Условные обозначения и схемы регулирующих клапанов

Предохранительный клапан (рисунок 4.28, *a*) – поддерживает давление заданного уровня, не превышая этого показателя. Находится в работе непостоянно, т.е. при заданном стабильном давлении поток рабочей жидкости через него не проходит. Срабатывает в условиях превышения давления в гидросистеме,

что случается, например, при превышении допустимой нагрузки на плунжер гидроцилиндра, при остановке на упоре и т.п.

При работе предохранительного клапана запорный элемент 2 пружиной 1 прижат к седлу в корпусе 3. Сила пружины определяет величину давления жидкости, при котором сработает клапан. Величину сжатия пружины, а, следовательно, и давления, регулируют винтом 4. Хвостовик клапана входит в отверстие винта, образуя полость *Д*, которая соединена с внутренней полостью через дроссельное отверстие и служит демпфером (гасителем) резонансных колебаний клапана.

Переливной клапан (рисунок 4.28, б), главной функцией которого является поддержание на заданном уровне давления жидкости на входе, постоянно находится в работе, т.е. через него постоянно протекают излишки рабочей жидкости.

В переливном клапане запорный элемент 5, жестко связанный с поршнем 6, прижимается к седлу давлением жидкости в полости над поршнем 6, соединенной отверстием малого сечения с напорной линией. Давление, при котором открывается клапан, устанавливается вспомогательным обратным клапаном 7, через который полость над поршнем 6 запорного элемента соединена со сливом. При открытии обратного клапана 7 в полости над поршнем 6 устанавливается давление, меньшее, чем давление в напорной линии, на величину потери давления при протекании жидкости через отверстие небольшого (дросселирующего) сечения в поршне 6. Разностью этих давлений (под и над поршнем) клапан открывается, сбрасывая основной поток масла на слив. Клапаны работают бесшумно и поддерживают давление в системе строго постоянным и легко регулируемым за счет поворота винта, влияющего на пружину шарикового клапана. Клапан может управляться дистанционно, конечными выключателями и другими способами, воздействующими на линию слива у шарикового клапана.

Редукционный клапан (рисунок 4.28, в) предназначен для управления величиной давления в отводимой линии (на выходе) и поддержание его на постоянном уровне.

В редукционном клапане запорный элемент 8 жестко соединен с поршнем 6. Пружина 1 отжимает запорный элемент 8 от седла. На запорный элемент 8 и поршень действуют различные силы. В полости *А* входное давление действует на поршень 6 и запорный элемент 8 приблизительно с равными силами, взаимно уравновешенными и направленными в противоположные стороны. На поршневое устройство действует также сила пружины 1 и сила от редуцированного давления в полости *Б*. Пружину регулируют с помощью винта 4 так, чтобы сила редуцированного давления на клапан в полости *Б* уравновешивала силу пружины 1. Если редуцированное давление окажется меньше заданного, то под действием пружины запорный элемент 8 отойдет от седла и откроет проход жидкости из полости *А* в полость *Б*, в результате чего давление в полости *Б* примет заданное значение. При повышении редуцированного давления в полости *Б* запорный элемент 8 сместится к седлу и частично или полностью закроет доступ жидкости из полости *А* в полость *Б*.

Для клапанов и стаканов используют нержавеющей стали (3Х13 и др.), а также твердые бронзы с сопротивлением на сжатие не менее 300 МПа, с относительным удлинением 20 %. Качество и надежность посадки клапана в седле обеспечивают притиркой конусной фаски, выполненной под углом 45° к седлу. Средняя скорость потока жидкости через клапан не должна превышать 20-30 м/с при давлении жидкости 20-30 МПа.

При больших диаметрах клапанов усилия управления становятся недопустимо большими. В таких случаях применяют клапаны с предварительной разгрузкой, а также другие конструкции клапанов и способы снижения усилий управления.

4.4.3 Распределительная гидроаппаратура

Отдельные клапаны для управления различными циклами (ходами) гидравлического пресса комплектуют в одном стальном корпусе в клапанные распределительные устройства, служащие для перенаправления потоков жидкости с помощью одной общей рукоятки управления. Однако при больших давлениях рабочей жидкости переключение устройств, напрямую перекрывающих поток, может быть затруднено. Поэтому чаще применяют устройства, отсекающие поток жидкости в поперечном направлении.

Золотниковые распределители, основным рабочим элементом которых является золотник (рисунок 4.29), используют для изменения направления потока жидкости в гидросистеме пресса. Золотник распределителя – деталь, как правило, цилиндрическая, на которой выполнены пояски, канавки, проточки, необходимые для разделения или соединения различных каналов, выполненных в корпусе распределителя.



Рисунок 4.29 – Внешний вид золотника

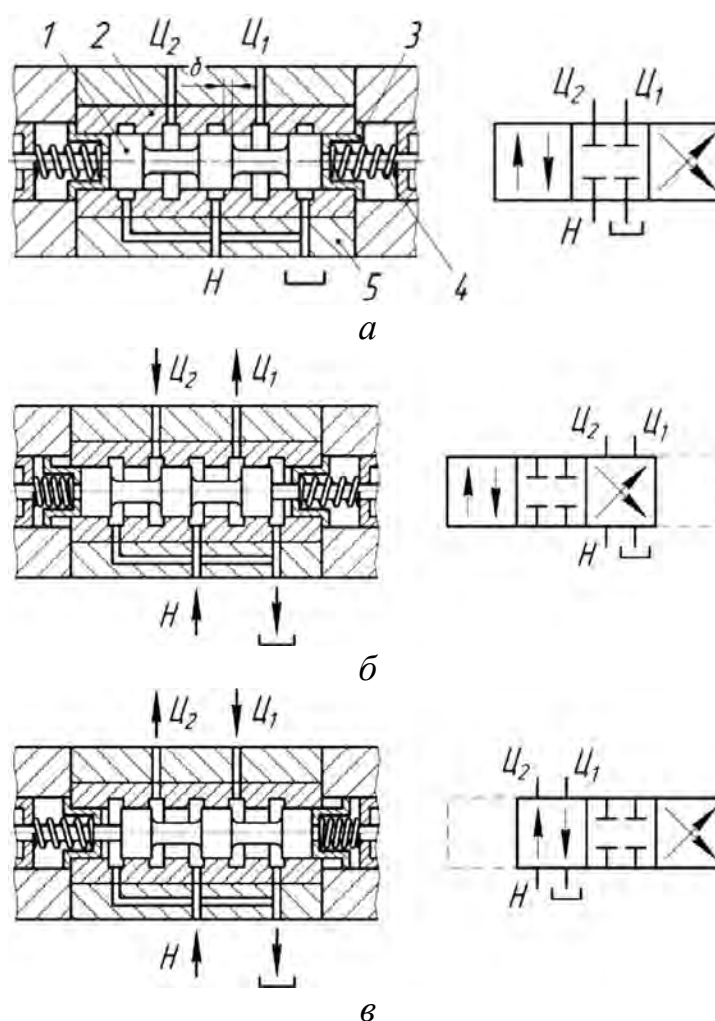
Золотниковые распределители имеют ряд преимуществ, таких как простота и невысокая стоимость изготовления; небольшие размеры и масса; простота управления.

По сравнению с *клапанными распределителями* золотниковые осуществляют многопозиционное распределение. Их недостатком по сравнению с клапанами является меньшая герметичность перекрытия, что ограничивает область их применения давлением до 20-32 МПа. Т.к. вязкость минерального масла более высокая по сравнению с водной эмульсией, то золотниковые распределители в основном используют в гидроприводах, работающих на масле, что обеспечивает достаточную герметичность без применения уплотнений в виде манжет и поршневых колец.

Золотниковые распределители изготавливают на расход жидкости от 8 до 3000 л/мин. По числу отверстий (линий) подвода и отвода масла их разделяют

на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т.д. По числу позиций (положений), занимаемых золотником – на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные. Золотниковые распределители обозначают дробью, где в числителе показывают число линий, в знаменателе – число позиций. Например «4/3» – четырехлинейный трехпозиционный распределитель. По отводу масла от насоса в среднем положении золотниковые распределители могут быть с открытым и закрытым центром. При отсутствии управляющего воздействия золотник возвращается в среднее исходное положение при помощи двух торцовых пружин.

Принцип действия четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя с закрытым центром показан на рисунке 4.30.



1 – золотник; 2 – золотниковая втулка; 3 – упорная втулка;
4 – пружина; 5 – корпус

Рисунок 4.30 – Схема и условное обозначение четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя

Золотник 1 может перемещаться вдоль оси внутри золотниковой втулки 2, запрессованной в корпус 5. Установку золотника 1 в среднее положение выполняют пружины 4, упирающиеся в упорные втулки 3. В центральном положении (рисунок 4.30, а) канал подачи от насоса H перекрыт от слива, а оба ка-

нала подачи в цилиндры C_1 и C_2 перекрыты от насоса и от слива. При смещении золотника влево (рисунок 4.30, б) жидкость от насоса H подается в канал к цилиндру C_1 , а канал от цилиндра C_2 соединяется со сливом. При смещении золотника вправо (рисунок 4.30, в) со сливом соединяется канал от цилиндра C_1 , а в цилиндр C_2 подается жидкость от насоса H .

Материал золотников – высокоуглеродистая сталь У8, У10 или цементуемая сталь 20Х с закалкой до твердости 58...62 HRC. Наружную поверхность золотников полируют. Золотниковую втулку изготавливают из бронзы или цементуемых сталей. Корпус чугунный с высоким пределом прочности или из стали 45 кованый. Уплотнение между поясками золотника и втулкой обеспечивают точной посадкой и притиркой с зазором 5-30 мкм. Для устранения одностороннего прижима золотника к поверхности золотниковой втулки подвод и отвод масла осуществляются с помощью кольцевых расточек, а на посадочных поверхностях поясков золотника протачивают кольцевые канавки шириной 0,5-0,8 мм и глубиной 0,3-0,5 мм. Величина перекрытия поясками золотника кольцевых расточек втулки составляет 2-3 мм.

Золотник уравновешен от действия статического давления жидкости, поэтому сила, необходимая для его осевого перемещения, незначительна и обычно не превышает 10-20 Н при расходе жидкости до 30-60 л/мин.

Небольшие по диаметру золотники для прессов, не требующие автоматического управления, перемещают вручную. Для прессов с автоматическим или полуавтоматическим управлением перемещение золотника осуществляют электромагнитами, соединенными с выступающими концами золотника. У распределителей с электромагнитным управлением диаметр золотника в большинстве случаев не превосходит 32 мм. Золотники больших размеров перемещают давлением от вспомогательной гидросистемы. Напорная линия вспомогательной гидросистемы постоянно находится под давлением, создаваемым вспомогательным лопастным или шестеренным насосом низкого давления. Иногда применяют пневмогидравлическое управление золотниковым распределителем с помощью пневмогидравлического аккумулятора.

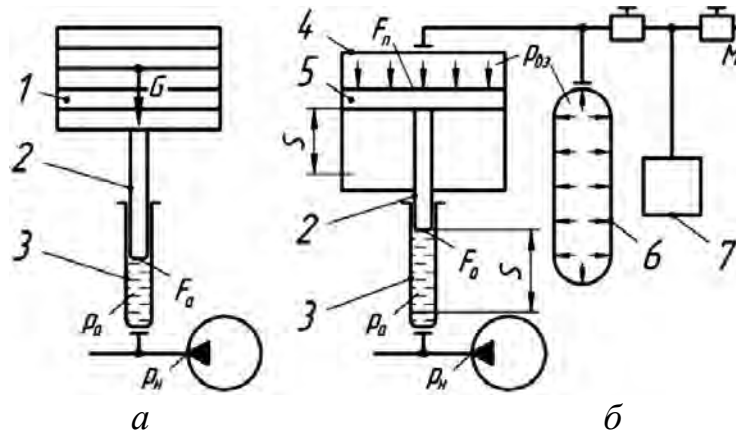
4.4.4 Вспомогательные устройства

Аккумуляторы гидравлических прессов бывают двух основных типов: грузовые и гидропневматические (рисунок 4.31).

По типу разделительных устройств между воздухом (газом) и жидкостью гидропневматические (газовые) аккумуляторы подразделяют на беспоршневые, поршневые и мембранные.

Особенностью аккумулятора любого типа является постоянство давления жидкости p_a , отдаваемой аккумулятором прессу для выполнения рабочего хода. Давление p_a в аккумуляторе равно номинальному давлению насоса p_n , который в течение холостых ходов и пауз в работе пресса возвращает аккумулятору отданную им жидкость. Давление в рабочем цилиндре пресса p_c зависит от нагрузки, а следовательно, при постоянном давлении p_a разность давлений $p_a - p_c$ определяет скорость перемещения подвижной поперечины пресса. В грузовом аккумуляторе (рисунок 4.31, а) высокое давление жидкости создается грузом 1

весом G , давящим площадью F_a плунжера 2 на поверхность жидкости. При этом величина давления жидкости $p_a = G/F_a$. Недостатком грузовых аккумуляторов является громоздкость (значительная высота, большие нагрузки на фундамент), а также гидравлические удары от больших движущихся масс при резком торможении потока жидкости, идущей от аккумулятора. Поэтому в настоящее время их используют редко.



a – грузовой; b – поршневой пневмогидравлический
1 – груз; 2 – плунжер; 3 – гидравлический цилиндр; 4 – пневматический цилиндр; 5 – поршень; 6 – пневматический баллон; 7 – компрессор

Рисунок 4.31 – Схемы аккумуляторов

В поршневом пневмогидравлическом аккумуляторе (рисунок 4.31, б) сжатый воздух, подаваемый от пневматического баллона 6, создает на поршне 5 и на плунжере 2 гидроцилиндра 3 силу, под действием которой в жидкости возникает высокое давление p_a . Величина последнего при давлении воздуха $p_{\text{воз}}$ зависит от соотношения площадей поршня F_n и плунжера F_a , при этом $p_a = p_{\text{воз}} \cdot F_n / F_a$. Отношение площадей F_n / F_a называют коэффициентом мультипликации k_m , обычно выбираемым от 10 до 100. В пневматический баллон 6 сжатый воздух нагнетается компрессором 7 или подается от общей пневматической магистрали M .

Рабочим объемом пневмогидравлического аккумулятора V_p называется объем жидкости, вытесняемый из гидравлического цилиндра при переходе поршня из крайнего верхнего в крайнее нижнее положение. Зная необходимый рабочий объем аккумулятора с учетом допустимого перепада давления, можно определить объем воздушных баллонов аккумулятора, воздухопровода и полости над поршнем в крайнем верхнем его положении $V_B = 100V_p$.

Поршневые аккумуляторы имеют относительно сложную конструкцию и большие габариты. Достоинством таких аккумуляторов, кроме возможности создания больших давлений до 100 МПа, является разделение поршнем воздушной и жидкостной среды, поэтому их используют в прессах, работающих не только на водной эмульсии, но и на минеральном масле. Непосредственное соприкосновение сжатого воздуха с минеральным маслом нежелательно из-за насыщения последнего кислородом воздуха и образования смесей с ухудшенными смазочными свойствами и взрывоопасными при высоких давлениях.

Поршневые аккумуляторы целесообразно использовать при относительно малых рабочих объемах и высоком давлении жидкости.

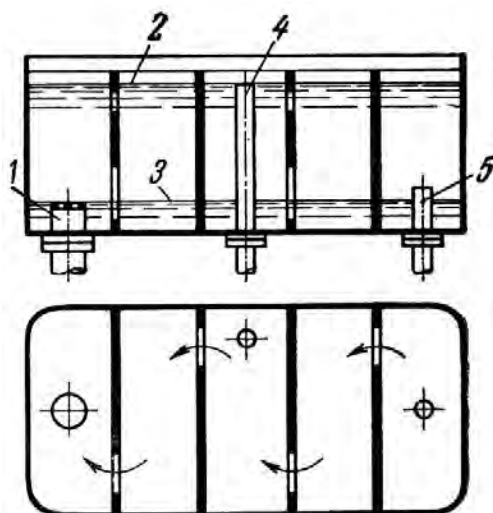
Беспоршневые воздушно-гидравлические аккумуляторы состоят из гидравлического баллона, в котором воздух непосредственно давит на поверхность жидкости, и присоединенных к нему воздушных баллонов. Коэффициент мультипликации K в беспоршневых аккумуляторах равен единице. Обычный объем воздушных баллонов $V_B = (12-13)V_P$.

Недостатком беспоршневых аккумуляторов является насыщение жидкости воздухом, что сказывается на стойкости клапанов, распределителей и другой аппаратуры, поэтому применяемое давление жидкости в беспоршневом аккумуляторе редко превышает 32 МПа.

К достоинствам беспоршневых аккумуляторов относятся возможность получения больших рабочих объемов жидкости и уменьшения опасности возникновения гидравлического удара, так как отсутствуют промежуточные элементы между воздухом и жидкостью; относительно небольшие потери воздуха; возможность сравнительно легко увеличить рабочий объем.

При использовании в качестве рабочей жидкости минерального масла, которое, окисляясь кислородом воздуха, теряет свои свойства, применяют маслогазовые аккумуляторы с резиновыми диафрагмами для разделения масла и газа. В качестве газа обычно используется азот. В этом случае можно применять и поршневые аккумуляторы.

Насосные баки (рисунок 4.32) должны иметь размеры, достаточные для приема жидкости, содержащейся в рабочих и возвратных цилиндрах, в аккумуляторе, наполнительном баке и трубопроводах.



- 1 – трубопровод к насосу; 2 – максимальный уровень жидкости;
3 – минимальный уровень жидкости; 4 – переливной патрубок;
5 – трубопровод к наполнительному баку

Рисунок 4.32 – Схема насосного бака

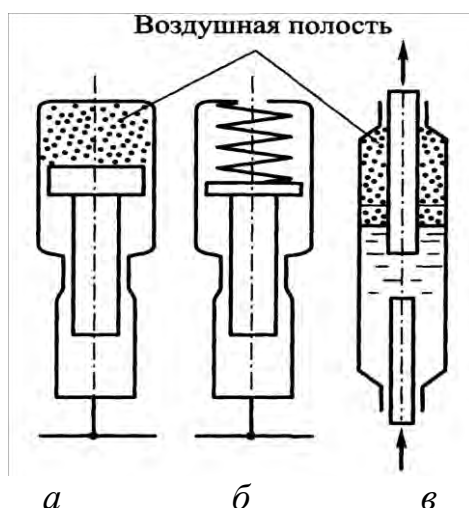
Давление жидкости в насосном баке обычно равно атмосферному. Насосные баки изготавливают сварными из стали 10 и 20, их устанавливают в поме-

щении насосно-аккумуляторной станции на максимально возможной по конструкции здании высоте, обеспечивающей достаточный напор на линии всасывания насоса.

Продольные стенки крупных баков внутри соединяют поперечными плитами с вырезами по противоположным углам. Патрубки от наполнительного бака и к насосам выполняют на противоположных сторонах насосного бака. Жидкость совершает по баку зигзагообразный путь и освобождается от растворенного воздуха и попавших частиц грязи.

При резком изменении скорости движения жидкости в трубопроводе возникает ударная волна повышенного давления, называемая гидравлическим ударом. Гидравлический удар возникает при быстром открытии или закрытии клапанов распределителя; переходе от холостого хода к рабочему; внезапной остановке плунжера или внезапном изменении нагрузки со стороны заготовки при резке, пробивке, вырубке и т.д. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, которое связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. При гидравлическом ударе образуются области повышенного и пониженного давления, перемещающиеся по длине трубопровода и приводящие к нарушению уплотнений, а иногда даже к разрушению трубопроводов или других элементов гидропривода.

С целью гашения ударной волны и снижения действия гидроудара в гидросистемах устанавливают специальные приспособления – *гидрокомпенсаторы*. Принцип действия компенсаторов гидравлического удара (рисунок 4.33) состоит в том, что при повышении давления жидкость сжимает упругий элемент (воздух или пружину), в результате чего ударный процесс переходит в колебательный. Последний быстро затухает без значительного повышения давления благодаря рассеиванию избытка энергии.



a, б – для использования в трубопроводах высокого давления;

в – для использования в линиях наполнения

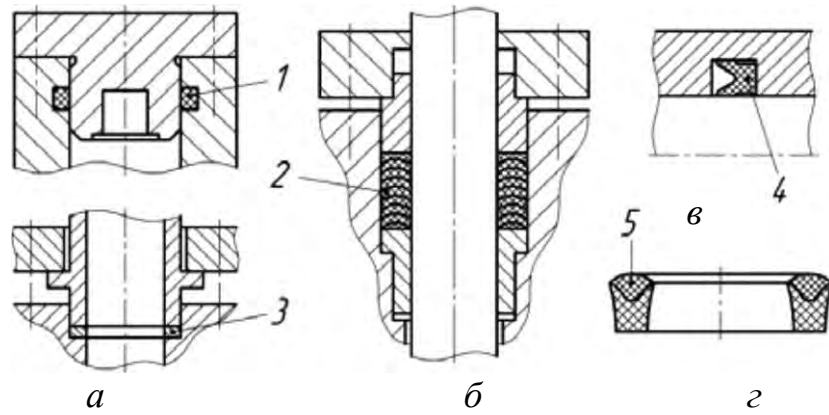
Рисунок 4.33 – Компенсаторы гидроударов

В линиях высокого давления часто применяют поршневые (рисунок 4.33, *а*) и пружинные (рисунок 4.33, *б*) компенсаторы гидроударов. Компенсаторы низкого давления (рисунок 4.33, *в*) используют в линиях наполнения, а их расширительный бак заряжают сжатым под давлением 0,8-1,0 МПа воздухом.

4.4.5 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства являются одним из основных элементов, от которых во многом зависит надежность функционирования узлов и элементов гидросистемы. К уплотнениям предъявляют следующие требования: обеспечение герметичности, малый коэффициент трения, высокая износостойкость, химическая стойкость, надежность, простота конструкции и экономичность. Все уплотнительные устройства по характеру уплотняемых соединений подразделяют на неподвижные (уплотнения крышек, фланцев, головок и др.) и подвижные (уплотнения поршня, штока, золотника в распределителе и др.). Принцип действия уплотнений неподвижных соединений основан на упругопластическом деформировании уплотнительного элемента, за счет чего на уплотняемых поверхностях создается давление, превышающее максимально возможное давление рабочей жидкости. Такие уплотнители обычно представляют собой кольца (прокладки) различного поперечного сечения, установленные в замкнутом пространстве между уплотняемыми поверхностями. Материалом колец служит красная медь, алюминий, мягкая сталь, фибра, полихлорвинил, фторопласт, маслостойкая резина или картон. Уплотнение неподвижных соединений может быть осуществлено кольцом из маслостойкой резины 1 или прокладкой из отожженной красной меди 3 (рисунок 4.34, *а*). Для неподвижных соединений поверхности, соприкасающиеся с уплотнительными кольцами (прокладками), величина параметра шероховатости Ra не должна превышать 0,63-1,25 мкм, а поверхности канавки для посадки кольца – 1,25-2,5 мкм.

В качестве уплотнений подвижных соединений широкое распространение получили уплотнительные кольца и манжеты. Наиболее эффективными из применяемых в настоящее время уплотнений подвижных соединений являются шевронные резинотканевые многорядные уплотнения 2 (рисунок 4.34, *б*), состоящие из набора колец (манжет). Число колец зависит от величины давления и диаметра уплотняемого плунжера (поршня). Шевронные кольца предназначены для работы на воде, эмульсии и минеральных маслах под давлением до 63 МПа при скорости скольжения до 3 м/с и температуре не выше 100 °С. Резиновые уплотнительные кольца круглого поперечного сечения применяют в неподвижных соединениях при давлении до 50 МПа и в подвижных соединениях при скорости скольжения до 0,5 м/с и давлении до 32 МПа. Для наилучшей герметичности такие кольца устанавливают в треугольных канавках. Глубина канавок должна быть меньше диаметра поперечного сечения кольца на 10-25 % для подвижных и на 25-35 % для неподвижных соединений. В некоторых случаях для уплотнения подвижных соединений используют металлические кольца из бронзы или чугуна.



a – неподвижное соединение; *б* – подвижное соединение
 1 – резиновое кольцо; 2 – шевронное уплотнение; 3 – прокладка из красной меди; 4 – манжетное уплотнение; 5 – армированная манжета

Рисунок 4.34 – Уплотнительные устройства

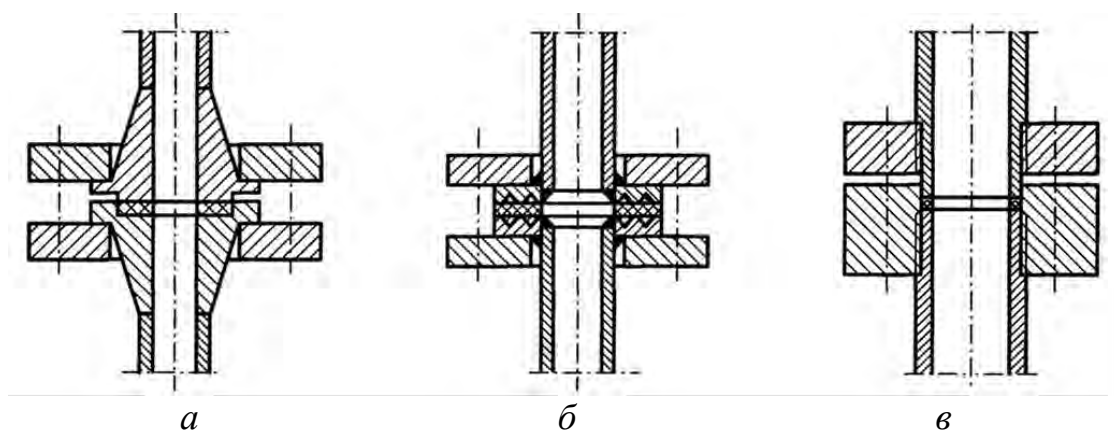
Однорядные самоуплотняющиеся манжеты V-образного сечения 4 (рисунок 4.34, *в*) обычно изготавливают из резины и применяют при температуре до 200 °С и давлении до 10 МПа, а защитные кольца из фторопласта – до 50 МПа. Манжеты являются односторонним уплотнением при допустимой скорости скольжения до 5 м/с. Их устанавливают так, чтобы усы были направлены в сторону действия давления жидкости, поэтому манжетное уплотнение плохо работает при низких давлениях, так как жидкость не прижимает усы к металлу. Для устранения этого недостатка используют манжеты, армированные мягкой резиной 5 (рисунок 4.34, *г*) или металлическим кольцом, что создает предварительный натяг. В подвижных соединениях поверхности, по которым перемещаются резиновые уплотнительные элементы (манжеты и кольца), должны быть шлифованы и полированы до величины параметра шероховатости Ra не более 0,63-1,25 мкм, но в то же время не менее 0,16-0,32 мкм, т.к. при этом возрастает прилипание и износ резиновых деталей. Поверхности стальных деталей, по которым скользят резиновые элементы, рекомендуется хромировать с целью повышения твердости и износостойкости.

4.4.6 Трубопроводы и арматура

Трубопроводы в приводах гидравлических прессов подразделяют на трубопроводы высокого (напорные), низкого и переменного давления (сливные, наполнительные).

Трубопроводы характеризуются условным проходом, за который принимают номинальный внутренний диаметр трубы.

Для трубопроводов высокого и переменного давления (20-32 МПа) применяют бесшовные стальные трубы, изготовленные из углеродистой стали и обладающие высокой или очень высокой свариваемостью. Трубопроводы низкого давления (до 2,5 МПа) изготавливают из тонкостенных сварных труб. Соединение труб осуществляют сваркой или при помощи фланцев (рисунок 4.35).



a – накладки; *б* – сварные; *в* – резьбовые

Рисунок 4.35 – Схемы фланцевых соединений трубопроводов

Чтобы уменьшить гидродинамические потери, износ и шум, скорость течения жидкости в трубопроводах ограничивают. При проектировании трубопроводов стремятся обеспечить минимальное количество разъёмных соединений, требующих постоянного ухода и наблюдения, по возможности заменяют разъёмные соединения сварными. Трубы высокого давления с условным проходом менее 76 мм обычно соединяют приварными раструбами и свободно установленными (рисунок 4.35, *a*) или сварными (рисунок 4.35, *б*) фланцами, для соединения труб высокого давления с условным проходом свыше 89 мм используют резьбовые фланцы (рисунок 4.35, *в*). Необходимо предусматривать также возможность спуска воды, выпуска воздуха, температурного расширения труб, установки компенсаторов гидроударов, наилучших условий монтажа и демонтажа, смены уплотнительных элементов. Для спуска воды применяют водоспускные вентили, которые устанавливают в нижних участках трубопровода. Для выпуска воздуха используют воздухопускные вентили, расположенные в верхних участках трубопровода.

В распределительных трубопроводах проходное сечение определяется проходными сечениями соответствующих клапанов. Радиусы кривизны изгибов труб не должны быть меньше пяти наружных диаметров трубы.

К арматуре трубопроводной сети относятся разветвительные блоки, запорные вентили, трехходовые краны.

Разветвительные блоки представляют собой кубики из ковanej стали с просверленными в них каналами. Запорные вентили применяют для отключения участков сети высокого давления от насосно-аккумуляторной станции. Трехходовые краны обычно размещают за распределителями и используют в трубопроводах диаметром до 80 мм.

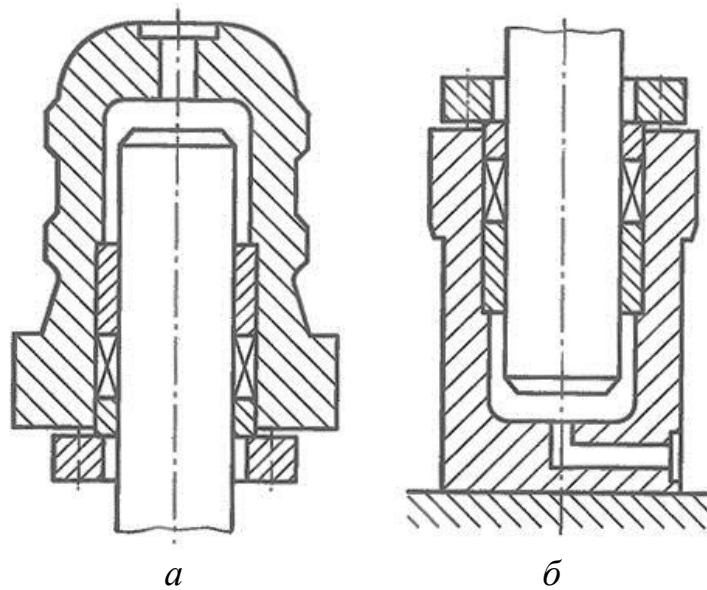
4.5 Расчет основных элементов гидравлических прессов

4.5.1 Расчет рабочих цилиндров

Рабочий цилиндр является одним из основных и наиболее ответственных элементов прессов. Конструкция цилиндра выбирается в зависимости от вели-

чины требуемого усилия, условий работы, вида рабочей жидкости и давления, под которым она подается в гидроцилиндр. Метод расчета цилиндра существенно зависит от способа его крепления.

В гидравлических прессах применяют рабочие цилиндры с опорой на дно и на опорный фланец (рисунок 4.36). Конструкция цилиндра с опорой на дно является рациональной с точки зрения прочности, т.к. стенки корпуса цилиндра не подвергаются осевым растягивающим напряжениям, однако при этом усложняется конструкция пресса, увеличиваются его масса и габаритные размеры. В связи с этим наибольшее распространение получили цилиндры с опорой на фланец.



a – с опорой на фланец; *б* – с опорой на дно

Рисунок 4.36 – Схемы установки рабочего цилиндра

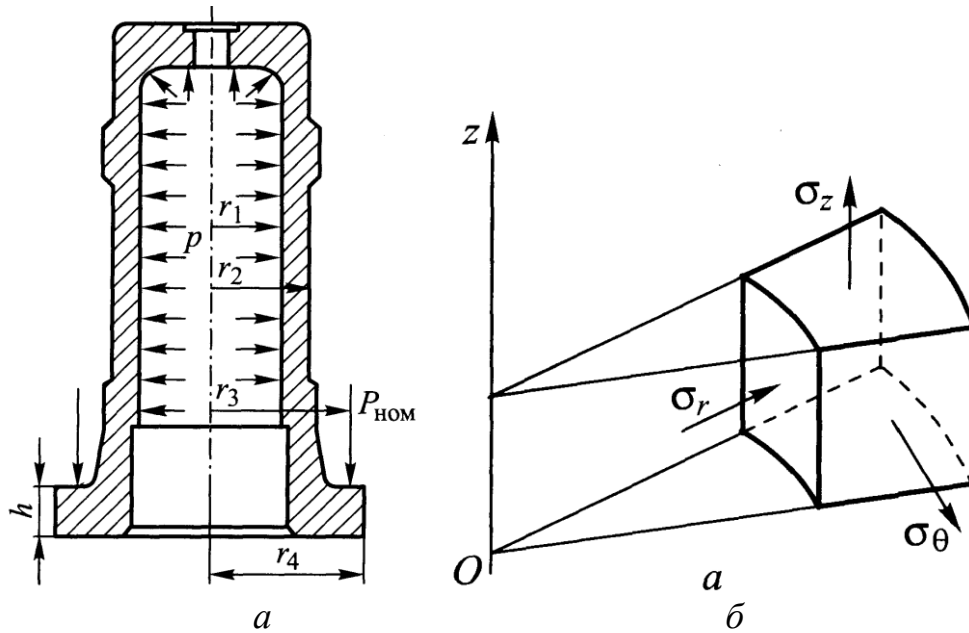
При определении толщины стенки корпуса цилиндров гидравлических прессов применяют методики расчета толстостенных цилиндрических оболочек (рисунок 4.37).

В толстостенных корпусах, находящихся под действием внутреннего давления p , возникает сложное напряженное состояние, так как одновременно действуют нормальные напряжения в радиальном σ_r , направлении в точке, удаленной на расстояние r от оси цилиндра, в тангенциальном σ_θ и осевом σ_z направлениях. Величина этих напряжений по теории Ламэ для толстостенных осесимметричных сосудов определяется по формулам

$$\sigma_r = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right); \quad \sigma_\theta = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right); \quad \sigma_z = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2},$$

причем $\sigma_\theta > \sigma_z > \sigma_r$.

Как видно, наиболее опасными будут точки, расположенные на внутренней поверхности корпуса цилиндра при $r = r_1$.



a – схема нагружения; *б* – схема напряженного состояния стенки
 $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ – радиальное, тангенциальное и осевое напряжения;
 r_1, r_2, r – внутренний, наружный и текущий радиусы цилиндра ($r_1 \leq r \leq r_2$);
 p – давление жидкости; $P_{\text{ном}}$ – номинальное усилие

Рисунок 4.37 – Расчетные схемы корпуса цилиндра

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

Эквивалентное напряжение в средней зоне корпуса цилиндра определяется по формуле

$$\sigma_{\text{эkv}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала.

При $r = r_1$ максимальное эквивалентное напряжение на внутренней стенке можно приравнять к допускаемому, тогда

$$\sigma_{\text{эkv max}} = p\sqrt{3} \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = [\sigma],$$

откуда

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p\sqrt{3}}}.$$

Наружный радиус корпуса рабочего цилиндра зависит от допускаемого напряжения $[\sigma]$, выбранного давления жидкости p и внутреннего радиуса r_1 , который можно определить через номинальное усилие прессы $P_{\text{н}}$. Наружный радиус будет наименьшим при условии

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

Допускаемое напряжение выбирают в зависимости от способа изготовления цилиндра и его материала:

$[\sigma] = 80-100$ МПа – для стальных литых цилиндров при $p < 20$ МПа;

$[\sigma] = 110-150$ МПа – для кованных цилиндров из стали, содержащей 0,30...0,35 % С;

$[\sigma] = 150-180$ МПа – для кованных цилиндров из низколегированной стали, содержащей 1,5...2,0 % Ni.

Для определения оптимального соотношения между $[\sigma]$ и p , при котором размеры цилиндра будут наименьшими, используют следующие соотношения:

- для цилиндров с опорой на фланец оптимальное давление $p_{\text{опт}} = 0,289[\sigma]$;

- для цилиндров с опорой на дно $p_{\text{опт}} = 0,277[\sigma]$.

Толщина купольной части корпуса цилиндра должна составлять не менее двух толщин стенки (δ) и иметь плавный переход от цилиндрической части по радиусу $R \approx 0,4r_1$.

Прочность цилиндра в опорной зоне в значительной мере зависит от высоты фланца h , которая определяется зависимостью $h = 1,5\delta$. Угол, образованный наружной стенкой корпуса цилиндра и фланцем, необходимо скруглять по радиусу $R \approx (0,20-0,25)\delta$.

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 плунжеры гидроцилиндров могут быть сплошными и пустотелыми. Применяются следующие типы соединений плунжеров с подвижной траверсой: жесткое, через шаровую пятую, и шарнирное, через пест с шаровыми головками.

Диаметр плунжера определяется по формуле

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

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

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

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

Длинные плунжеры и штоки должны проверяться на продольный изгиб и устойчивость. Предельное значение длины плунжера, для которого необходимо выполнять такую проверку, определяется соотношением $L_{\text{пл}} \geq 10d_{\text{пл}}$.

При выборе давления рабочей жидкости необходимо иметь в виду, что при приближении p к $p_{\text{опт}}$, начиная с определенного значения, незначительное

уменьшение размеров цилиндра приводит к резкому увеличению давления. В связи с этим при проектировании цилиндра давление рабочей жидкости принимают $p \approx (0,70 \dots 0,75)p_{\text{опт}}$. Такое давление называют рациональным. Понижение давления рабочей жидкости на 25-30 % по сравнению с оптимальным позволяет уменьшить потери энергии, связанные со сжатием жидкости, и увеличить срок службы уплотнений.

Важным показателем качества уплотнений гидроцилиндров 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 $F_{\text{тр}} = 0,15\mu\pi d_{\text{пл}}H_y p$, где μ – коэффициент трения (0,05 – для шевронных уплотнений; 0,20 – для других типов уплотнений); $d_{\text{пл}}$ – диаметр плунжера; H_y – высота уплотнения. Коэффициент 0,15 учитывает уменьшение давления по высоте уплотнения.

В большей степени силы трения необходимо учитывать при расчете гидроцилиндров с плунжерами и штоками малых диаметров, где они оказывают значительное влияние на снижение реально развиваемого усилия пресса.

4.5.2 Расчет станин

Станины гидропрессов бывают одностоечные, двухстоечные, колонные и специальной конструкции. Каждая из станин может быть цельной или разъемной, литой или сварной. Расчет станин одностоечных и двухстоечных прессов может быть осуществлен по аналогии с расчетами подобных станин механических прессов. При расчете станин колонного типа напряжения в колоннах определяются по формуле

$$\sigma = \frac{N}{S} + \frac{M_{\text{и}}}{0,1d^3} \leq [\sigma],$$

где N – усилие, действующее на колонну; S – площадь поперечного сечения колонны; $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент, действующий на колонну; d – диаметр колонны; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала станины ($[\sigma] = 45\text{-}60$ МПа для прессов с $P_{\text{н}} < 150$ МН, $[\sigma] = 80$ МПа для прессов с $P_{\text{н}} \geq 150$ МН).

Усилие N , действующее на колонну, определяется по формуле

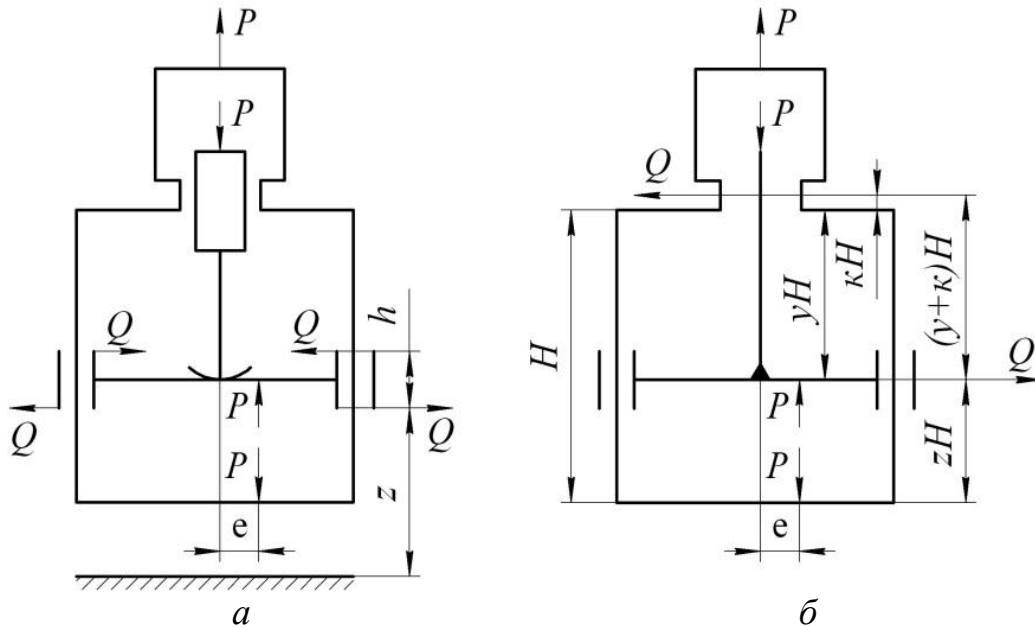
$$N = \frac{P_{\text{н}} \left(1 + \frac{2e}{l}\right)}{n},$$

где $P_{\text{н}}$ – номинальное усилие пресса; e – эксцентриситет приложения осевого усилия; l – расстояние между осями колонн в плане; n – число колонн.

Величина изгибающего момента, действующего на колонну, зависит от схемы исполнения станины пресса (рисунок 4.388). При шарнирном соединении плунжера с подвижной поперечиной для 4-колонного пресса (рисунок 4.38, а) изгибающий момент рассчитывается по формуле

$$M_{\text{и}} = \frac{P_{\text{н}} e z}{4}$$

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



a – шарнирное соединение плунжера; *б* – жесткое соединение плунжера

Рисунок 4.38 – Расчётные схемы воздействия сил на станину

При жестком соединении плунжера с подвижной поперечиной (рисунок 4.38, *б*)

$$M_{\text{и}} = \frac{P_{\text{н}} e}{32(y+k)},$$

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

Колонны прессов изготавливают коваными из стали 35 или стали 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 $t \approx 5$ мм, при $d > 150$ мм шаг резьбы можно определить из соотношения $t \approx 5 + 0,013$.

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

Поперечины рассчитывают на изгиб так же, как балку на двух опорах с симметрично приложенными нагрузками. При этом расчет является приближенным из-за сложности формы поперечины. За расстояние между опорами принимается расстояние между осями колонн.

Высота нижней и верхней поперечин принимается равной $(2,5-3,5)d$. Допускаемое напряжение для стального литья нижней поперечины составляет 45-60 МПа верхней – 50-70 МПа.

Высота подвижной поперечины определяется, исходя из предположения посадки ее на ограничители хода под полным давлением прессы. Допускаемое напряжение на изгиб для подвижных поперечин при опоре на ходоограничители – 120-150 МПа.

4.5.3 Расчет передвижных столов и выталкивателей

Передвижные столы служат для установки инструмента, перемещения обрабатываемых заготовок, подачи их в рабочую зону прессы и для удаления отштампованных изделий. Передвижной стол опирается на нижнюю поперечину прессы и ее консольные части. Материалом для изготовления выдвижных столов служит стальное литье.

Усилие перемещения стола $P = fN$, где N – общий вес выдвижного стола, наибольшей заготовки и инструмента; f – коэффициент трения, принимаемый равным 0,5-0,6.

Стол перемещается с помощью двух плунжерных цилиндров, расположенных по обе стороны стола, или одного поршневого цилиндра.

Для выталкивания поковок из штампов в центре нижней поперечины или на расстоянии от нее, равном ходу выдвижного стола, устанавливают выталкиватель.

Корпус цилиндра выталкивателя рассчитывают как толстостенный сосуд, шток – на сжатие, изгиб и устойчивость.

4.5.4 Расчет гидросистемы

Гидросистемы прессы 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 (неразрывности струи) $Q = v_{т1}S_1 = v_{т2}S_2 = \dots = v_{ти}S_i = const$, где Q – объем жидкости, проходящей через сечение; S_i – площадь i -го сечения; $v_{ти}$ – средняя скорость течения жидкости в i -ом сечении.

При проектировании прессы диаметр плунжера $d_{пл}$ рабочего цилиндра, а, следовательно, и его площадь $S_{пл}$, определяют исходя из усилия, которое необходимо получить. Скорость же подвижной поперечины задают.

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

Площадь проходного сечения трубопровода определяется, исходя из условия неразрывности струи

$$S_T = \frac{S_{пл}v_{пл}}{v_T},$$

где $S_{\text{пл}}$ – площадь плунжера рабочего цилиндра; $v_{\text{пл}}$ – скорость плунжера.

Диаметр сечения трубопровода определяют из соотношения

$$d_{\text{т}} = d_{\text{пл}} \sqrt{\frac{v_{\text{пл}}}{v_{\text{т}}}},$$

где $d_{\text{пл}}$ – диаметр плунжера рабочего цилиндра.

Обычно принимают, что в наполнительном трубопроводе $v_{\text{т}} \approx 5 \dots 7$ м/с, в напорных линиях $v_{\text{т}} \approx 10 \dots 20$ м/с, в сливной линии рабочих цилиндров $v_{\text{т}} \approx 30$ м/с, в сливной линии возвратных цилиндров $v_{\text{т}} \approx 6,5 \dots 8,5$ м/с.

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 $\sim 0,02$ м³/с (1000 л/мин), вторые – на давление до 32 МПа и подачу $\sim 0,02$ м³/с.

4.6 Основные типы гидравлических прессов

4.6.1 Ковочные прессы

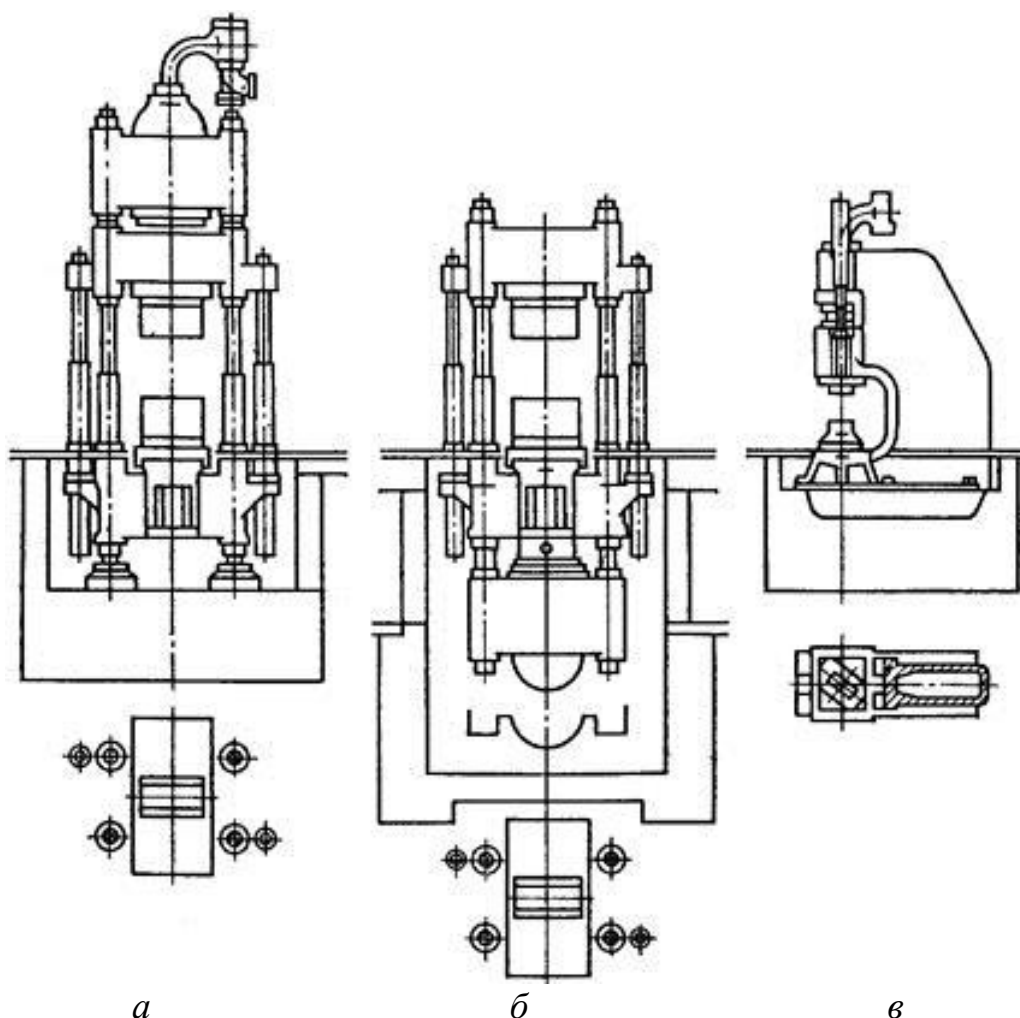
Гидравлические ковочные прессы предназначены для выполнения операцийковки, а также объемной штамповки в подкладных штампах. Линейные и скоростные параметры гидравлических ковочных четырехколонных прессов с номинальным усилием 5-50 МН и ходом поперечины 800-2500 мм регламентированы ГОСТ 7284, а параметры прессов с номинальным усилием свыше 50 МН не стандартизованы и должны согласовываться с заказчиком.

Наибольшее распространение получила конструкция прессы с четырьмя колоннами, неподвижной станиной и с верхним расположением рабочих цилиндров (рисунок 4.39, а). Такая конструкция обеспечивает свободное манипулирование поковкой во время ее обработки на прессе и его жесткость при нагружении эксцентричными силами.

Узкую верхнюю поперечину можно получить при использовании конструкции прессы с подвижной станиной (рисунок 4.39, б). Достоинствами такой компоновки являются незначительная высота прессы над уровнем пола и лучший доступ к поковке.

Одностоечные прессы (рисунок 4.39, в), отличающиеся доступностью обслуживания, производят усилием до 12 МН.

В зависимости от величины номинального усилия ковочные прессы имеют один, два или три рабочих цилиндра, которые устанавливают в верхней или нижней поперечине станины. Приводы прессов могут быть насосно-аккумуляторными с одной и с тремя ступенями нагружения, насосными (безаккумуляторными) и мультипликаторными. При работе ковочного прессы температура деталей прессы, находящихся в рабочем пространстве, повышается до 150 °С и более, поэтому необходимо принимать меры предосторожности при работе.



а – с верхним расположением рабочих цилиндров;
б – с подвижной станиной; *в* – одностоечный

Рисунок 4.39 – Варианты компоновки ковочного пресса

Наиболее распространенным приводом ковочных прессов является насосно-аккумуляторный с применением водной эмульсии в качестве рабочей жидкости давлением 20-32 МПа и расположением насосно-аккумуляторной станции для группы прессов в отдельном помещении. Для прессов усилием до 30 МН получил распространение насосный привод с постоянной и переменной подачей насосов и минеральным маслом в качестве рабочей жидкости давлением до 35 МПа с расположением гидропривода ниже уровня пола в цехе.

Конструкции ковочных прессов, сохраняя традиционные конструктивные компоновки, в последние годы совершенствуют в основном за счет автоматизации вспомогательных операций по манипулированию поковкой и смены инструмента, а также применения следящих сервоприводов и систем автоматизированного управления, обеспечивающих высокую производительность и повышенную размерную точность поковок.

Автоматизированные ковочные прессы предназначены для получения с погрешностью $\pm(1,0-1,5)$ мм поковок круглого, квадратного и полосового сечения, а также ступенчатых валов массой 400-10 000 кг. Прессы имеют нижнее расположение цилиндров, неразъемную двухстоечную рамную станину, осна-

щены продольным выдвижным и поперечным инструментальными столами, а также механизмом с дистанционным управлением для крепления верхних бойков. Рельсовый манипулятор с электроприводом обеспечивает регулирование скоростей перемещения и вращения поковки. Тележка с поворотным столом служит для разворота и перехвата манипулятором поковок. Компьютерная система управления обеспечивает автоматизацию процесса путем синхронизации движений механизмов прессы и манипулятора.

4.6.2 Горячештамповочные прессы

Конструкции гидравлических прессов для горячей штамповки традиционно подобны ковочным прессам с колонными станинами и литыми поперечинами. В последнее время литые поперечины часто заменяют сваренными из листового проката, что экономично при изготовлении небольших серий прессов.

Основными параметрами горячештамповочных прессов, кроме номинального усилия, являются размеры штампового пространства и величина хода подвижной поперечины. По комплексу этих параметров прессы принято подразделять на универсальные и специализированные.

Для штамповки крупногабаритных деталей со сложной поверхностью используются универсальные прессы с большими размерами рабочего пространства и большим ходом подвижной поперечины.

Специализированные малогабаритные прессы с трубной и составной станинами используют для штамповки небольших деталей из высокопрочных сплавов. Размеры штампового пространства и ход подвижной поперечины у специализированных прессов значительно меньше, чем у универсальных. Размеры штампового пространства прессов зависят от номенклатуры поковок, для штамповки которых предназначен пресс, а также от габаритов штамповой оснастки и ряда других факторов.

В штамповом пространстве прессы должны быть размещены штампы, подштамповые плиты и опорные блоки, обеспечивающие снижение давления на поверхность литых стальных столов и подвижных поперечин до уровня допустимых контактных давлений, не превышающих 100 МПа.

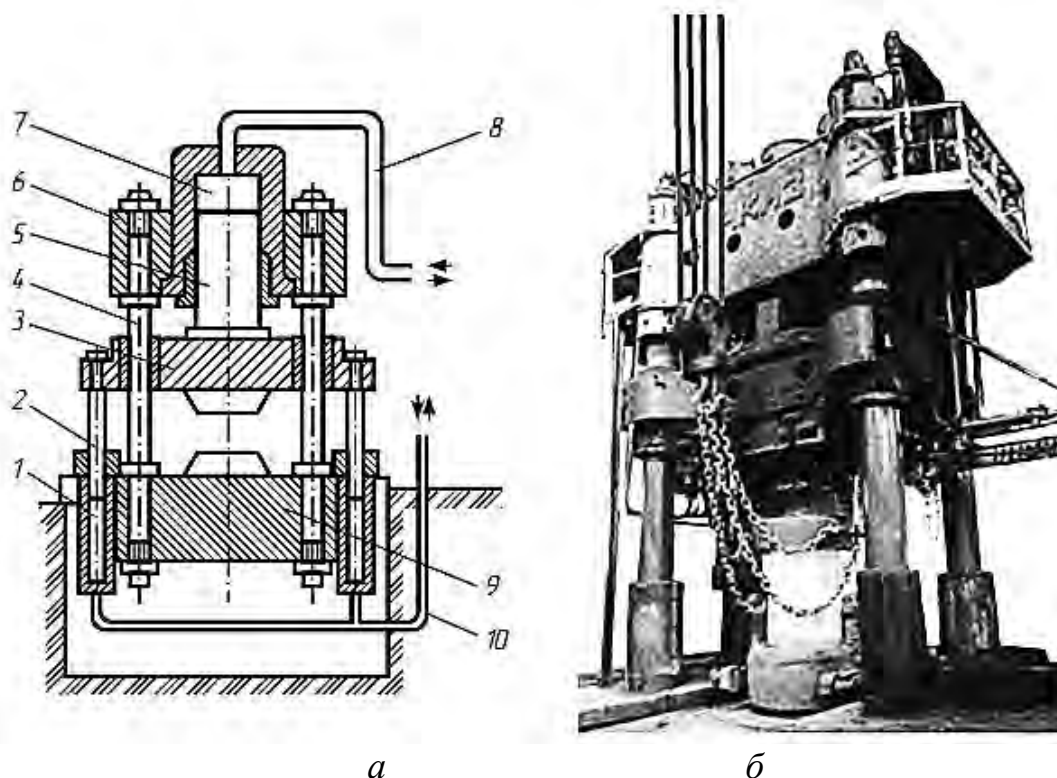
Высота рабочего пространства прессы характеризуется двумя размерами: открытой высотой – максимальным расстоянием между поверхностями стола и подвижной поперечины и закрытой высотой – расстоянием между ними при сомкнутых штампах.

Ход подвижной поперечины универсальных прессов обычно выбирают из условий возможности штамповки высоких деталей и оформления в них прошивкой глубоких полостей. Ход подвижной поперечины должен быть несколько больше удвоенной высоты обрабатываемых поковок для того, чтобы поковку можно было удалить из штампа, не выдвигая стола прессы.

Поскольку специализированные прессы обычно создают для штамповки плоских деталей из катаных плит, ход подвижных поперечин и открытая высота у них значительно меньше, чем у универсальных.

Штамповочные прессы традиционно повторяют конструкции ковочных прессов и выполняются в основном четырехколонными с базовыми деталями в

виде цельных или составных отливок большой массы (рисунок 4.40). Для прессов с усилием свыше 150 МН разработаны специальные рамные станины, изготовленные из прокатанных плит, стянутых шпильками.



а – схема; *б* – внешний вид

1, 7 – возвратный и рабочий цилиндры; 2, 5 – возвратный и рабочий плунжеры; 3 – подвижная поперечина; 4 – колонна; 6, 9 – верхняя и нижняя неподвижная поперечины; 8, 10 – трубопроводы рабочего и возвратных цилиндров

Рисунок 4.40 – Гидравлический четырехколонный пресс

Многолетний опыт эксплуатации горячештамповочных прессов показал, что одной из основных причин, снижающих точность изготавливаемых на них поковок, является перекос верхнего штампа относительно нижнего в результате того, что при штамповке изделий сложной конфигурации центр давлений, действующих в фигуре штампа, не совпадает с осью пресса.

В связи с этим все создаваемые в последнее время прессы усилием свыше 300 МН оснащаются специальными системами синхронизации, обеспечивающими движение подвижной поперечины с минимально возможным перекосом. Возникающие перекосы подвижной поперечины компенсируются регулированием объема подаваемой в рабочие цилиндры жидкости или применяют дополнительные синхронизирующие цилиндры.

4.6.3 Прессы для получения длинномерных профилей и труб

Прессы для прессования профилей и труб (пресс-изделий) по технологическому назначению подразделяются на прессы для холодного и горячего прессо-

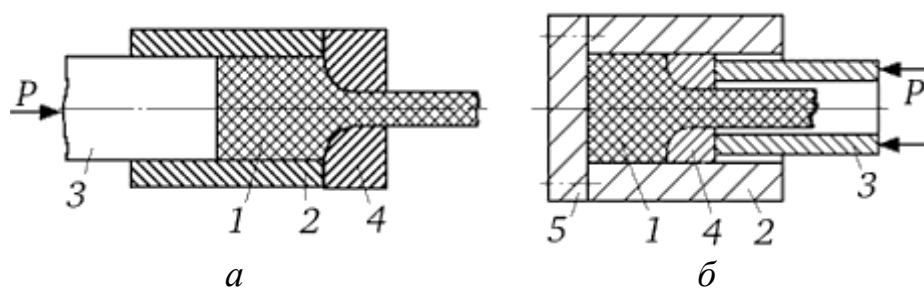
вания из алюминиевых, медных и углеродистых сплавов (сталей). Преимущественное распространение (более 90 %) имеют горизонтальные прессы, которые по сравнению с вертикальными прессами не имеют ограничений по длине пресс-изделий. Областью применения вертикальных прессов с номинальным усилием до 10 МН является прессование полых пресс-изделий небольших размеров. Наиболее распространена одноцилиндровая конструкция прессов, которая способствует бесперековому движению прессующей поперечины. Многоцилиндровую компоновку применяют только в уникальных прессах усилием свыше 100 МН.

В зависимости от способа прессования прессы подразделяют на прессы с прямым истечением, с обратным истечением, универсальные (с прямым и обратным истечением), с активным действием сил трения. Прессы также делят на прутковопрофильные и трубопрофильные.

Основными параметрами гидравлических прессов для прессования профилей и труб является номинальное усилие, размеры контейнера, ход и скорость движения прессующей поперечины, время технологического цикла и время выполнения вспомогательных операций. Применяемые прессы имеют номинальное усилие до 200 МН, причем наиболее распространены прессы номинальным усилием 10-50 МН.

Рабочий ход прессующей поперечины пресса зависит от требуемой длины контейнера. Полный ход, состоящий из рабочего и холостого, зависит от метода истечения металла при прессовании и способа загрузки заготовок в контейнер. Скорость движения прессующей поперечины при рабочем ходе должна быть постоянной, обеспечивающей качественную поверхность изделия. В зависимости от допустимой скорости истечения обрабатываемого материала при прессовании и величины вытяжки скорость движения прессующей поперечины при горячем прессовании алюминиевых сплавов составляет 0,2-25 мм/с, для медных сплавов – 20-120 мм/с, для стали – 50-500 мм/с.

На прессах для прессования *с прямым истечением* (рисунок 4.41 а) контейнер с заготовкой остается неподвижным, а движение получает прессштемпель, закрепленный на прессующей поперечине, при этом заготовка перемещается относительно контейнера.



а – с прямым истечением; б – с обратным истечением

1 – заготовка; 2 – контейнер; 3 – пуансон; 4 – матрица; 5 – держатель

Рисунок 4.41 – Схемы прессования

Характерная особенность гидравлических прессов с *обратным истечением* (рисунок 4.41, б) металла состоит в движении контейнера вместе с заготовкой под действием прессующей поперечины относительно матрицы, закрепленной на удлиненном матрицедержателе, обычно называемом шплинтоном. В связи с этим ход контейнера пресса для обратного прессования должен быть не меньше его длины.

Усилие, необходимое для обратного прессования в среднем на 30...40 % меньше, чем при прямом, не зависит от длины заготовки и практически постоянно по всей длине рабочего хода. Это снижает неравномерность деформации по длине изделия и позволяет увеличить диаметр и длину заготовки по сравнению с прямым прессованием: отношение длины заготовки к ее диаметру для обратного прессования может составлять 5-6, в то время как для прямого прессования оно не превышает 4.

Наибольшее распространение имеют *универсальные* прессы, на которых возможно прессование с прямым и обратным истечением. В первую очередь это относится к трубопрофильным прессам с номинальным усилием свыше 60 МН.

Станины горизонтальных гидравлических прессов для прессования по конструкции делятся на колонные, рамные и предварительно напряженные. Широкое распространение имеют горизонтальные четырехколонные станины, более удобные для размещения поперечно перемещающихся матрицедержателя, ножиц, механизмов подачи заготовок и других вспомогательных механизмов. В то же время колонны не могут быть использованы в качестве направляющих контейнеродержателя и прессующей поперечины, вследствие влияния температурных деформаций и изгиба колонн на соосность инструмента пресса. В колонных прессах направляющие размещают на фундаментной плите независимо от станины.

Рамные станины, для изготовления которых используют толстолистовой прокат, гарантирующий высокое качество металла, применяют главным образом в мощных гидравлических прессах, изготовление колонного варианта которых затруднительно.

4.6.4 Листоштамповочные прессы

По технологическому назначению листоштамповочные прессы подразделяют на прессы простого, двойного и тройного действия. Прессы *простого действия* (с одним рабочим ползуном) предназначены для выполнения операций листовой штамповки: вырубки, пробивки, гибки, неглубокой формовки и вытяжки с прижимом фланца гидравлической подушкой, встроенной в стол. Прессы *двойного действия* с прижимным наружным и вытяжным внутренним ползунами предназначены для операций глубокой вытяжки, требующих прижима фланца листовой заготовки. В прессах *тройного действия* кроме двух ползунов, как у прессов двойного действия, предусматривается дополнительный третий ползун в столе пресса для проведения операций глубокой вытяжки с противодавлением.

Привод прессов для штамповки листовых заготовок в холодном состоянии преимущественно насосный с насосами постоянной и регулируемой подачи. Для штамповки листа в горячем состоянии применяют насосно-аккумуляторный привод, обеспечивающий повышенную скорость рабочего хода.

Одностоечные прессы ГОСТ 9753 номинальным усилием 25-4000 кН имеют два конструктивных варианта: 1-го исполнения – правильные, 2-го исполнения – базовые, с гидроподушкой, шибберным устройством и поворотным столом. Ход ползуна прессы с насосным приводом составляет 200-500 мм, скорость хода приближения – 10-500 мм/с, рабочего хода при номинальном усилии – 2,5-50 мм/с, возвратного – 35-500 мм/с.

Одностоечные прессы снабжаются средствами механизации и автоматизации и обладают широкими технологическими возможностями. Их используют для выполнения монтажно-запрессовочных операций, листовой штамповки, гибки, отбортовки и вытяжки, прошивки, протяжки или калибровки отверстий; обработки неметаллических материалов и прессования металлопорошков. Прессы оснащают гидроподушкой, выполняющей функции нижнего выталкивателя и прижима заготовки при вытяжке, а также поворотными делительными столами и шибберными устройствами для подачи штучных заготовок.

Двухстоечные вытяжные прессы простого действия предназначены для холодной вытяжки полых изделий из листа. Станина прессов рамная, со стяжными шпильками. Основные силовые детали станины: стол и верхняя поперечина – стальные, стойки – чугунные. Под столом расположен механизм выгрузки изделий качающегося типа с самостоятельным приводом, работа которого согласована с циклом работы прессы. Пресс снабжен механизмами поворота и загрузки заготовок, удаления отхода.

Колонные листоштамповочные прессы двойного действия предназначены для холодной и горячей вытяжки из толстого листа деталей типа днищ, сосудов, резервуаров, котлов и других деталей.

4.6.5 Пакетировочные и брикетировочные прессы

Пакетировочные прессы предназначены для уплотнения легковесного металлолома (отходов листоштамповочного производства).

Пакетирование – это уплотнение легковесного лома в пакеты массой 20-4000 кг, имеющих форму параллелепипеда, в результате чего объем металлолома уменьшается в 30 раз и более. Основные технологические характеристики пакета – прочность и плотность зависят от давления окончательного прессования.

Конструкции гидравлических пакетировочных прессов в зависимости от способа пакетирования классифицируют на следующие основные группы: непрерывного действия; с двусторонним сжатием пакетов с закрывающейся крышкой; с двусторонним прессованием на окончательной ступени прессования; с трехсторонним прессованием пакетов во взаимно перпендикулярных плоскостях.

В конструкции пакетировочных прессов с двусторонним сжатием пакетов усилием до 2,5 МН предусмотрено гидравлическое загрузочное устройство с бункером и автоматически закрывающейся подвижной крышкой пресс-камеры. Уплотнение лома осуществляется в три или четыре ступени прессования. На последних ступенях происходит формирование пакета по длине и ширине. Готовый пакет выталкивается через окно, которое во время прессования закрывается крышкой. Плотность пакетов достигает $2,5 \text{ т/м}^3$.

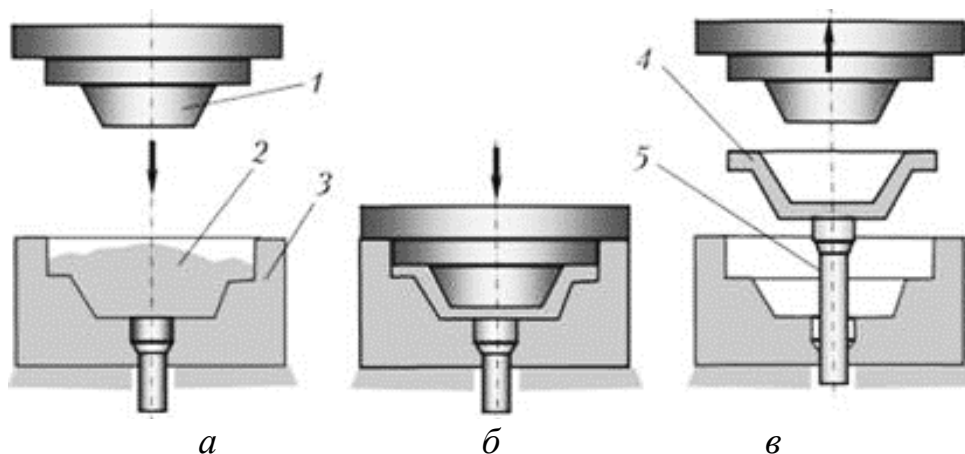
Брикетировочные гидравлические прессы-автоматы предназначены для холодного брикетирования чугунной и мелкодробленой стальной стружки и подготовки ее для переплава.

Брикеты из чугунной стружки, используемые в ваграночных печах, должны иметь массу 2-20 кг при плотности не менее 5 т/м^3 . Суммарное содержание безвредных примесей и масла в брикетах не должно превышать 2 % по массе.

Прессы могут быть также использованы для брикетирования мелкодробленой стружки цветных металлов с соответствующей заменой инструмента.

4.6.6 Прессы для пластмасс и неметаллических материалов

Для изготовления *объемных изделий из реактопластов* (фенопластов, аминопластов, стеклопластиков) методами прямого (рисунок 4.42) и литьевого (рисунок 4.43) прессования применяют прессы и автоматизированные комплексы с номинальным усилием 0,63-4,0 МН с ходом ползуна 450-710 мм, усилием выталкивателя, равным $(0,3-0,5)P_H$. Привод прессов насосный. Скорость холостых ходов вниз составляет 0,35 м/с, а возвратных – 0,17-0,22 м/с. Скорость рабочего хода изменяется двумя ступенями: 7-50 мм/с при усилии до $0,3P_H$, и 5,5-7 мм/с при усилии свыше $0,3P_H$. Перерабатываемый материал загружается в пресс-формы в виде порошка, отпрессованных таблеток, жгутов, пакетов пропитанных смолой тканей.

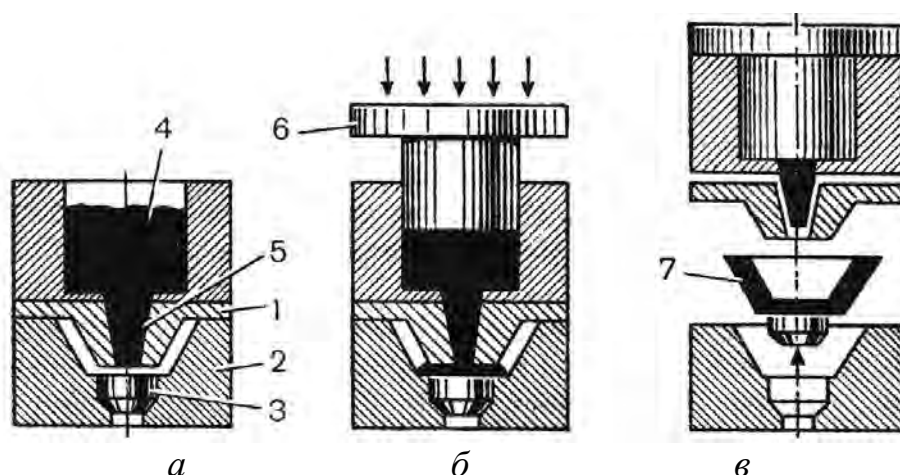


а – загрузка материала; *б* – прессование; *в* – выталкивание изделия

1 – пуансон; 2 – исходный материал; 3 – матрица;

4 – отпрессованная деталь; 5 – выталкиватель

Рисунок 4.42 – Схемы прямого прессования



a – заполнение тигля; *б* – прессование; *в* – выталкивание изделия
 1 – затвор; 2 – матрица; 3 – выталкиватель; 4 – тигель;
 5 – литевой канал; 6 – литевой пуансон; 7 – отпрессованная деталь

Рисунок 4.43 – Схемы литевого прессования

Станина прессов рамная сварная с расположением рабочего цилиндра поршневого типа в верхней поперечине. Насосный гидропривод со ступенями подачи выполняют в виде отдельного гидроагрегата с возможностью дополнительной комплектации гидропневматическим аккумулятором для увеличения скорости рабочего хода.

Для литевого прессования изделий из полистирола и его сополимеров (полиэтилена, поликарбонатов, полиамидов, полиформальдегидов и других материалов) в исходном состоянии в виде гранул и крошки при температуре пластификации до 350 °С применяют однопозиционные прессы с номинальным усилием запирания пресс-форм 0,5-2,5 МН; ход ползуна составляет 250-500 мм соответственно. Номинальное давление при литье в пресс-формы регулируемое: 100; 132 и 180 МПа. Компьютерная система управления обеспечивает регулирование до 20 параметров процесса и оборудования.

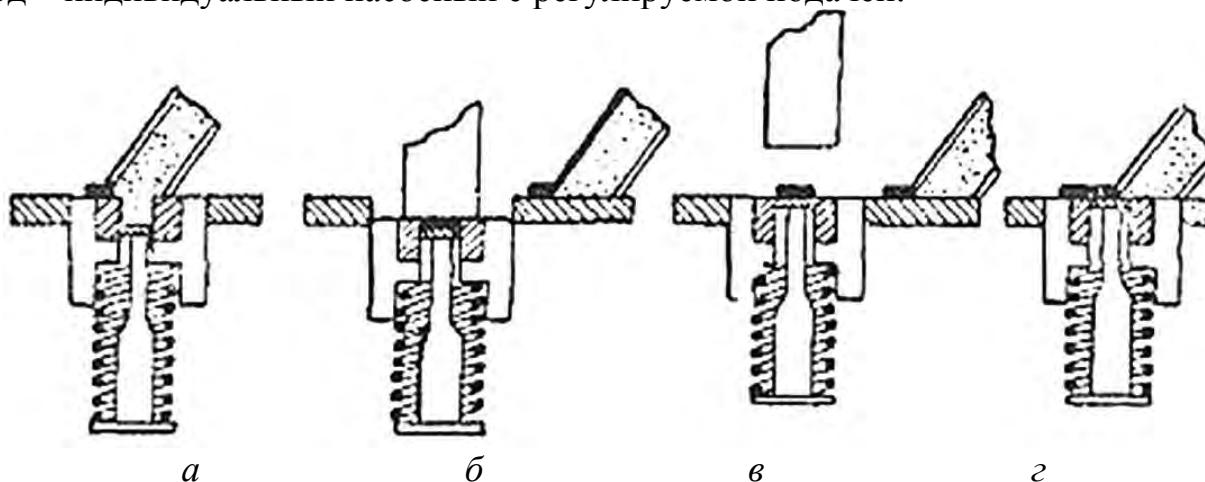
Для небольших изделий разработаны конструкции прессов с изменяемой горизонтальной и вертикальной компоновкой с номинальным усилием запирания пресс-форм 0,125 МН и 0,25 МН.

4.6.7 Прессы для прессования порошков

Применение гидравлических прессов создает благоприятные возможности для прессования порошков большими удельными усилиями при низких рабочих скоростях. При этом возможна любая продолжительность выдержки пресуемой заготовки под давлением и регулирование в широком диапазоне усилия прессования в следующих режимах: прессование без выдержки или с выдержкой под давлением; прессование с подпрессовкой; с прижимом ползуном или прижимом с помощью цилиндра в ползуне при стягивании матрицы; естественным или принудительным подпором плавающей матрицы; замедлением скорости прессования и регулированием мощности по мере нарастания давления; с вибрацией кассеты над матрицей и без кассеты с всасыванием порошка.

Для прессования крупных деталей и заготовок из порошков, а также ряда специальных изделий, при прессовании которых требуется выдержка под давлением и ограничение скорости прессования, разработаны конструкции гидравлических прессов-автоматов с номинальным усилием 1,6-10 МН, на которых возможно изготовление деталей с тремя и более размерами поперечного сечения.

Наибольший диаметр изделий – 200-350 мм, высота насыпки порошка – 125-250 мм, ход ползуна – 400-630 мм, скорость рабочего хода – 15-27 мм/с. Станина прессов-автоматов рамного типа с верхним прессующим цилиндром и блоком нижних цилиндров. Подача порошка в матрицу обеспечивается питателем из бункера, установленного с задней стороны пресса (рисунок 4.44). Привод – индивидуальный насосный с регулируемой подачей.



а – насыпка; *б* – прессование; *в* – выпрессовка; *г* – удаление прессовки

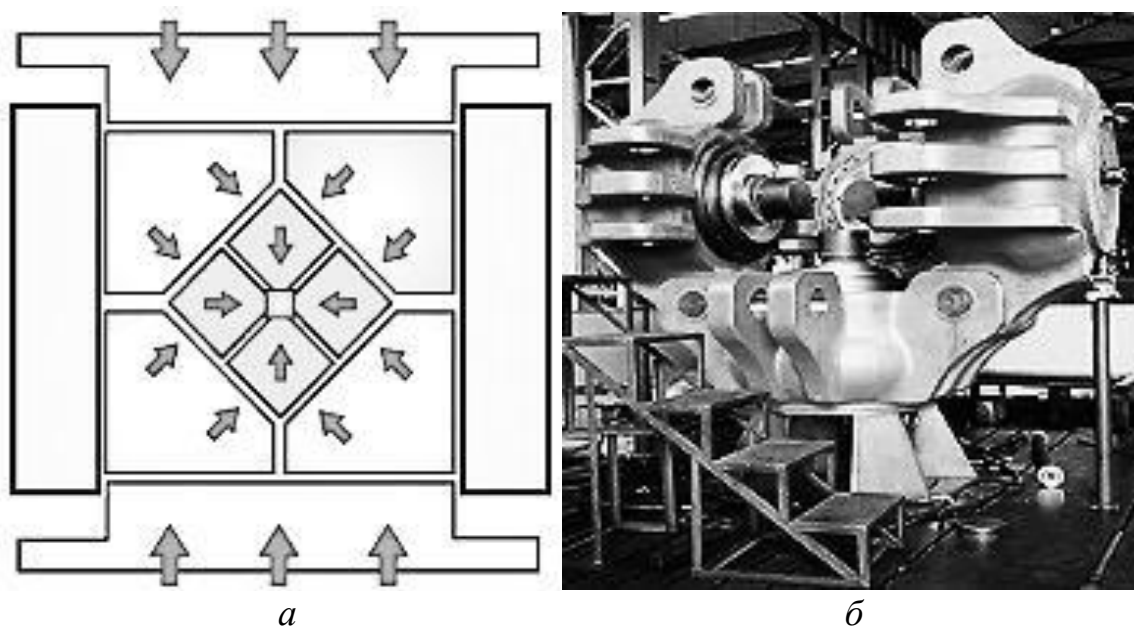
Рисунок 4.44 – Схема автоматического прессования порошков

Точность прессуемого изделия по высоте $\pm 0,1$ мм обеспечивается прессованием до упора, ограничивающего внедрение верхнего пуансона в матрицу. При этом дальнейшее перемещение пуансона происходит совместно с матрицей.

4.6.8 Прессы для синтеза сверхтвердых материалов

Прессы для синтеза сверхтвердых материалов с индивидуальными гидроприводами усилием до 20,0 МН предназначены для производства синтетических алмазов и других сверхтвердых материалов из порошков методом одновременного воздействия высокого давления и высокой температуры (рисунок 4.45).

Прессы оснащаются поворотным многопозиционным столом, транспортирующим блок-матрицы на рабочие позиции. При выносе столом блок-матрицы из зоны прессования с помощью специального механизма производятся ее разборка, сборка, охлаждение и контроль состояния.



a – направления действия сил; *б* – внешний вид

Рисунок 4.45 – Пресс для синтеза сверхтвердых материалов

Прессы должны обеспечивать создание больших удельных усилий во время рабочего хода; возможность мгновенного снятия технологических усилий; поддержание стабильного давления рабочей жидкости по времени и заданному циклу синтеза. Наибольший ход поперечины составляет 400 мм, рабочий ход – 30 мм; скорость рабочего хода – 5 мм/мин.

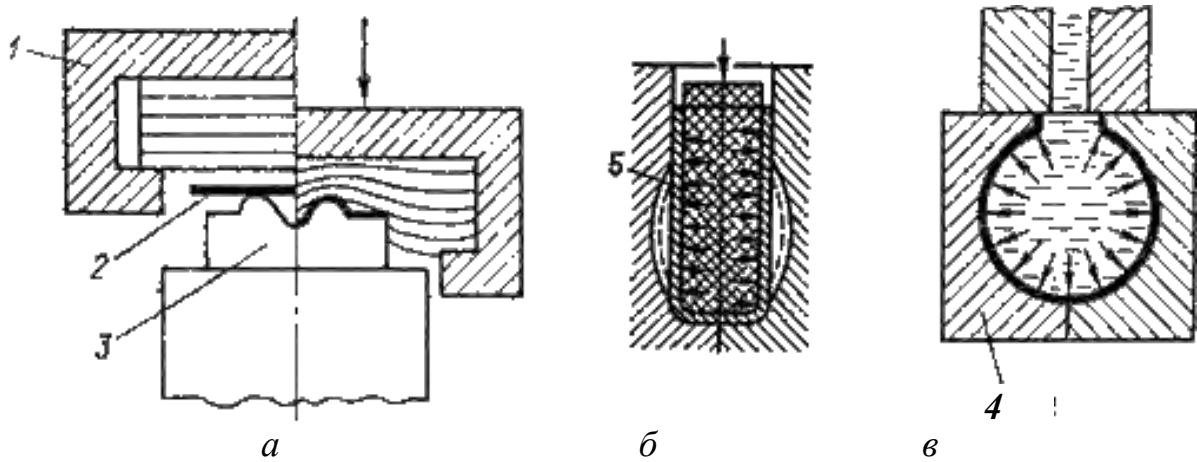
Прессы оснащаются индивидуальным насосным гидроприводом давлением 16 МПа с мультипликатором на рабочее давление 80 МПа. Управление набором и сбросом давления – программное дистанционное с центрального пульта.

4.6.9 Прессы для штамповки эластичной средой и гидроформовки

Для осуществления процессов штамповки эластичной средой и гидроформовки используют универсальные гидравлические прессы, оснащенные специальной оснасткой, а также специализированные гидравлические прессы.

Прессы для штамповки эластичной средой при повышенном технологическом давлении (до 100 МПа), с номинальным усилием 45-400 МН работают по методу внедрения жесткого формблока с заготовкой в эластичную подушку (рисунок 4.46, *a*), раздачи эластичного пуансона (рисунок 4.46, *б*) и методом обжатия давлением жидкости через эластичную оболочку (рисунок 4.46, *в*).

Подушка эластичной среды, как правило, набирается из листов полиуретана толщиной 200-250 мм, что позволяет увеличить срок ее службы. Для всех моделей прессов применяют насосно-мультипликаторный привод ввиду отсутствия насосов на давление 100 МПа и более.



a – эластичной средой; *б* – через эластичную диафрагму
 1 – обойма; 2 – заготовка; 3 – матрица; 4 – разъемная форма;
 5 – эластичный пуансон

Рисунок 4.46 – Схемы листовой штамповки при помощи эластичной среды и жидкости

4.6.10 Прессы для изотермической штамповки

Деформирование металлов в состоянии сверхпластичности методом изотермической штамповки позволяет производить штамповку сложных деталей с силой в десятки раз меньшей, чем традиционными методами объемной штамповки, и получать детали из труднодеформируемых малопластичных материалов. Для этого применяют гидравлические прессы, обеспечивающие регулируемую скорость рабочего хода ползуна при нагреве инструмента до требуемой температуры.

Прессы предназначены для изготовления точных поковок, турбинных лопаток, дисков, панелей и других деталей сложных форм из коррозионностойких сталей и сплавов на основе титана, магния, алюминия методом изотермической штамповки.

Деформирование осуществляется инструментом, нагретым до температуры, близкой к температуре штампуемой заготовки ($400-1100$ °С в зависимости от обрабатываемого металла) с низкими скоростями деформирования $0,2-2$ мм/с. Скорости хода приближения и возвратного хода находятся в диапазоне $25-63$ мм/с.

Штампы нагреваются индукторами или элементами сопротивления. От окружающего пространства они изолированы теплоизоляционным кожухом, в котором предусмотрено специальное окно для загрузки заготовок и удаления отштампованных поковок.

Наиболее крупный из зарубежных прессов, оснащенный штамповым блоком для изотермической штамповки, имеет номинальное усилие 300 МН. Пресс снабжен системой управления, позволяющей регулировать скорость деформирования.

5 ВИНТОВЫЕ ПРЕССЫ

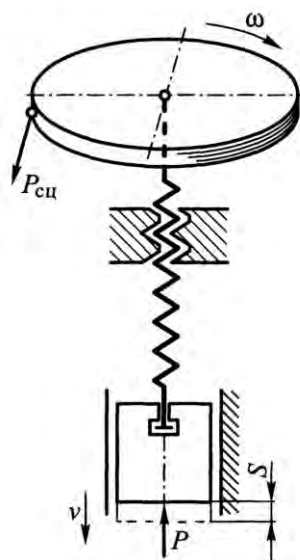
Винтовые прессы относятся к механическим и являются универсальными по своему технологическому назначению. Низкая скорость ползуна и его кинематическая связь с приводом во время холостого хода позволяет отнести винтовые прессы к оборудованию квазистатического действия или, другими словами, к прессам. В то же время в большинстве конструкций винтовых прессов перед рабочим ходом привод отключается, и ползун движется произвольно, что позволяет говорить о них как об оборудовании ударного (квазиударного) действия, т.е. молотах.

5.1 Принцип действия и классификация

Винтовой пресс – кузнечно-штамповочная машина квазиударного действия, в которой для деформирования материала используется кинетическая энергия поступательного и вращательного движения рабочих масс, передаваемая исполнительному звену посредством винтового рабочего механизма.

Для привода винтовых прессов используют механические фрикционные, электрические и гидравлические передаточные механизмы. Привод, как правило, не воздействует на ползун во время рабочего хода.

Принцип действия винтовых прессов заключается в разгоне рабочих масс (маховик, винт, ползун и верхний штамп) приводом во время холостого хода по направлению к поковке до скорости (0,5-1,5) м/с, с целью накопления кинетической энергии вращательного и поступательного движения (рисунок 5.1). Эта энергия во время рабочего хода используется для деформирования поковки.

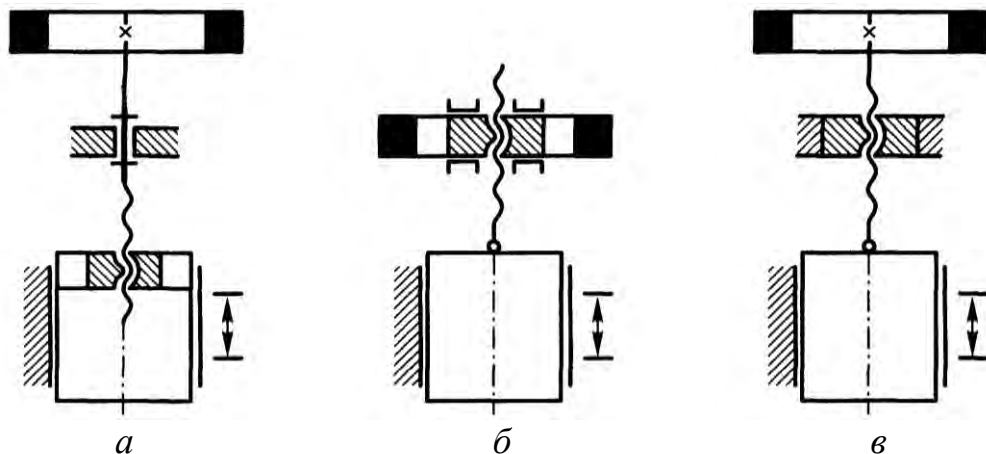


ω – угловая скорость вращения маховика; $P_{сц}$ – сила сцепления;
 S – перемещение ползуна; v – линейная скорость перемещения ползуна;
 P – усилие деформирования

Рисунок 5.1 – Схема винтового рабочего механизма прессы

Незадолго до начала рабочего хода привод отсоединяется от маховика и подвижные части свободно перемещаются до удара. Накопленная кинетическая энергия T_3 расходуется при ударе на пластическое деформирование поковки A_d , упругое деформирование станины и деталей главного исполнительного механизма A_y , на преодоление трения в сочленениях $A_{тр}$. Энергия упругой деформации станины и винта в разгрузочной фазе удара при выполнении операций объемной штамповки возвращается подвижным частям в виде начальной энергии отражения, способствуя подъему винта с несамотормозящей резьбой (угол наклона резьбы больше угла трения).

Главный признак конструктивного устройства, определяющий схему главного исполнительного механизма винтового пресса, – способ крепления гайки винтовой пары (в ползуне, маховике или станине). В прессах с креплением гайки в ползуне (рисунок 5.2, *а*) гайка навинчивается на вращающийся винт или свинчивается с него – происходит возвратно-поступательное прямолинейное перемещение ползуна. В прессах с креплением гайки в маховике (рисунок 5.2, *б*), размещенном на упорных подшипниках между верхней и промежуточной траверсами станины, при вращении маховика винт ввинчивается или вывинчивается из гайки, в результате чего происходит перемещение ползуна с закрепленным на нем винтом. Наконец, в прессах с гайкой, установленной неподвижно в верхней траверсе станины (рисунок 5.2, *в*), винт, вращающийся вместе с маховиком, ввинчиваясь или вывинчиваясь из гайки, перемещает ползун.



а – гайка в ползуне; *б* – гайка в маховике; *в* – гайка в станине

Рисунок 5.2 – Схемы главного исполнительного механизма винтового пресса

Современные винтовые прессы можно классифицировать по следующим основным признакам:

- по типу привода различают прессы фрикционные, электрические, пневматические и гидравлические;
- по расположению оси движения ползуна – вертикальные и горизонтальные;
- расположению привода - прессы с верхним и нижним приводом;
- числу точек подвески - одно- и двухвинтовые прессы;

– по кратности действия – простого действия с одним ползуном, двойного действия с встречным движением ползунов, двойного действия с попутным движением ползунов, тройного и многократного с комбинированным движением ползунов;

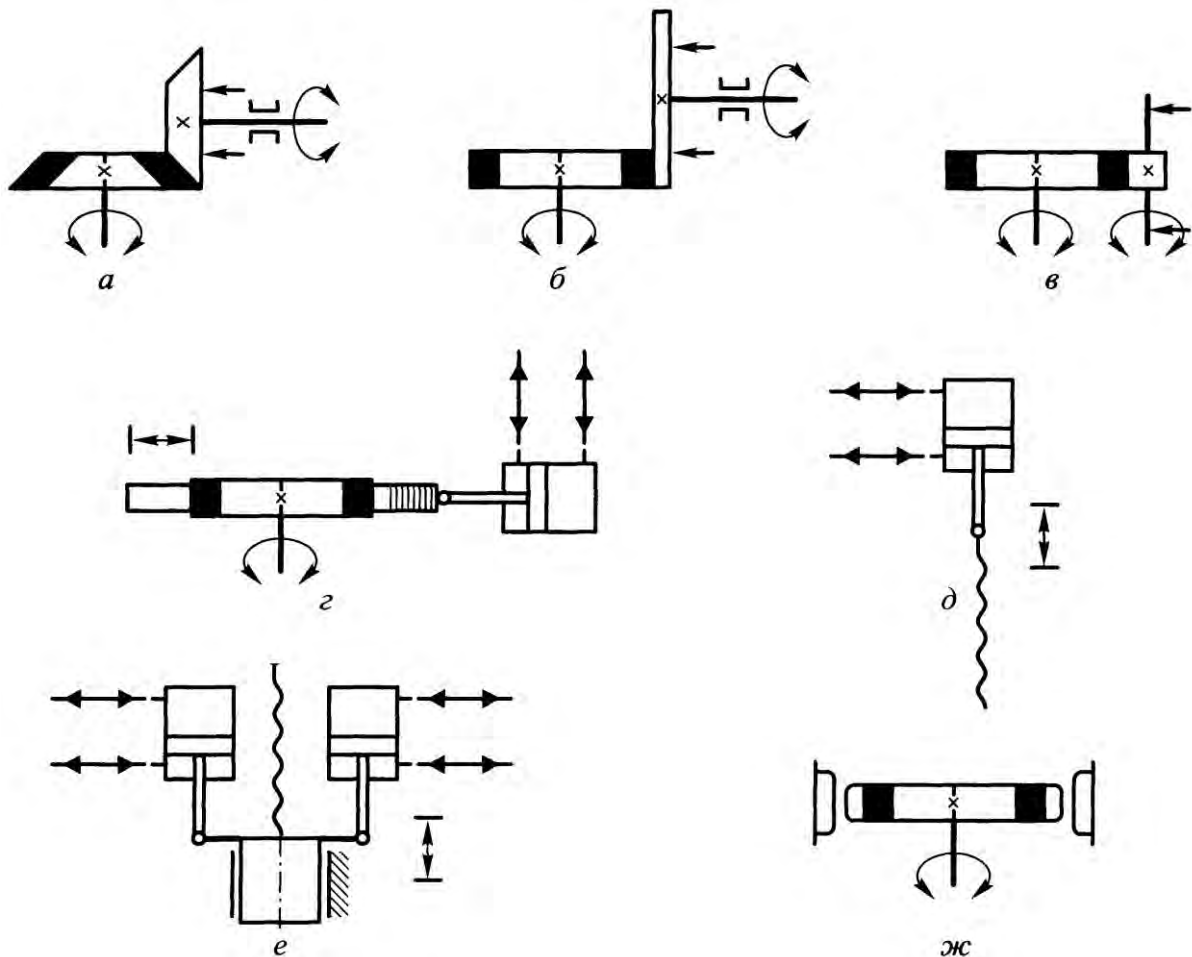
– по кинематическому состоянию винта – с неподвижным винтом, с линейно движущимся винтом, с вращающимся винтом;

– по воздействию привода на винт – силового воздействия и посредством крутящего момента;

– по объекту приводного воздействия – винт, гайка, ползун;

– по технологическому назначению – универсальные, для объемной штамповки, для чеканки, для прессования порошковых и других материалов.

Привод главного исполнительного механизма винтовых прессов может быть механическим, гидравлическим или электрическим (рисунок 5.3).



а-в – механический; г-е – гидравлический; ж – электрический

Рисунок 5.3 – Схемы приводов винтовых прессов

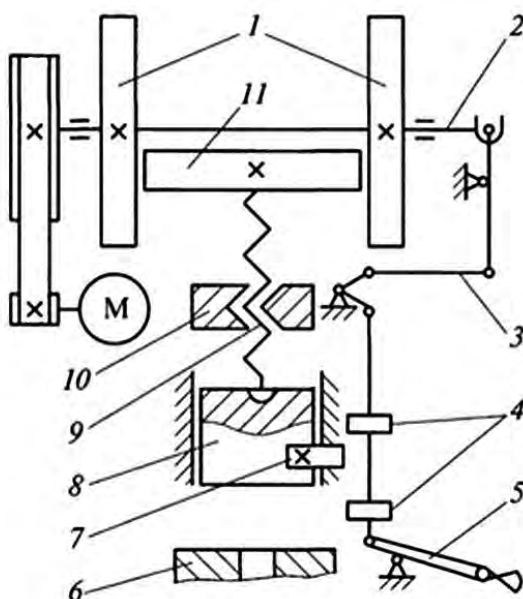
В механическом приводе крутящий момент подается на маховик при помощи дисковой конической, дисковой цилиндрической или роликовой фрикционных передач (рисунок 5.3, а-в). Прессы с таким приводом называют *винтовыми фрикционными*.

В гидравлическом приводе давление жидкости в цилиндре, воздействует на маховик с зубчатым ободом через рейку, соединенную со штоком, на винт или на ползун через штоки (рисунок 5.3, *г-е*). Прессы с таким приводом называют *гидровинтовыми*.

В электрическом приводе электродинамический момент статора, размещенного в корпусе станины, воздействует на маховик-ротор (рисунок 5.3, *ж*). Прессы с таким приводом называют *электровинтовыми*.

5.2 Винтовые фрикционные прессы

Винтовые фрикционные прессы по принципу действия и технологическим возможностям представляют собой машины переходного типа между молотом и кривошипным прессом, так как в них при штамповке используются и кинетическая энергия ползуна, и энергия вращения электродвигателя, преобразованная в механическую энергию поступательного движения. Преобразователем вращательного движения в поступательное служит винтовая пара. Привод пресса осуществляется от электродвигателя с помощью клиноременной передачи (рисунок 5.4).



- 1 – диски; 2 – вал; 3 – рычажный механизм управления; 4 – упоры;
5 – рукоятка управления; 6 – стол; 7 – кулачок; 8 – ползун;
9 – винт; 10 – неподвижная гайка; 11 – маховик

Рисунок 5.4 – Схема винтового фрикционного пресса

Приводной вал 2, вращаясь вместе с закрепленными на нем фрикционными дисками 1, может перемещаться вдоль своей оси под действием рычажного механизма 3. Маховик 11 может соприкасаться то с левым, то с правым диском и в зависимости от этого менять направление своего вращения. При нажатии на рукоятку управления 5 рычажный механизм 3 прижимает левый диск к маховику 11, цилиндрическая поверхность которого покрыта фрикционной лентой.

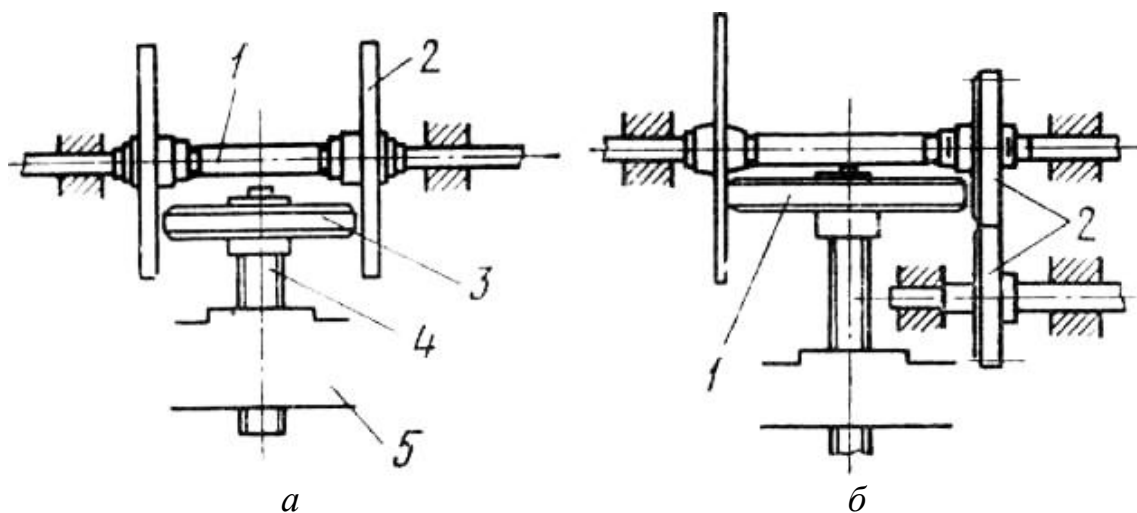
Винт 9, на котором жестко закреплен маховик 11, ввинчивается в неподвижную гайку 10 и перемещает ползун 8. По мере удаления маховика 11 от центра дисков скорость ползуна 8 возрастает и в нижнем положении штамповка осуществляется ударом о заготовку. Кулачок 7, наезжая на нижний упор 4, переключает рычажный механизм 3, подводя к маховику 11 правый диск. В результате вывинчивания винта 9 из гайки 10 ход ползуна 8 меняется на обратный. Остановка ползуна 8 в верхнем положении производится ленточным тормозом.

Основные параметры винтовых фрикционных прессов регламентированы ГОСТ 713: номинальное усилие составляет 400-100000 кН с числом ходов в минуту 42-5 соответственно. Винтовые фрикционные прессы позволяют получать поковки массой от 0,1 до 10 кг с производительностью 50-10000 кг/ч.

Из-за тихоходности винтовые фрикционные прессы в крупносерийном и массовом производстве почти не применяют, но они очень удобны в мелкосерийном производстве, так как являются универсальными машинами, способными заменить при изготовлении мелких поковок, как молоты, так и прессы. Они применяются для горячей штамповки, холодной листовой штамповки, чеканки, холодной и горячей гибки, холодной правки и т.д.

Технологическими особенностями винтовых фрикционных прессов являются отсутствие опасности поломок узлов при условии избытка металла в заготовке и наличие системы выталкивателей, действующих через тяги от ползуна, и позволяющей удалять поковки из штампа.

Винтовые фрикционные прессы используют для деформирования поковки энергию, запасенную вращающимся маховиком. Маховик винтового фрикционного пресса приводится во вращение прижимающимся к нему ведущим диском. В приводе прессов могут использоваться два или три диска (рисунок 5.5). Наибольшее распространение получили винтовые прессы с двухдисковым фрикционным приводом (рисунок 5.5, а).



a – двухдисковый; *б* – трехдисковый

1 – вал; 2 – диски; 3 – маховик; 4 – винт; 5 – верхняя поперечина

Рисунок 5.5 – Схемы фрикционного привода винтовых прессов

В двухдисковом прессе движение от электродвигателя передается на горизонтальный вал, на котором расположены два диска. Расстояние между дисками на 5-10 мм больше диаметра маховика, расположенного между ними. Диски могут перемещаться в осевом направлении и поочередно прижиматься к ободу маховика. Если при включенном электродвигателе приблизить к ободу маховика правый диск, то за счет сил трения маховик придет во вращение, увлекая за собой винт. Поскольку винт проходит через неподвижную гайку, установленную в верхней поперечине станины, при вращении он начинает «вывинчиваться» из нее, поднимаясь вверх.

Скорость подъема винта и связанного с ним ползуна переменна, вначале подъема она максимальна, так как контакт между диском и маховиком происходит по окружности наибольшего радиуса. По мере подъема маховик приближается к оси диска, радиус окружности контакта уменьшается, а скорость движения падает. Окончательная остановка происходит при отводе диска и включении тормоза.

Для перемещения ползуна вниз к маховику прижимается левый диск, маховик начинает вращаться в обратную сторону, винт «ввинчивается» в гайку и ползун перемещается вниз. При этом маховик запасает энергию. При приближении штампа к заготовке левый диск отводится, и движение продолжается по инерции. Рабочий ход – деформирование заготовки – осуществляется за счет кинетической энергии движущихся частей. Израсходовав ее, рабочие части пресса останавливаются.

Для подъема ползуна к маховику вновь прижимается правый диск и пресс возвращается в исходное положение.

Кроме двухдисковой используется и трехдисковая схема привода (рисунок 5.5, б), в которой применяются два электродвигателя, попеременно приводящие во вращение каждый из дисков посредством ременной передачи.

5.3 Особенности расчета винтовых прессов

5.3.1 Определение основных параметров

При вращении маховика поступательное S и угловое φ перемещения винта подчинены следующему соотношению

$$S = \frac{P_h \varphi}{2\pi},$$

где P_h – ход резьбы винта.

Для винтового механизма характерно постоянное соотношение угловой ω и поступательной v скоростей

$$\omega = \frac{2\pi}{P_h} v,$$

поэтому эффективная кинетическая энергия T_3 винтового механизма состоит из энергии вращательного движения

$$T_{\omega} = \frac{J\omega^2}{2}$$

и энергии поступательного движения

$$T_v = \frac{mv^2}{2},$$

где J – приведенный осевой момент инерции рабочих частей, m – приведенная масса рабочих частей.

Во время рабочего хода кинетическая энергия T_{Σ} расходуется на полезную работу пластического деформирования поковки A_d , упругую деформацию деталей прессы, штампа и поковки A_y , преодоления сил трения A_T , а в случае перегрузки поглощается предохранительным устройством A_{Π} , т.е.

$$T_{\Sigma} = A_d + A_y + A_T + A_{\Pi}.$$

В связи с двойственным принципом действия винтового прессы задают и его основные параметры. С одной стороны, в качестве машины, кинетическая энергия подвижных частей которой полностью расходуется в процессе удара – рабочего хода, пресс должен характеризоваться эффективной энергией. Этот параметр абсолютный, он зависит только от массы (момента инерции) и квадрата скорости подвижных частей (как у молотов). В стандартах на винтовые прессы указывают ряд значений эффективной энергии, которые определяют по полезной работе деформирования, необходимой для выполнения энергоемких операций объемной штамповки

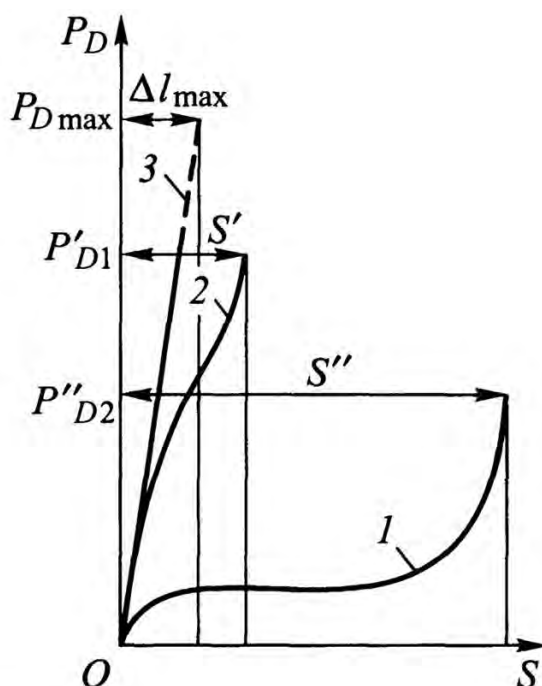
$$T_{\Sigma} = \frac{A_d}{\eta_d},$$

где η_d – КПД процесса деформирования.

С другой стороны, как машина с замкнутой силовой схемой конструкции, пресс должен характеризоваться усилием P_D на ползуне. Усилие на ползуне прессы не является абсолютным параметром, а зависит от конструкции прессы и, что самое главное, от характера технологического процесса. Дело в том, что энергия (работа) $A_{рх}$, затрачиваемая на совершение рабочего хода, – интегральная двумерная величина $A_{рх} = \int P_D dS$, где S – ход ползуна.

Поэтому расходу одной и той же по величине энергии могут соответствовать увеличенный рабочий ход S'' (рисунок 5.6) при деформировании металла и уменьшенное значение усилия P_D или уменьшенное значение рабочего хода S' и увеличенное значение усилия P_D . Кривая 1 соответствует «мягкому» технологическому процессу, например горячей объемной штамповке без элементов выдавливания; кривая 2 – «жесткому» процессу, например калибровке или чеканке. Наконец, жесткий удар штампа по штампу (кривая 3) приведет к

возникновению максимального усилия $P_{D\max}$ на ползуне при минимальном рабочем ходе, равном упругой деформации Δl_{\max} деталей пресса.



1 – горячая объемная штамповка; 2 – чеканка; 3 – жесткий удар
Рисунок 5.6 – Изменение деформирующей силы в процессе рабочего хода винтового пресса при заданной эффективной энергии

Усилие $P_{D\max}$ должно быть ограничено, чтобы не разрушить детали пресса. В стандартах на винтовые прессы в качестве главного размерного параметра принимают номинальное усилие P_H , связывая его через нормируемый коэффициент запаса прочности $n = 1,6$ с допустимым усилием $P_H = [P_D] / n$.

Наибольший или полный рабочий ход пресса включает перемещение ползуна, необходимое для получения кинетической энергии разгона рабочих частей S_p , и перемещение при деформировании поковки S_d

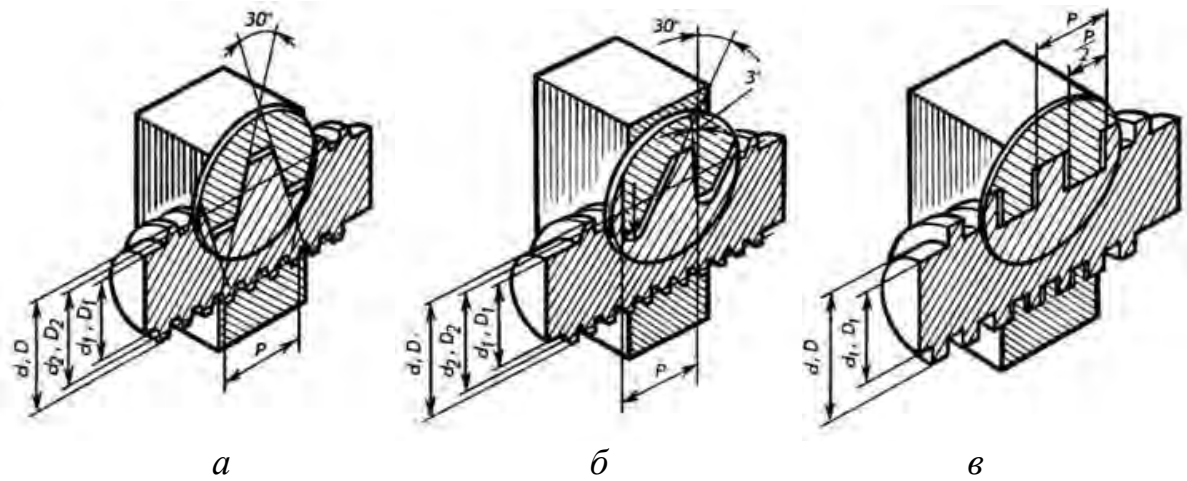
$$S = S_p + S_d.$$

5.3.2 Особенности расчета основных деталей

К основным параметрам винтовых рабочих механизмов относятся средний диаметр и угол подъема резьбы. Важными параметрами также являются наружный и внутренний диаметры, шаг и число заходов резьбы, ход винта.

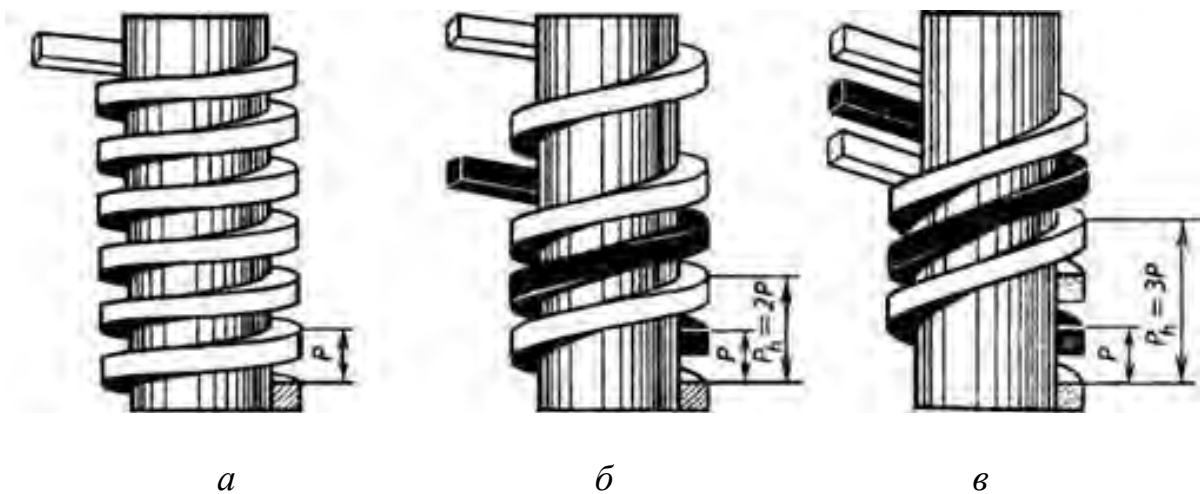
В винтовых механизмах прессов используют резьбы с различным профилем витков (рисунок 5.7) – трапецеидальным, упорным, прямоугольным.

Средний диаметр резьбы d_2 – это среднеарифметическое значений наружного d и внутреннего d_1 диаметров, измеренных в поперечном сечении винта.



a – трапецидальный; *б* – упорный; *в* – прямоугольный
Рисунок 5.7 – Профили витков резьбы

Шаг резьбы P – расстояние между одноименными боковыми сторонами профиля витка. Ходом P_h называют осевое перемещение, которое получит винт при повороте в гайке на один оборот. С целью увеличения хода применяют многозаходную резьбу с числом заходов $z = 3-6$ (рисунок 5.8), при этом ход резьбы $P_h = z \cdot P$.



a – однозаходная; *б* – двухзаходная; *в* – трехзаходная
Рисунок 5.8 – Одно- и многозаходная резьба

Угол подъема резьбы ψ образуется разверткой на плоскости винтовой линии по среднему диаметру и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы (рисунок 5.9). Для однозаходной резьбы

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi d_2},$$

для многозаходной

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi d_2}$$

Условием работоспособности винтовых прессов является наличие несамотормозящей резьбы. Это значит, что угол подъема резьбы ψ должен быть больше угла трения в резьбе $\rho = \operatorname{arctg} \mu$, где μ – коэффициент трения.

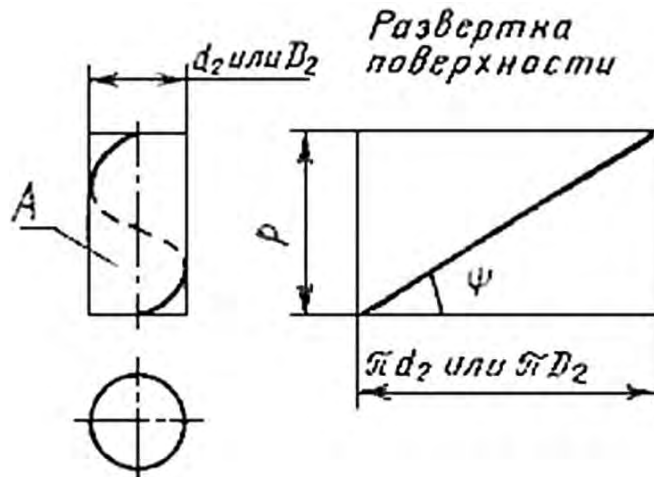


Рисунок 5.9 – Угол подъема резьбы

С увеличением угла подъема резьбы повышается КПД, но возрастает металлоемкость конструкции рабочих частей из-за уменьшения доли кинетической энергии вращательного движения в составе эффективной энергии пресса и металлоемкость гайки из-за увеличения диаметра винта. По этим причинам оптимальным считается диапазон углов 10° - 16° . Наиболее распространены винты с углом подъема резьбы 12° - $12^\circ 30'$.

Расчет на прочность всех деталей винтового пресса, работающих при переменных нагрузках проводят, исходя из величины допускаемого рабочего усилия $[P_D] = 1,6P_H$. При соударении верхней и нижней частей штампов без поковки возникает так называемое усилие холодного удара $P_{D\max} = (2,5-3,5)P_H$, которое может привести к разрушению не только штампа, но и деталей пресса.

Расчет винтового механизма обычно начинают с определения наружного диаметра винта по эмпирической формуле

$$d = (120 - 130)\sqrt{P_H}, \text{ мм,}$$

где P_H – номинальное усилие пресса в МН.

В винтовых прессах различных конструкций обычно применяют сплошные или полые (с отверстием вдоль оси) винты, которые изготавливают из стальных поковок (сталь 60С2, сталь 40ХНМА) и подвергают термообработке.

После конструктивного оформления винтового механизма осуществляют проверочный расчет винта на усталостную прочность от рабочего усилия $1,6P_H$. Далее рассматривают схему нагружения винта и строят эпюры крутящих моментов и сжимающих сил.

Винты с винтовым движением во время рабочего хода испытывают напряжения сжатия на участке от ползуна до гайки и напряжения кручения на участке от гайки до маховика.

Винты с вращательным движением испытывают суммарные напряжения сжатия и кручения на участке от гайки, закрепленной обычно в ползуне, до верхней опоры винта.

Совместное рассмотрение эпюр нагружения с эскизом винта позволяет выявить опасные сечения и максимальный крутящий момент $M_{кр\ max}$, действующий на винт в этих сечениях.

Максимальное напряжение сжатия в винте

$$\sigma_{max} = 1,6P_H \frac{4}{\pi d_1^2},$$

где d_1 – диаметр впадин резьбы винта.

Максимальное напряжение кручения

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр\ max}}{0,2d_1^3}.$$

Для прессов, не имеющих предохранителей, необходима также проверка на единичную перегрузку от усилия холодного удара $(2,5-3,5)P_H$. Для этого определяют возникающие в результате холодного удара максимальные напряжения сжатия и кручения, а затем рассчитывают эквивалентные напряжения с учетом коэффициента запаса $n = 1,5$

$$\sigma_{экр} = n\sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2}.$$

Станины прессов усилием до 2,5 МН рекомендуется изготавливать цельными чугунными, усилием свыше 4 МН – разъемными. При этом материалом стоек и стола служит чугун, а траверса выполняется из стального литья. У прессов усилием свыше 10 МН стол рекомендуется выполнять из стального литья. Станина пресса рассматривается как рама, каждая стойка которой заделана в столе и в траверсе. Стяжку частей станины выполняют двумя стяжными шпильками диаметром

$$d = (90 - 120)\sqrt{P_H}, \text{ мм}$$

или четырьмя шпильками диаметром

$$d = (70 - 80)\sqrt{P_H}, \text{ мм}.$$

Рекомендуемая площадь сечения стойки $F_c = (2,5-3,0)F_{ш}$. Усилие затяжки шпилек в соединении $P_3 = 1,6P_H\phi_3$, где $\phi_3 = 1,5-1,7$.

Высоту траверсы и стола рассчитывают, исходя из заданной толщины литой стенки с учетом действующих от рабочего усилия $1,6P_H$ изгибающих и кру-

тящих моментов. Динамику нагружения учитывают пониженными значениями допускаемых напряжений. На усилии холодного удара станину не проверяют.

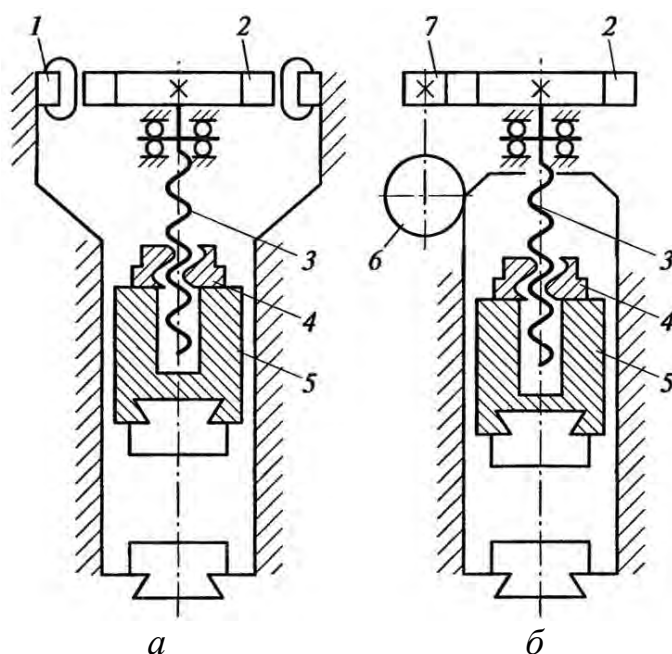
Наряду с прочностью винтовые прессы должны обладать достаточной жесткостью. При конструировании деталей станины винтового прессы необходимо помнить, что их суммарная деформация под действием рабочей нагрузки $1,6P_H$ не должна превышать величины $1,6P_H/C_{ст}$, где $C_{ст}$ – рекомендуемый коэффициент жесткости станины.

5.4 Электровинтовые и гидровинтовые прессы

Особенность электровинтовых прессов заключается в непосредственном электрическом приводе главного исполнительного механизма без промежуточных механических или гидравлических передач.

Первый опытный электровинтовой пресс был сконструирован и изготовлен в СССР в 1932 г. по предложению проф. А.Т. Голована. Этот пресс обладал всеми признаками современных электровинтовых прессов, имел достаточно высокий КПД, но из-за несовершенства конструкции электродвигателя очень сильно нагревался. Поэтому широкое внедрение таких прессов в промышленность задержалось до тех пор, пока в 1960-х годах не были созданы надежные электродвигатели.

Существуют два основных типа электровинтовых прессов – с безредукторным и с электромеханическим приводом (рисунок 5.10).



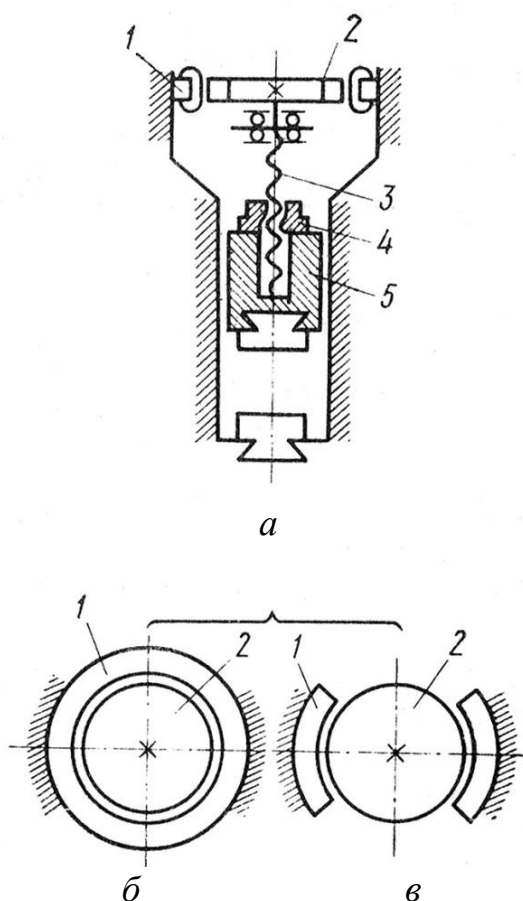
a – с безредукторным приводом; *б* – с электромеханическим приводом;
1 – статор; 2 – ротор-маховик; 3 – винт; 4 – гайка; 5 – ползун;
6 – электродвигатель; 7 – зубчатая передача

Рисунок 5.10 – Основные схемы электровинтовых прессов

В конструктивных схемах электровинтовых прессов с непосредственным безредукторным приводом (рисунок 5.10, *а*) разгон маховика 2 с винтом 3 осуществляется силами бегущего электромагнитного поля статора 1. Маховик служит ротором асинхронного электродвигателя, статор которого неподвижно закреплен на станине пресса. В электровинтовых прессах с электромеханическим приводом (рисунок 5.10, *б*) вращательное движение маховику передается от одного или нескольких асинхронных электродвигателей 6 специальной исполнения с помощью зубчатой передачи 7.

5.4.1 Электровинтовой пресс с дуговым статором

Для привода электровинтовых прессов с безредукторным приводом (рисунок 5.11) применяют специальные тихоходные двигатели, не требующие применения редукторов.



а – схема электровинтового пресса; *б* – с круговым статором;
в – с дуговым статором

1 – статор, 2 – маховик, 3 – винт, 4 – гайка, 5 – ползун

Рисунок 5.11 – Схема электровинтового пресса с безредукторным приводом

Разгон маховика 2 с винтом 3 осуществляется силами бегущего электромагнитного поля статора 1 – кругового замкнутого (рисунок 5.11, *б*) или дугового разомкнутого (рисунок 5.11, *в*).

Из-за высокого нагрева кругового замкнутого статора вихревыми токами такая конструкция электровинтовых прессов встречается редко.

В электровинтовых прессах с разомкнутым дуговым статором два дуговых статора расположены на верхней плите станины один против другого. Благодаря этому силы, действующие на станину и маховик от электромагнитных полей, уравниваются. Каждый дуговой статор состоит из корпуса с набором статорных пластин, в пазах которого уложена обмотка, и деталей крепления. Дуговые статоры центрируются относительно оси маховика и надежно фиксируются к станине двумя стяжками.

При подаче электрического напряжения в статорах 1 возникает бегущее электромагнитное поле, которое увлекает маховик, приводя его во вращение. С маховиком 2 связан винт 3, при вращении которого гайка 4, соединенная с ползуном 5, движется поступательно вверх или вниз. Направление движения ползуна изменяется при переключении фаз на обмотках дуговых статоров.

Перед началом рабочего хода подача электрического тока на обмотки статоров отключается, и деформирование поковки осуществляется за счет накопленной кинетической энергии подвижных частей пресса. Поскольку безредукторный привод работает в переходных режимах, то в обмотках статоров происходит выделение большого количества тепла, для отвода которого применяют интенсивный обдув воздухом.

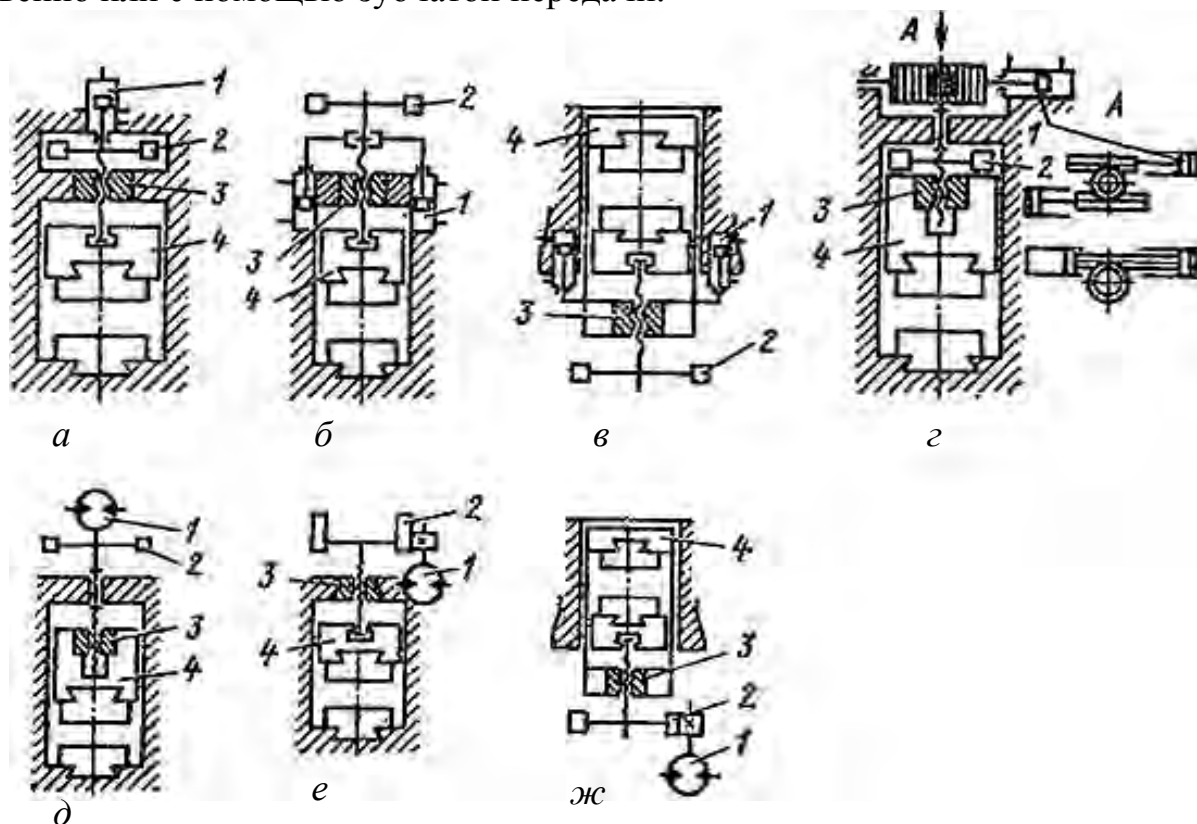
В электровинтовом прессе в отличие от двухдискового фрикционного нет потерь на проскальзывание диска по маховику, отсутствуют потери, вызванные нажатием диска на маховик. Наиболее тяжелым режимом работы электровинтового пресса считается режим при подъеме ползуна. В мире производятся прессы с номинальным усилием до 300 МН с эффективным КПД 15-20 %.

5.4.2 Гидровинтовой пресс

Стремление повысить энергоемкость и КПД винтовых прессов привело к идее использования электрогидравлического привода, который по сравнению с электрическим и электромеханическим характеризуется большой скоростью подвижных частей в момент удара (до 1,5 м/с), повышенной энергоемкостью на единицу массы подвижных частей, упрощенной схемой и конструкцией устройств для регулирования скорости подвижных частей в момент удара, а значит, эффективной энергии, более высоким КПД, а также возможностью изготовления поволоков из жаропрочных и труднодеформируемых сплавов, т.е. более высокой стойкостью штамповой оснастки.

В промышленности нашли применение прессы с приводными гидроцилиндрами и с приводными гидромоторами (рисунок 5.12). В конструкциях гидровинтовых прессов с приводными гидроцилиндрами (рисунок 5.12, *а-г*) шток гидроцилиндра 1 воздействует на маховик 2, скрепленный с винтом, совершающим линейное и вращательное движения относительно неподвижной гайки 3 (рисунок 5.12, *а*), или на винт (рисунок 5.12, *б*), или на ползун 4 (рисунок 5.12, *в*) с закрепленной на нем гайкой 3. В последней схеме гайка 3 с ползуном 4 перемещаются линейно, а винт с маховиком вращаются. В схеме на рисунке 5.12, *г* гидроцилиндр 1 воздействует на рейку, которая вращает шестерню

и винт с маховиком. В конструкциях гидровинтовых прессов с приводными гидромоторами (рисунок 5.12, д-ж) рабочие массы пресса разгоняются гидромоторами 1 вращательного движения, воздействующими на маховик 2 непосредственно или с помощью зубчатой передачи.



а-г – прессы с приводными гидроцилиндрами;

д-ж – прессы с приводными гидромоторами

Рисунок 5.12 – Схемы винтовых прессов с гидроприводом

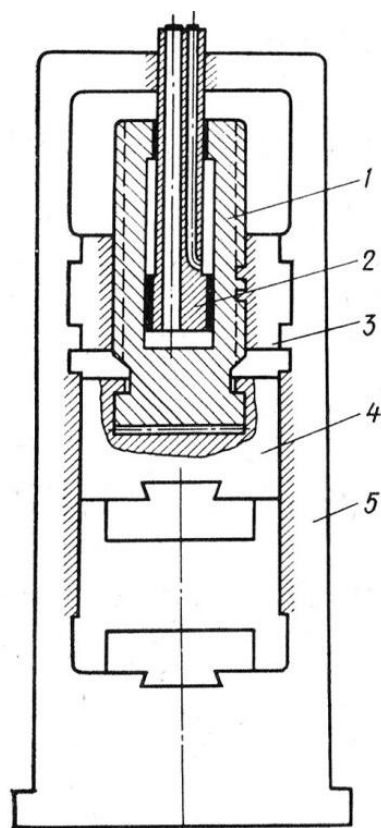
Для привода гидровинтовых прессов применяют в основном индивидуальный насосно-аккумуляторный привод. У мощных гидровинтовых прессов привод устанавливается в отдельном помещении и представляет НАС. Рабочей жидкостью служит водная эмульсия.

Гидровинтовые прессы используются для точной штамповки (объемной и листовой) изделий из широкого круга материалов. Наибольшее усилие созданных гидровинтовых прессов достигает 250 МН, эффективный КПД составляет 40-45 %.

Для решения технологических проблем, возникающих при точной объемной штамповке сложных поковок из труднодеформируемых и малопластичных сплавов разработаны и внедряются в производство так называемые гидровинтовые пресс-молоты, работа которых основана на совместном одновременном воздействии на обрабатываемую заготовку от удара и от нажатия. Удар получают в результате разгона подвижных частей – вращающихся шпинделя и маховика, а нажатие от давления жидкости в гидравлическом цилиндре. Благодаря такому характеру приложения рабочих усилий к заготовке, в штампе создаются условия регулирования скорости и точного дозирования энергии в

момент удара, чем расширяются возможности выбора оптимальных технологических режимовковки-штамповки.

Принципиальной особенностью гидровинтовых пресс-молотов является то, что разгон подвижных частей происходит под действием давления жидкости, подаваемой насосной установкой в полость рабочего цилиндра, служащего одновременно и винтом (на его наружной поверхности нарезана не самотормозящая резьба) и маховиком (рисунок 5.13). Жидкость подается через полый плунжер, закрепленный в станине. Цилиндр приходит во вращение, смещаясь относительно гайки и увлекая с собой ползун.



1 – гидровинтовой рабочий цилиндр; 2 – плунжер; 3 – ходовая гайка;
4 – ползун; 5 – станина

Рисунок 5.13 – Схема гидровинтового пресса-молота

Если рабочая жидкость подается в цилиндр только во время его разгона, то деформирование заготовки происходит лишь за счет кинетической энергии подвижных частей.

Если же рабочая жидкость поступает в цилиндр и во время деформации заготовки, работа совершается как за счет кинетической энергии подвижных частей, так и за счет статического нажатия усилием, которое развивает цилиндр.

Скорости углового и поступательного движений зависят от давления жидкости в рабочем цилиндре и от прямого холостого хода (хода приближения). Учет этих зависимостей позволяет определить величину эффективной (кинетической) энергии удара, необходимую для расчета на прочность деталей пресса.

6 МОЛОТЫ

Технологияковки, является одним из старейших методов обработки металлов, который до сих пор широко используется в производстве. Для силового воздействия на заготовку в основном используются молоты. При разработке молотов учитываются многие требования, такие как эксплуатационная надежность и долговечность, простота использования, безопасность, статическая жесткость и динамическая устойчивость. Важным требованием является производительность, основным показателем которой для молотов является количество поковок в единицу времени. С производительностью тесно связана точность изготовления поковок и необходимое количество финишных операций.

Молоты применяются для осуществления многих технологических процессов современного кузнечно-штамповочного производства и металлообработки:ковки, объемной и листовой штамповки, для разрезки сортового проката.

6.1 Принцип действия и классификация молотов

Молотами называются технологическое КШО ударного действия, в котором энергия привода перед ударом преобразуется в кинетическую энергию линейного движения рабочих масс с закрепленным на них инструментом, а во время удара – в полезную работу деформирования поковки.

Для привода молотов используются пар, сжатый воздух или газ, жидкость под давлением, горючая смесь, взрывчатые вещества, электромагнитное и гравитационное поля.

Принцип действия молотов заключается в преобразовании кинетической энергии рабочих масс, движущихся со скоростью v по направлению к поковке, в энергию пластической деформации обрабатываемого металла. Другими словами работа привода $A_{\text{п}}$ необходима для накопления кинетической энергии $T_{\text{э}}$ (которая называется эффективной энергией молота) и использования ее для выполнения полезной работы деформирования поковки $A_{\text{д}}$ во время рабочего хода $A_{\text{п}} \rightarrow T_{\text{э}} \rightarrow A_{\text{д}}$.

Механическим ударом называется однократное явление, возникающее при столкновении твердых тел, сопровождающееся полным или частичным переходом кинетической энергии тел в энергию деформации.

Кинетическая (эффективная) энергия удара, переходящая в работу деформирования поковки,

$$T_{\text{э}} = \frac{m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2}{2} = \frac{A_{\text{д}}}{\eta_{\text{д}}},$$

где m_1 и m_2 – рабочие массы; v_1 и v_2 – скорости встречного движения рабочих масс; $A_{\text{д}}$ – работа деформирования поковки, которую требуется выполнить за один удар; $\eta_{\text{д}}$ – КПД ударного деформирования.

Если одна из рабочих масс неподвижна, например $v_2 = 0$, то эффективная энергия T_3 будет определяться подвижной массой m_1 , движущейся со скоростью v_1 .

Если рабочие массы одинаковы, т.е. $m_1 = m_2 = m$, а скорости их встречного движения равны по модулю $v_1 = v_2 = v$, то эффективная энергия $T_3 = mv^2$.

Эталонной (базовой) скоростью ударного взаимодействия называется такая скорость, при которой в поковке из низкоуглеродистой стали в холодном состоянии ($\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $c = 5,2 \cdot 10^3 \text{ м/с}$) создаются контактные напряжения, равные пределу текучести ($\sigma_T = 300 \text{ МПа}$):

$$[v] = \frac{\sigma_T}{\rho c} \approx 7 \text{ м/с}.$$

При взаимодействии масс со скоростью $0,1[v]$ в стали, нагретой до ковочной температуры 1200°C , возникают контактные напряжения $\sigma = 25 \text{ МПа}$, а при взаимодействии со скоростью $10[v]$ – контактные напряжения в десять раз превышают предел текучести для низкоуглеродистой стали в холодном состоянии, т.е. 3000 МПа . Штамповых материалов, способных работать при таких напряжениях, пока нет. Лучшие современные инструментальные стали характеризуются $\sigma = 2000 \text{ МПа}$, поэтому максимальная скорость рабочих масс не превышает 50 м/с . В основном же для штампов молотов применяют стали с допускаемым напряжением по пределу текучести 800 МПа , и поэтому максимальная скорость взаимодействия не превышает 20 м/с .

Ударное деформирование начинается с момента встречи взаимодействующих масс с поковкой и заканчивается в момент прекращения взаимодействия. Полное время ударного деформирования состоит из продолжительности двух этапов: *нагрузочного*, когда усилие деформирования в зоне контакта возрастает от нуля до максимального значения и *разгрузочного*, когда в результате упругой разгрузки усилие снова падает до нуля.

Молоты можно классифицировать по нескольким различным признакам:

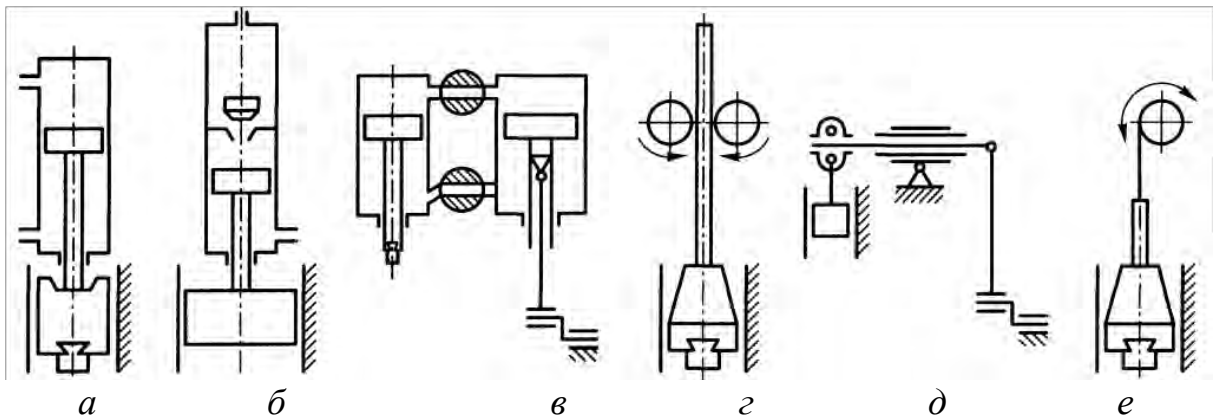
- по технологическому признаку (ковочные, штамповочные, листоштамповочные);
- по типу энергоносителя (паровоздушные, газовые, пневматические, механические, гидравлические, электрические, взрывные);
- по способу удара (с одной стороны, с двух сторон);
- по принципу действия (простого действия, двойного действия);
- по конструктивному исполнению (одностоечные, двухстоечные, колонные);
- по типу шабота (с неподвижным шаботом, виброизолированные, с подвижным шаботом).

Для привода молотов используется энергия:

- водяного пара;
- сжатого воздуха;
- сжатого до высокого давления газа;
- жидкости высокого давления;
- горючих смесей и взрывчатых веществ;

- механическая;
- электрическая.

Паровоздушный молот (рисунок 6.1, *а*) – типичная паровая машина с рабочим цилиндром, в нижнюю и верхнюю полости которого попеременно впускается или выпускается пар или сжатый воздух. Тем самым обеспечивается возвратно-поступательное движение вверх-вниз поршня, образующего с цилиндром двигательный механизм, штока (передаточный механизм) и бабы (исполнительный орган) с верхним бойком или штампом. Поршень, шток и бабу принято объединять в одном конструктивном узле подвижных или падающих частей.



а – паровоздушный; *б* – газовый; *в* – пневматический; *г* – с доской;
д – рессорный; *е* – канатный

Рисунок 6.1 – Принципиальные схемы молотов

Источники водяного пара (котельная) или сжатого воздуха (компрессорная станция) обеспечивают групповое энергоснабжение молотов.

У паровоздушных молотов максимальная скорость подающих частей при ходе вниз не превышает обычно 7-8 м/с, что объясняется относительно небольшой удельной концентрацией энергии в приводе.

Для высокоскоростных молотов в качестве интенсивного ускорителя используется энергия расширения инертных газов, сжатых под большим давлением, либо энергия взрыва горючих газовых смесей или взрывчатых веществ (ВВ). Примерная схема высокоскоростного *газового молота* показана на рисунке 6.1, *б*. Верхний цилиндр служит газовым аккумулятором. При открытии проходного отверстия начинается интенсивное перетекание газа в нижний цилиндр. Давление газа передается на поршень, непрерывно ускоряя подвижные части до 5-6 м/с. Для подъема подвижных частей предназначается нижняя полость цилиндра.

Пневматический молот (рисунок 6.1, *в*) имеет встроенный компрессорный цилиндр для перекачки воздуха в нижнюю или верхнюю полости левого рабочего цилиндра. Сжатый давлением 0,4-0,6 МПа воздух, выполняя функции рабочего тела, упруго связывающего компрессорный и рабочий поршни, принуждает падающие части к циклическому возвратно-поступательному перемещению. У пневматических молотов имеется индивидуальный привод от

электродвигателя, вращательное движение которого преобразуется в прямолинейное возвратно-поступательное движение компрессорного поршня при помощи кривошипно-ползунного механизма.

Механические молоты также имеют индивидуальный привод от электродвигателя, причем передача движения от конечного звена его к падающим частям (бабе со штампом или бойком) осуществляется при помощи механических связей жесткого, упругого или гибкого типа. Первый тип связей применяется во фрикционных молотах с доской (рисунок 6.1, *з*), в которых подъем падающих частей обеспечивается за счет сил сцепления, возникающих между вращающимися в разные стороны роликами и доской. Движение вниз со скоростью 4,0-5,5 м/с осуществляется под действием силы тяжести при разведенных роликах.

В рессорных молотах (рисунок 6.1, *д*) упругая рессора служит не только для преобразования вращательного движения электродвигателя в качательное и далее в прямолинейное возвратно-поступательное движение падающих частей, но и является накопителем потенциальной упругой энергии, ускоряющим движение этих частей вниз.

В старых конструкциях молотов в качестве гибкой связи, преобразующей вращательное движение приводного вала в поступательное движение падающих частей вверх, применялся канат, а в современных конструкциях – цепь или ремень (рисунок 6.1, *е*). При отсоединении звездочки или наматывающего барабана от ведущего вала падающие части совершают ход вниз под действием силы тяжести.

В *гидравлическом молоте* рабочим телом служит жидкость под высоким давлением (от индивидуального насосного привода), впускаемая под поршень рабочего цилиндра при ходе падающих частей вверх или в полость цилиндра над поршнем при ходе вниз. Скорость рабочих масс перед ударом составляет 4-6 м/с. Таким образом, молот работает по схеме, подобной указанной на рисунке 6.1, *а*.

В *электрическом молоте* используется энергия поля, образуемого обмотками электромагнита, втягивающего металлический сердечник-шток удельным усилием 0,1-0,5 МПа и тем самым принуждающего двигаться падающие части вверх. Такие молоты используются в основном в лабораториях.

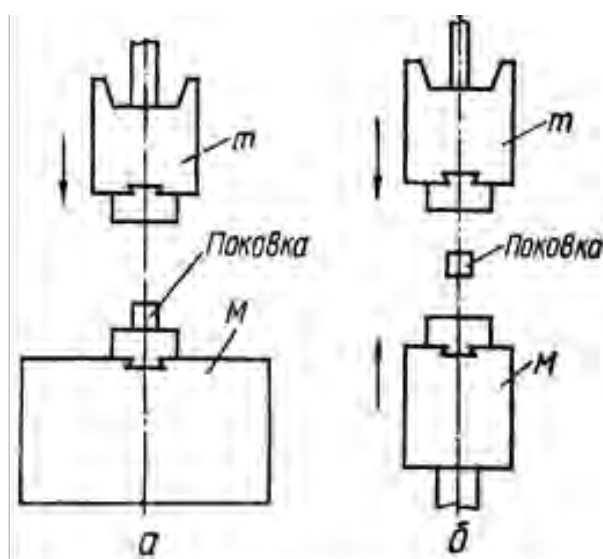
Взрывной молот, использующий горючие смеси, по принципу действия подобен двигателю внутреннего сгорания и помимо дозирующих устройств должен иметь запальные свечи. Взрывной молот содержит камеру, куда закладываются дозированное количество взрывчатых веществ и детонатор. При взрыве газовые продукты с большим давлением действуют на боек, ускоряя его до 20 м/с и более.

В соответствии с технологическим назначением различают *ковочные, штамповочные и листоштамповочные молоты*.

К признакам, позволяющим классифицировать молоты по конструктивному исполнению, относятся: а) способ удара подвижных частей; б) кратность действия энергоносителя; в) устройство станины; г) устройство фундамента.

Способ удара подвижных частей характеризует перемещение их по отношению к обрабатываемому металлу: с одной или с двух сторон.

В первом случае металл располагается на нижней половине рабочего инструмента (штампе, бойке и т.п.), закрепленного через переходные детали непосредственно на массивном неподвижном основании M молота (шаботе). Подвижная часть молота (баба) массой m с другой половиной инструмента получает одностороннее движение в направлении металла. Это так называемые *шаботные молоты* (рисунок 6.2, а). У молотов с нижним ударом металл лежит на инструменте, движущемся снизу вверх, но верхняя поперечина, соединенная тягами с шаботом, неподвижна и, следовательно, принципиальных отличий у такого молота от обычного шаботного с верхним ударом нет. Во втором случае по направлению к металлу, располагающемуся посередине, с двух противоположных сторон движутся с соизмеримой скоростью близкие по массе подвижные части m и M с инструментом. Это так называемые *бесшаботные молоты* (рисунок 6.2, б).



а – шаботный; б – бесшаботный

Рисунок 6.2 – Схемы молотов с различным характером удара

Кратность действия энергоносителя характеризует условия использования внешней энергии: предназначается ли она только для подъема падающих частей, а движение вниз совершается под действием энергетического потенциала гравитационного поля, или же и при ходе вниз внешняя энергия используется для создания дополнительного ускоряющего силового воздействия на падающие части. Первая группа молотов называется *молотами простого действия*, или *падающими молотами*, вторая – *молотами двойного действия*.

Все молоты, несмотря на все разнообразие привода, можно объединить по конструктивному оформлению станины, служащей для компоновки всех узлов. Она может быть одностоечной или двухстоечной, рамного, арочного или мостового типа.

Для шаботных молотов (самой многочисленной группы молотов) важным дополнительным признаком является устройство фундамента. Если фундамент подошвой покоится на грунте, то молот имеет обычное основание; если же фундамент располагается на амортизаторах, то – виброизолированное основание.

6.2 Циклы работы молотов

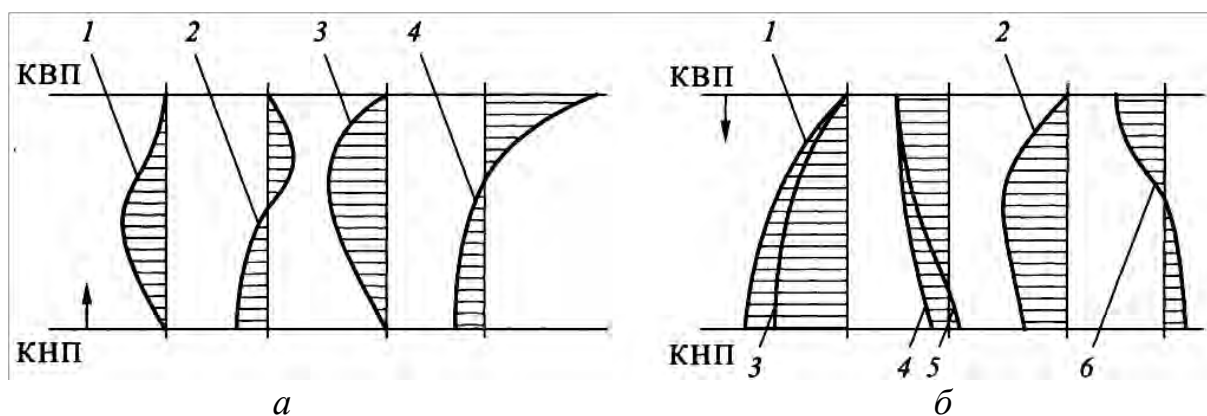
Перемещение подвижных частей молота из одного крайнего положения в другое может разделяться или не разделяться паузами вследствие различных причин. Примером верхней паузы, обусловленной особенностями энергетики машины, является выдержка подвижных частей в крайнем верхнем положении (КВП) для аккумуляции энергоносителя в цилиндре высокоскоростного молота. Технологические паузы вызываются необходимостью произвести какие-либо манипуляции с обрабатываемым металлом, например, переложить поковку из ручья в ручей штампа или перевернуть ее.

Циклы возвратно-поступательного перемещения подвижных частей, состоящие из отдельных перемещений из одного крайнего положения в другое с разделением паузами, называются единичными ходами. Если же перемещения следуют непрерывно одно за другим без разделения паузами, то такие циклы движения называются последовательными ходами.

Для того чтобы начался ход подвижных частей вверх, в самом начале движения в обоих циклах должна существовать подъемная сила и соответствующее ей положительное ускорение, направленное в сторону движения (рисунок 6.3, кривые 2 и 4 соответственно для единичного и последовательного ходов). Под действием подъемной силы подвижные части ускоряют свое движение вверх, развивая требуемую скорость (кривые 1 и 3). В определенный момент управляющий механизм молота обеспечивает создание тормозящей силы (отрицательного ускорения). За счет этой силы при подходе к КВП скорость хода вверх гасится до нуля, иначе может произойти удар подвижных частей в ограничивающие элементы конструкции молота. Однако конечные силовые условия в КВП для обоих циклов неодинаковы. При единичном ходе длительная остановка означает, что все силы, действующие на подвижные части, должны быть уравновешены и ускорение равно нулю. В цикле последовательных ходов сколько-нибудь длительная остановка исключается, а должен последовать реверс движения. Для этого при подходе к КВП должна развиваться значительная тормозящая сила, которая после мгновенной остановки обеспечивает немедленное движение вниз. При этом управляющий механизм молота должен изменить силовую ситуацию в приводе и передаточном механизме так, чтобы сила, противодействующая движению вниз, была минимальной.

В начале хода вниз в рассматриваемых циклах на подвижные части воздействует максимальная движущая сила и, следовательно, максимальное положительное ускорение. При единичном ходе с максимумом скорости в крайнем нижнем положении (КНП) это ускорение должно быть направлено в сторону движения в течение всего хода (рисунок 6.3, б, кривые 4 и 1 соответственно для ускорения и скорости). При осуществлении последовательного хода остановка внизу недопустима и подвижные части, реверсируя после погашения скорости при обработке металла в КНП, тотчас должны начать подъем. Это, как и при ходе вверх, обеспечивается созданием достаточно большой тормозящей силы. Поэтому в цикле последовательного хода в конце хода вниз ускорение достигает наибольшего отрицательного значения, а скорость оказывается максималь-

ной где-то посредине хода в точке изменения знака ускорения (кривые 6 и 2). Для уменьшения конечной скорости в цикле единичного хода нужно создать тормозящую силу. В результате перемещение подвижных частей замедлится, и скорость в КНП окажется меньшей, чем в середине пути (кривые 5 и 3).



а – ход вверх; *б* – ход вниз

Рисунок 6.3 – Изменение скоростей и ускорений в цикле единичного хода с верхней паузой и в цикле одного последовательного хода

6.3 КПД удара и соотношение ударных масс

Физический удар – совокупность явлений, возникающих при столкновении твердых тел в условиях изменения их скоростей от начальных до конечных за малый промежуток времени, исчисляемый тысячными (или менее) долями секунды. В процессе деформации тел при ударе развиваются ударные силы. Импульсы этих сил за время удара во много раз больше импульсов всех внешних сил, приложенных к системе соударяющихся тел. Поэтому в процессе удара влиянием внешних сил можно пренебречь и считать, что система соударяющихся тел является замкнутой, а ударные силы – внутренними. В такой системе обязательно выполняется закон сохранения количества движения.

Процесс физического удара двух твердых тел разделяется на две фазы. В течение первой – *нагрузочной* – происходит монотонное нарастание ударных сил, так как кинетическая энергия преобразуется в энергию упругого деформирования сталкивающихся тел в месте их контакта. После максимального сближения, соответствующего максимуму ударной силы, начинается вторая фаза процесса – *разгрузочная* – с монотонным снижением ударных сил вплоть до прекращения контакта тел. Размеры и форма тел восстанавливаются. За счет возврата упругой энергии происходит восстановление уровня кинетической энергии, полное в идеальной и ограниченное в реальной системе.

Динамика системы из двух сталкивающихся масс молота в условиях так называемого «жесткого» удара лишь с определенной степенью приближения может быть охарактеризована скоростными соотношениями. В нормальных условиях эксплуатации между сталкивающимися массами закладывается металл, и развивающиеся ударные силы вызывают в нем пластическое течение. Проис-

ходит рабочий ход с заданным технологическим нагружением. Это уже не соударение твердых упругих тел, а упругопластический удар со своими закономерностями. Тем не менее, можно считать, что система по-прежнему замкнута, так как усилие, действующее на металл, уравновешено реакцией связи основания (шабота), встречных подвижных частей или станины. Следовательно, можно считать, что количество движения осталось без изменения, произошло только его перераспределение между столкнувшимися массами. Однако в итоге удара общий уровень кинетической энергии в системе уменьшается вследствие необратимых потерь, обусловленных пластической деформацией (не учитывая рассеяния энергии на колебания и т.п.). Необратимость потерь сразу же устраняет возможность однозначного определения конечных скоростей, т.к. исчезло дополнительное условие сохранения величины кинетической энергии. Поэтому для реального удара вводят эмпирический коэффициент k_0 восстановления (отскока), устанавливающий соотношение между скоростями ударных масс до и после удара.

Для идеально упругого удара разгрузочный импульс равен нагрузочному и $k_0 = 1$.

Для шаботного молота энергетический КПД удара, т.е. отношение полезно используемой энергии к ее начальной величине

$$\eta_y = (1 - k_0^2)k_M,$$

где $k_M = m_2/(m_1 + m_2)$ – коэффициент ударных масс.

Потенциал упругой энергии в молоте зависит от того, как происходит перераспределение кинетической энергии при ударе. При большом поглощении энергии на упругое деформирование более интенсивно происходит и разгрузка. Следовательно, полнее восстанавливается первоначальный уровень кинетической энергии и больше коэффициент восстановления. Непосредственное влияние на этот процесс оказывает соотношение между упругими и пластическими свойствами системы. Например, если бы обрабатываемый металл обладал идеальной пластичностью, а элементы конструкции молота были абсолютно твердыми, то разгрузочный импульс отсутствовал, и вторая фаза удара характеризовалась бы условием $k_0 = 0$. В действительности $k_0 > 0$ и тем больше, чем выше усилие деформации, необходимое для осуществления технологического нагружения. В интервале температурковки-штамповки для схем деформации с невысокой резкостью напряженного состояния (операцииковки, заготовительные переходы объемной штамповки) $k_0 = 0,15-0,40$, а при очень жестких ударах штампа по штампу увеличивается до $k_0 = 0,75-0,80$.

В случае идеально пластичной заготовки при $k_0 = 0$ КПД удара будет зависеть только от значения k_M , т.е. от соотношения масс шабота и падающих частей. Если бы масса шабота m_2 была равна массе падающих частей m_1 , то КПД составлял бы всего 0,5. Если масса шабота превышает массу падающих частей в 10 раз, т.е. $m_2/m_1 = 10$, то $\eta_y = 0,91$. После того, как масса шабота превысит массу падающих частей в 15-20, дальнейшее увеличение КПД удара будет весьма незначительным. Поэтому для ковочных молотов масса шабота в 15 раз,

а для штамповочных, обладающих более «жестким» ударом, в 20-25 раз превышает массу падающих частей.

В молотах с подвижным шаботом и бесшаботных молотах влияние соотношения масс на КПД удара очень мало, так как ударное деформирование происходит при встречном перемещении ударных масс, и импульсы движения преобразуются в одинаковые, но противоположно направленные импульсы сил. В молотах с подвижным шаботом обычно $m_2/m_1 \leq 3$.

6.4 Паровоздушные молоты

6.4.1 Принцип действия, классификация и применение

Паровоздушный молот представляет собой термомеханическую систему, в которой для привода рабочих подвижных частей (рабочей массы) применяют пар или сжатый воздух. Пар поступает по трубам от паровых котлов паросиловых установок, а воздух – от групповых компрессорных станций. Пар и воздух несут термическую энергию и передают ее механической системе молота, воздействуя на поверхности раздела, на крышку и стенки цилиндра и на поршень. В связи с этим пар и воздух называются энергоносителями. Поршень с помощью штока передает воздействие энергоносителя рабочей массе, которая называется бабой. На ней закреплена одна половина штампа или боек, а на массе, воспринимающей удар – шаботе, закреплена вторая половина штампа или боек.

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

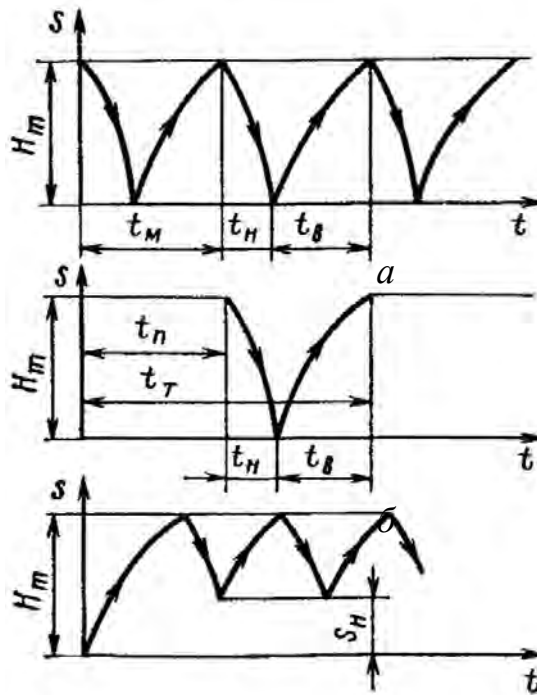
1) Режим последовательных автоматических ударов, при которых движение подвижных частей вверх и вниз не разделяется паузами (рисунок 6.4, а). Баба при движении вверх, достигнув верхней точки хода, немедленно устремляется вниз.

2) Режим одиночных ударов с верхней паузой. В отличие от последовательных одиночные удары разделяются паузами с удерживанием подвижных частей в верхнем положении (рисунок 6.4, б).

3) Режим качания, происходящий автоматически (рисунок 6.4, в). При движении вниз баба должна иметь недоход $s_n = (0,2-0,3)s_m$.

В паровоздушных молотах применяют сухой насыщенный, влажный насыщенный и перегретый пар. Работа молота с применением только сухого насыщенного пара исключается. Такое состояние пара может получаться лишь в отдельные моменты работы молота. Как правило, применяется влажный насыщенный пар. Температура перегрева пара не должна превышать 573 К. При проектировании паровоздушных молотов давление пара принимается равным 0,7-0,9 МПа.

Паровоздушные молоты могут работать на сжатом воздухе давлением 0,6-0,8 МПа, создаваемым компрессорной станцией. Температура подогрева воздуха не должна превышать 473 К для предупреждения вспышки распыленных смазочных масел.



a – последовательные удары; *б* – одиночные удары; *в* – качание;
 t_H, t_B – соответственно время хода вниз и вверх подвижных частей;

t_M – время машинного цикла; $t_П$ – время паузы;

$t_T = t_M + t_П$ – время технологического цикла

Рисунок 6.4 – Схема режимов работы паровоздушного молота

Применение в молотах пара или воздуха отражается на их работе. Один килограмм сухого насыщенного пара производит работу большую, чем один килограмм сжатого воздуха. Это объясняется тем, что плотность сухого насыщенного пара в его начальном состоянии больше плотности сжатого воздуха и, кроме того, при одинаковой степени расширения пара и воздуха конечное давление пара получается выше, чем конечное давление воздуха.

Область применения паровоздушных молотов охватывает все три главных технологических комплекса: ковку, объемную штамповку и листовую штамповку. Поэтому по технологическому назначению их классифицируют на ковочные, штамповочные и листоштамповочные.

По конструкции станин подразделяют на вертикальные и горизонтальные, одностоечные, двухстоечные, арочные и мостовые, а по схеме соударения рабочих масс – с неподвижным шаботом (шаботные), с нижним ударом (движением рабочей массы вниз) и с верхним ударом (с движением вверх); с подвижным шаботом (с встречным движением разных по величине ударных масс) и бесшаботные (с встречным движением одинаковых масс). Наибольшее распространение в промышленности получили шаботные паровоздушные молоты с нижним ударом и с вертикальной двухстоечной станиной.

Паровоздушный *ковочный* молот, обладая такими важными преимуществами, как простота устройства и управления при универсальности технологических возможностей, является основным технологическим оборудованием в индивидуальном и мелкосерийном производстве поковок. Однако в настоящее время существует тенденция к замене паровоздушных ковочных молотов с мас-

сой падающих частей более 3 000 кг на гидравлические прессы соответствующего номинала, а с массой менее 1 000 кг – на пневматические молоты. Тем не менее, остается большая группа предприятий, где применение паровоздушных ковочных молотов дает наилучшие технико-экономические результаты.

Существующие паровоздушные ковочные молоты двойного действия имеют станины *арочного* или *мостового* типа с массой падающих частей 1 000-8 000 кг при эффективной энергии удара 25-200 кДж. Масса шабота равна 15-кратной номинальной массе падающих частей.

Аналогично обстоит дело и со *штамповочными* молотами. В новых цехах предпочитают устанавливать кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП), доступные самой широкой механизации и автоматизации. Однако, КГШП очень сложны и громоздки, а стоимость их в несколько раз больше стоимости подходящего по техническим возможностям молота. Поэтому в условиях серийного производства до сих пор применяются штамповочные молоты с массой падающих частей до 25 000-40 000 кг. Для штамповки очень крупных поковок применяют бесшаботные молоты.

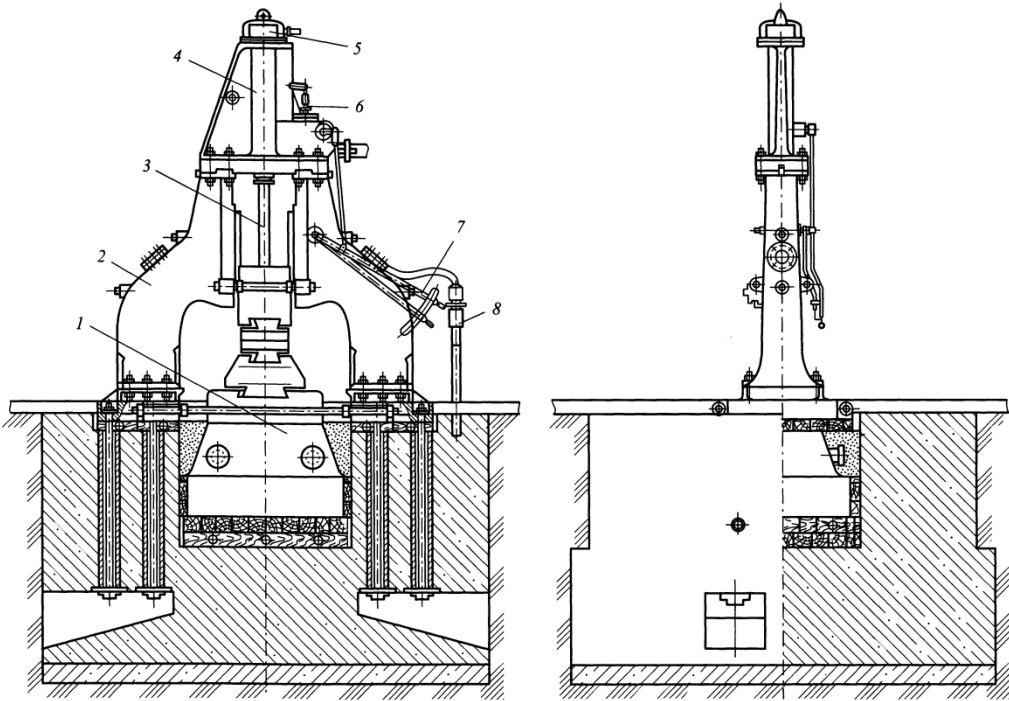
Паровоздушные штамповочные молоты двойного действия имеют номинальную массу падающих частей 630-25 000 кг ($T_3 = 16-630$ кДж) при полном ходе 1 000-1 600 мм, причем превышение массы шабота должно быть 20-кратным.

6.4.2 Требования к конструкции ковочных и штамповочных молотов

Общая компоновка и конструкция отдельных частей ковочного молота (рисунок 6.5) отличаются от таковых у штамповочного молота (рисунок 6.6). К определяющим отличительным признакам относятся: *габариты поковок* и зависящие от них *линейные размеры рабочего пространства*; *точность удара*, *жесткость удара*.

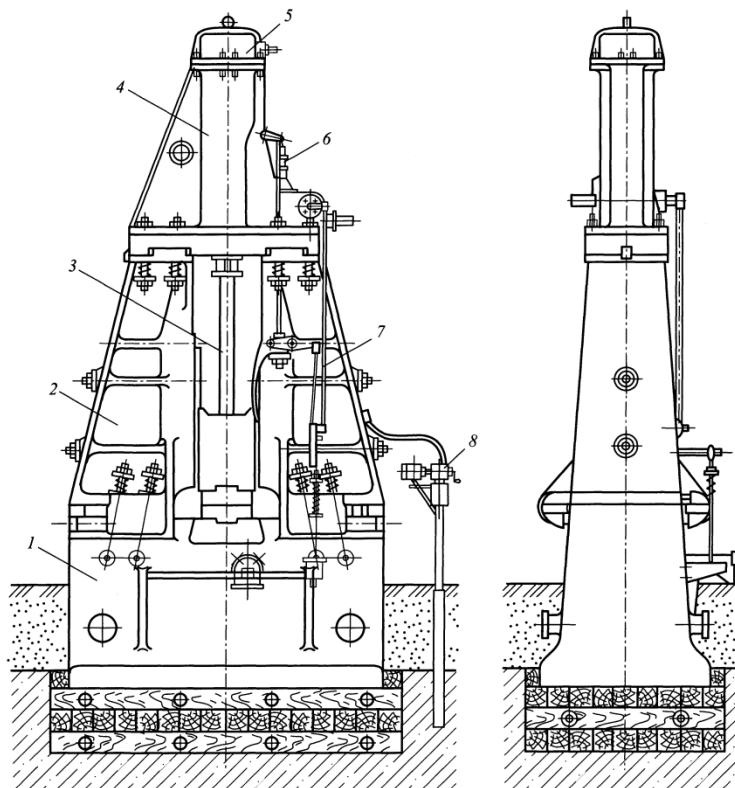
Например, на ковочном молоте с массой падающих частей 5 000 кг можно обработать гладкий вал массой до 1 500 кг из заготовки 250x250x3200 мм, тогда как на штамповочном молоте с такой же массой падающих частей можно изготовить поковку массой не более 25 кг из заготовки диаметром 75x850 мм. Чтобы обеспечить ковку столь большого изделия, линейные размеры ковочного молота должны быть увеличенными. Так, в первом случае расстояние в свету между стойками составляет 3 200 мм, а во втором – 1 000 мм.

Плоская форма рабочей поверхности бойков ковочного молота требует лишь их параллельности при ударе, не предъявляя жестких условий по относительному сдвигу в горизонтальной плоскости. Иначе у штамповочных молотов: смещение верхнего штампа относительно нижнего искажает форму полости окончательного ручья и приводит к неисправимому браку. Поэтому у штамповочного молота должно быть обеспечено не только хорошее вертикальное направление падающих частей, но и строгая фиксация направляющих относительно оси молота, обеспечивающая совпадение осей верхнего и нижнего штампов.



1 – шабот; 2 – станина; 3 – падающие части; 4 – рабочий цилиндр;
 5 – предохранительное устройство; 6 – парораспределительный механизм;
 7 – механизм управления; 8 – система смазки

Рисунок 6.5 – Типовая конструкция ковочного молота



1 – шабот; 2 – станина; 3 – падающие части; 4 – рабочий цилиндр;
 5 – предохранительное устройство; 6 – парораспределительный механизм;
 7 – механизм управления; 8 – система смазки

Рисунок 6.6 – Типовая конструкция штамповочного молота

Ковкой получают изделия простой конфигурации, так как всякого рода поднутрения, уступы и т.п. сглаживаются напусками. При объемной штамповке стремятся достичь максимального приближения формы поковки к форме готового изделия, и поковка получается довольно сложной – с ребрами, полостями и т.п. Кроме того, нужно удалить излишек металла в заусенечную канавку. Поэтому при штамповке необходимо, чтобы удар был как можно жестче: только тогда развиваются усилия, требующиеся для деформации металла, и происходит отчетливое заполнение полости окончательного ручья. Как показал опыт эксплуатации, такие условия достигается, если соотношение масс шабота и падающих частей не менее 20-25, причем и шабот, и падающие части обладают большой конструктивной жесткостью.

Таким образом, у штамповочных молотов шабот должен быть большим, просвет между стойками – малым, а сами стойки должны крепиться непосредственно на шаботе, образуя замкнутую раму станины с хорошей фиксацией и направлением для падающих частей. У ковочных молотов закрепить стойки на шаботе нельзя, т.к. при уменьшенной массе и большом расстоянии между стойками шабот превратится в плиту и из-за сильно сниженной конструктивной жесткости не сможет выполнить своего назначения – массы, воспринимающей удар.

Особенности технологии находят отражение и в циклах движения падающих частей. Штамповочный молот, например, должен быть устроен так, чтобы в любой момент можно было нанести полный единичный удар с максимальной энергией, а ковочный молот чаще всего работает последовательными ходами с ударами неполной энергии. Кроме того, в состав бригады любого ковочного молота входит машинист, управляющий парораспределением по сигналам бригадира. На штамповочном же молоте не требуется руководства технологическим процессом и кузнец сам управляет молотом. Это приводит к определенным различиям в системах управления ковочным и штамповочным молотами.

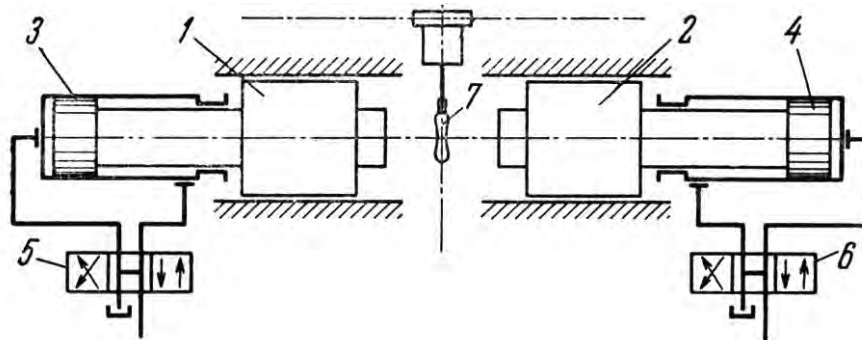
Эксплуатационные требования к конструкции молотов обуславливаются необходимой *надежностью, долговечностью и удобством обслуживания.* Производственный опыт дает много примеров изменения конструкции узлов и деталей в связи с этими требованиями: крепление стоек штамповочного молота к шаботу подпружиненными шпильками с наклонной осью вместо вертикальной, как это было прежде; паровоздушный предохранитель вместо пружинного; глухое конусное крепление штока к бабе; отказ от шпилек, стягивающих снизу стойки штамповочного молота, и т.д.

Аналогичными путями создавалась конструкция листоштамповочного молота, отличающаяся, прежде всего большими размерами штамповочного пространства в плане. Из-за уменьшенных при листовой штамповке удельных усилий деформации (по сравнению с объемной) не требуется нанесения жестких ударов, поэтому для листоштамповочных молотов принимают значительно меньшую кратность массы шабота по отношению к массе падающих частей, включая верхний штамп ($m_2/m_1 = 5-7$). Наконец, большая общая масса падающих частей позволяет достичь требуемой энергии удара при малых начальных скоростях ($v_0 < 3$ м/с).

6.4.3 Бесшаботные паровоздушные молоты

В *бесшаботных* молотах две ударные массы движутся навстречу друг другу. В большинстве конструкций ударные массы примерно равны и имеют одинаковый ход. Существуют также молоты с подвижным шаботом, у которых массы существенно различаются. Величины ходов таких молотов обратно пропорциональны массам. Внешнее усилие, развиваемое рабочим цилиндром, действует на одну из масс, а движение другой осуществляется в результате наличия специального механизма связи, которым обе массы связаны кинематически. Имеются также конструкции молотов с независимым приводом обеих масс.

В большинстве конструкций движение масс происходит в вертикальной плоскости. Известны также молоты с горизонтальным встречным движением масс, которые называются *импакторами* (рисунок 6.7).



1, 2 – бабы; 3, 4 – рабочие цилиндры; 5, 6 – распределители; 7 - поковка

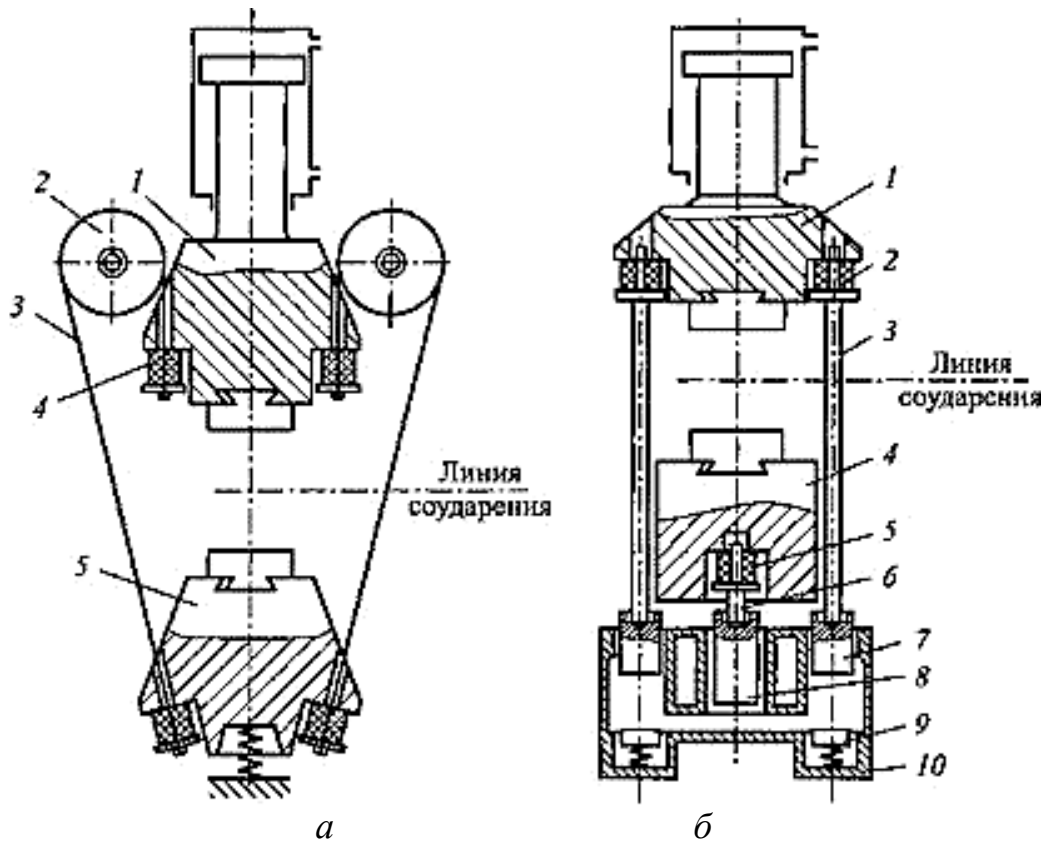
Рисунок 6.7 – Схема импактора

Две массы – левая 1 и правая 2 бабы – движутся в горизонтальной плоскости навстречу друг другу под действием сжатого воздуха, который подается одновременно в левый 3 и правый 4 рабочие цилиндры. Распределение сжатого воздуха осуществляется синхронно управляемыми распределителями 5 и 4. Плоскость соударения находится в середине между бабами. В этой плоскости должна находиться поковка 7. Движение обеих масс должно быть строго синхронизировано, в этом состоит основная трудность наладки и эксплуатации импакторов. Поковку обычно закрепляют в специальных клещевых захватах, которые в автоматизированных установках перемещаются с помощью специального конвейера.

Штамповочные импакторы изготавливают с энергией удара 10-550 кДж.

При соударении масс, движущихся во встречном направлении, большая часть накопленной ими кинетической энергии расходуется на работу деформирования поковки. Импульсы деформирующей силы при штамповке на фундамент почти не передаются, исключение составляют случаи наладки молотов с независимым приводом масс. В связи с этим размеры и масса фундаментов бесшаботных молотов в 8-10 раз меньше соответствующих характеристик фундаментов молотов с неподвижным шаботом, причем колебания грунта, вибрации зданий и оборудования практически отсутствуют.

Механизмы связи бесшаботных паровоздушных молотов бывают механические и гидравлические.



a – с механической связью; *б* – с гидравлической связью

Рисунок 6.8 – Схемы бесшаботных молотов

Молоты с механическим ленточным механизмом связи (рисунок 6.8, *a*) имеют составную стальную станину, состоящую из четырех стоек, скрепленных верхней подцилиндровой плитой, на которой установлен рабочий цилиндр, и нижней плитой, являющейся основанием молота. От паровоздушного цилиндра приводится в движение только верхняя баба 1, а нижняя 5 перемещается от нее при помощи механической связи – двух металлических лент 3, перекинутых через блоки 2. Закрепляют ленты в бабах обязательно через эластичные амортизаторы 4.

Ленточный механизм связи является наиболее ответственным узлом. Ленты изготовляют составными из 20-30 стальных полос толщиной 0,3-0,8 мм и шириной 120-130 мм. В качестве материала для лент применяют качественную сталь, например, сталь 50А, подвергаемую закалке. Ленты из незакаленного материала служат не более трех месяцев. Молоты с ленточным механизмом связи изготовляют с энергией удара до 500 кДж.

Бесшаботные молоты с рычажным механизмом связи менее надежны в работе, чем молоты с ленточным механизмом связи. В связи этим в промышленности применяют относительно легкие молоты с рычажным механизмом связи и энергией удара до 160 кДж.

Для повышения надежности работы крупных бесшаботных молотов применяют *гидравлический механизм связи* (рисунок 6.8, б). Сила, разгоняющая нижнюю бабу, создается давлением жидкости. Однако под плунжер нижней бабы жидкость поступает не от особого гидропривода с электродвигателем, а от действия собственного паровоздушного привода. Молот работает следующим образом. При впуске свежего пара или сжатого воздуха в верхнее пространство рабочего цилиндра падающие части 1 ускоренно перемещаются вниз, шток 3 давит на плунжер 7, сдвигая его также вниз. В результате жидкость из боковых полостей корпуса 10 нижней поперечины вытесняется в среднюю и перемещает плунжер 5, а через шток 6 и нижнюю бабу 4 вверх вплоть до соударения. Несмотря на некоторые потери энергии на сжатие жидкости, нижняя баба к моменту удара развивает почти такую же скорость, как и верхняя (площади поперечных сечений плунжера 8 и двух боковых плунжеров 7 равны). Для разгрузки штоков в местах соединения их с бабами установлены резиновые амортизаторы 2 и 5. Гидравлические удары в жидкости, заполняющей полости корпуса 10 смягчаются пружинными компенсаторами 9. Они же предназначены для амортизации внезапного падения верхней бабы при аварийной утечке жидкости из корпуса.

Чтобы скорости обеих баб были одинаковыми, необходимо с учетом сжимаемости жидкости выбирать площадь среднего плунжера несколько большей суммарной площади двух боковых плунжеров.

Гидравлический механизм связи более надежен в работе, чем ленточный и рычажный, поэтому бесшаботные молоты с таким механизмом применяют для тяжелой штамповки и изготавливают с энергией удара до 1,4 МДж.

6.4.4 Листоштамповочные молоты

Паровоздушные листоштамповочные молоты применяют для листовой штамповки изделий больших и средних размеров из стальных, медных и, чаще всего, алюминиевых листов.

Для листовой штамповки применяют молоты простого и двойного действия, двухстоечные и четырехстоечные. Их характерная особенность – небольшие по массе бабы. Так как штамповка изделий из листа не требует больших энергий с нанесением жестких ударов, баба листоштамповочных молотов обычно представляет собой стальную плиту толщиной 40-100 мм, снабженную ребрами жесткости. В связи с этим и шаботы листоштамповочных молотов оказываются более легкими, чем у обычных штамповочных молотов (отношение массы падающих частей к массе шабота 1:8). Стойки изготавливают не только литыми, но и клепаными.

Для обеспечения безопасности работы при установке листовой заготовки молоты снабжены стопорными устройствами, обеспечивающими надежное удерживание бабы на весу. Стопорное устройство состоит из четырех горизонтальных цилиндров, монтируемых на стойках, выступающие штоки которых обращены к боковым поверхностям бабы и препятствуют ее опусканию. Для пуска молота в ход необходимо сначала вывести из-под бабы стопоры и только после этого нажимать на рукоятку управления.

Листоштамповочные молоты имеют расстояние между направляющими 380-3050 мм при ходе бабы 760-1220 мм. На этих молотах допускается штамповка изделий с габаритными размерами до 2,5х3,0 м.

6.4.5 КПД паровоздушного молота

Потери при трансформации тепловой энергии пара, поступающего в цилиндр молота, в кинетическую энергию его падающих частей обусловлены особенностями протекающих термодинамических процессов. Для тепловых машин, работающих при минимальном противодавлении выпуску отработавшего пара, термический КПД $\eta_T = 0,10-0,14$.

Молоты работают в исключительно нестабильных режимах: циклы холостых качаний, удары с различной энергией (от самой низкой до максимальной), теплообмен с внешней средой. Потери энергии такого рода учитывает относительный КПД $\eta_{отн} = 0,325-0,375$.

Движению падающих частей препятствует трение скольжения, вызывая расход энергии. Эти потери учитывает механический КПД $\eta_{мех} = 0,8-0,9$.

Суммарные потери энергии в термомеханической системе характеризует полный экономический КПД $\eta_T = \eta_T \cdot \eta_{отн} \cdot \eta_{мех} = 0,026-0,047$.

Как известно, не вся кинетическая энергия падающих частей расходуется на пластическое деформирование заготовки. Часть ее безвозвратно теряется вследствие несовершенства самого удара. Это обстоятельство учитывает КПД удара η_y .

Комплексное представление об использовании первичной энергии дает так называемый эффективный КПД $\eta_э = \eta \cdot \eta_y$.

Минимальное значение эффективного КПД характерно для жестких ударов при обработке в окончательном ручье штамповочного молота: $\eta_э = 0,014$, максимальное – для заготовительных переходов объемной штамповки: $\eta_э = 0,024$.

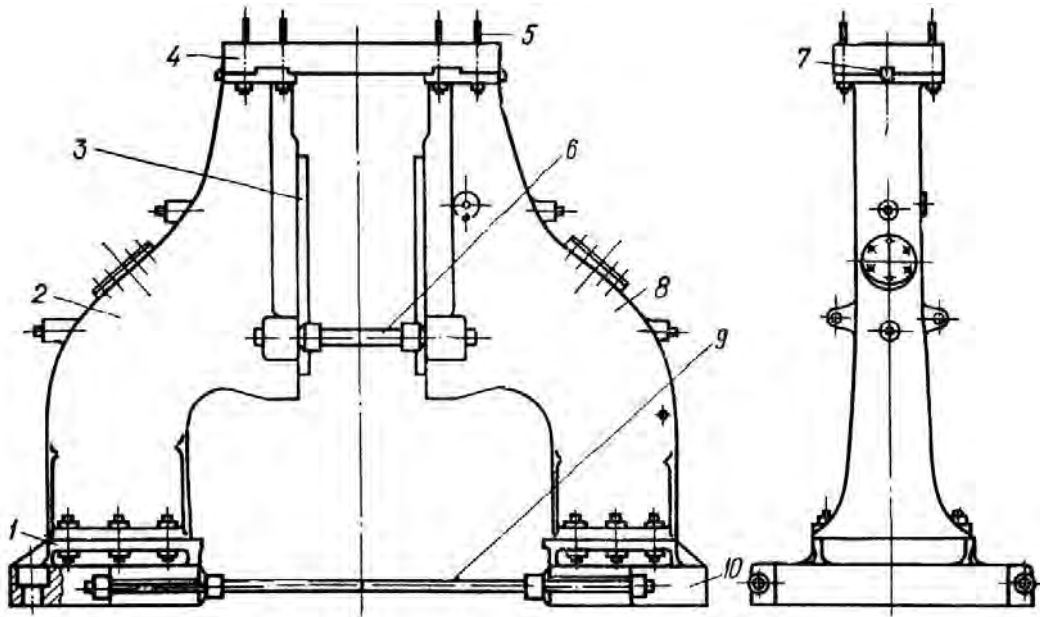
6.5 Узлы и детали паровоздушных молотов

6.5.1 Станины молотов

Ковочные молоты выпускают с двухстоечной станиной арочного или мостового типа. Паровоздушные ковочные молоты с одностоечной станиной в настоящее время не выпускаются, т.к. заменены приводными пневматическими молотами.

В узел *станины арочного типа* ковочного молота (рисунок 6.9) в качестве базовых деталей входят левая 2 и правая 8 стойки с регулируемыми направляющими планками 3. Замыкание рамы станины осуществляется разными способами. В конструкции, изображенной на рисунке 3, стойки установлены на левую 1 и правую 10 фундаментные плиты, стянутые тягами 9. Сверху располагается подцилиндрическая плита 4, поперечные пазы которой так же, как и распорные трубы 6 со стяжными шпильками, фиксируют положение стоек вдоль фронта. Поперечная их фиксация обеспечивается шпонками 7. Узел ра-

бочего цилиндра монтируют на подцилиндровой плите и крепят к стойкам при помощи шпилек 5.

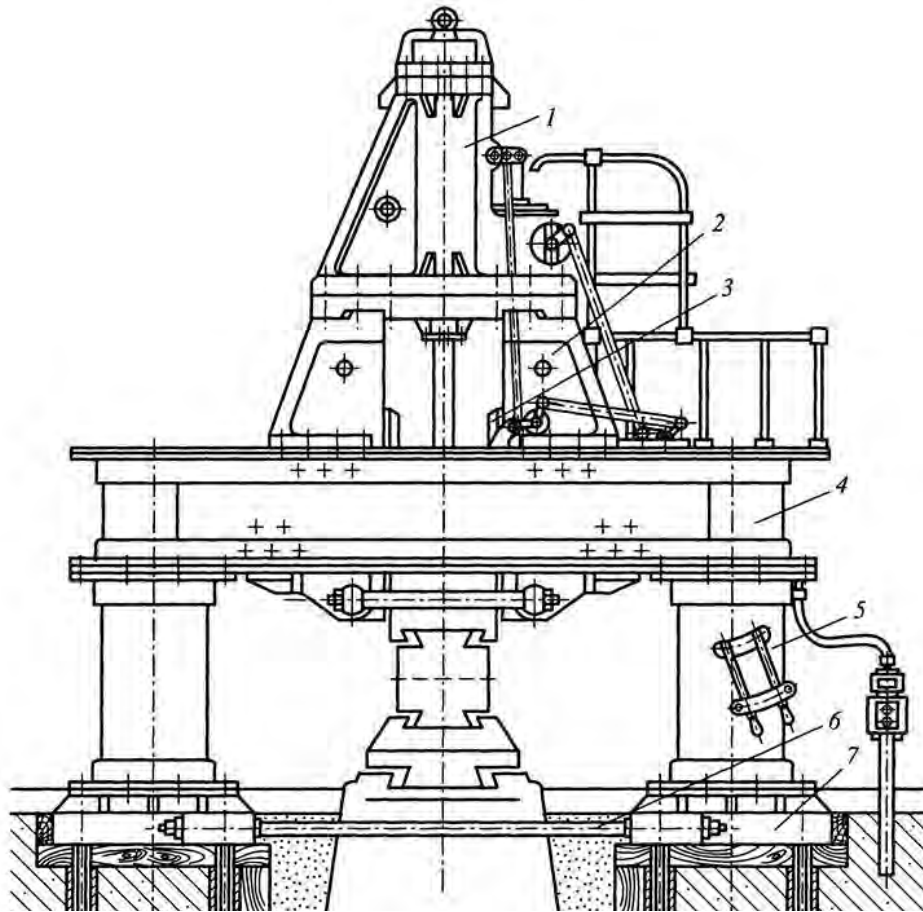


- 1, 10 – фундаментные плиты; 2, 8 – левая и правая стойки;
 3 – направляющая планка; 4 – подцилиндровая плита;
 5 – шпилька; 6 – распорная труба; 7 – шпонка; 9 – тяга

Рисунок 6.9 – Типовая конструкция арочной станины ковочного молота

Иногда фундаментная плита делается одной деталью с размером по всему фронту молота и проемом посередине для выступа шабота. Подобная конструкция несколько повышает точность монтажа, но плита более трудоемка в изготовлении. Кроме того, отсутствие подцилиндровой плиты у таких молотов (достаточно фиксации положения стоек по низу) ухудшает условия эксплуатации рабочего цилиндра. Стойки современных ковочных молотов отливают из стали 35Л и обычно имеют скругленное коробчатое сечение.

В случаях, когда необходимо обрабатывать поковки с большими габаритами, но при этом не требуется повышение мощности молота, для удобства манипулирования инструментом и поковкой достаточно увеличить просвет между стойками. Арочная конструкция станины с таким размером (например, для молота с массой падающих частей 3 150 кг просвет увеличивается с 2 700 до 4 000 мм) становится не технологичной. В этом случае применяют *мостовую станину* (рисунок 6.10) – клепаную металлоконструкцию 4 коробчатого сечения, устанавливаемую на двух круглых стойках-колоннах 5, согнутых из листа и сваренных по шву. Крепление моста 4 к стойкам, а последних – к фундаментным плитам 7 – болтовое. Плиты 7 скреплены тягами 6. Сверху на мост устанавливаются стальные литые кронштейны 2, на которых располагается рабочий цилиндр 1; снизу в проеме закреплены левая и правая направляющие 3.

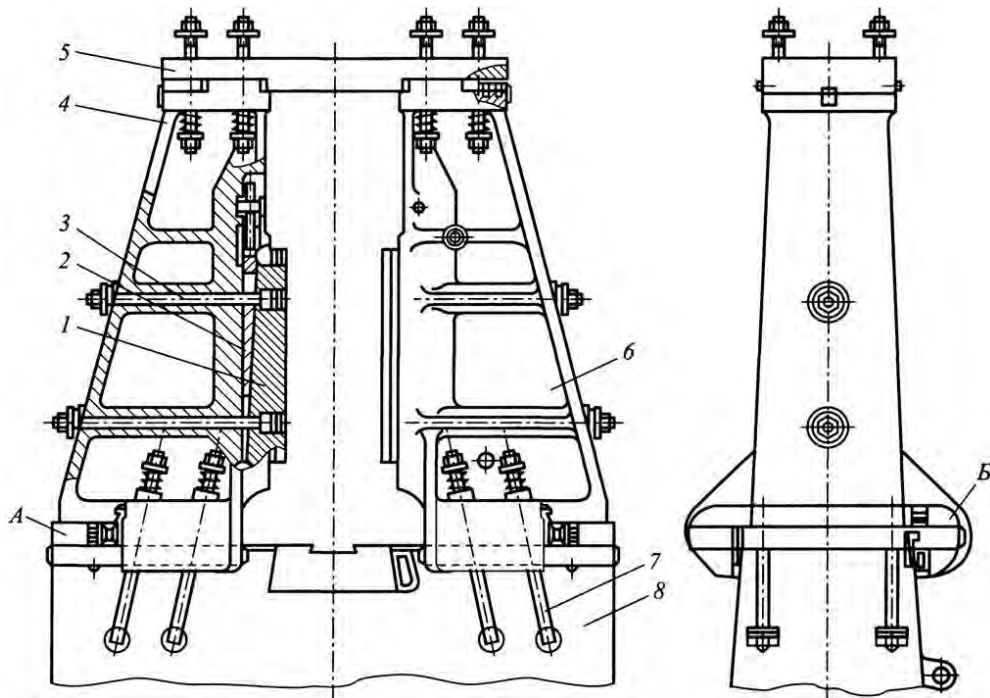


1 – рабочий цилиндр; 2 – кронштейн; 3 – направляющая планка;
4 – мост; 5 – стойка-колонна; 6 – тяга; 7 – фундаментная плита

**Рисунок 6.10 – Типовая конструкция мостовой станины
ковачного молота**

Стойки станин штамповочных молотов (рисунок 6.11) работают в очень тяжелых условиях импульсной нагрузки, часто эксцентрично приложенной из-за несовпадения реакции обрабатываемого металла с осью молота. Они испытывают сдвиг вдоль и поперек фронта шабота, сопровождающийся изгибом в двух плоскостях. Сначала стойки отрываются от шабота, а затем резко садятся на свое место. Поэтому способ крепления должен допускать подвижность стоек при ударе с последующей точной посадкой на место и предусматривать компенсацию износа сопряженных поверхностей.

Правую 6 и левую 4 стойки устанавливаются на шаботе 8. Их продольное положение фиксируется при помощи приливов *A* шабота 8, а поперечное – приливами *B* стоек 4, 6. К шаботу 8 каждая стойка 4, 6 крепится двумя передними и двумя задними подпружиненными шпильками 7. Ось шпилек 7 наклонена под углом 10° - 12° к вертикали. При отрыве стоек в момент удара пружины играют роль амортизаторов, растягивая ударный импульс во времени и уменьшая тем самым воздействующее на шпильки усилие. При посадке горизонтальная составляющая силы сжатой пружины прижимает стойку к приливу шабота, фиксируя ее правильное положение.



- 1 – направляющая планка; 2 – клин; 3 – шпилька;
 4, 6 – левая и правая стойки; 5 – подцилиндровая плита;
 7 – подпружиненные шпильки; 8 – шабот

Рисунок 6.11 – Типовая конструкция станины штамповочного молота

Продольная фиксация стоек обеспечивается подцилиндровой плитой 5, в пазы которой входят шпоночные выступы стоек. Для соединения используют четыре пары подпружиненных шпилек, стягивающих верхние приливы стоек, подцилиндровую плиту и плиту рабочего цилиндра. Важным преимуществом такого исполнения является смягчение ударов по корпусу рабочего цилиндра.

Горизонтальное перемещение регулируемой направляющей планки 1 для уменьшения или увеличения зазора между нею и бабой осуществляется клином 2. К стойке направляющая планка прижата подпружиненными шпильками 3.

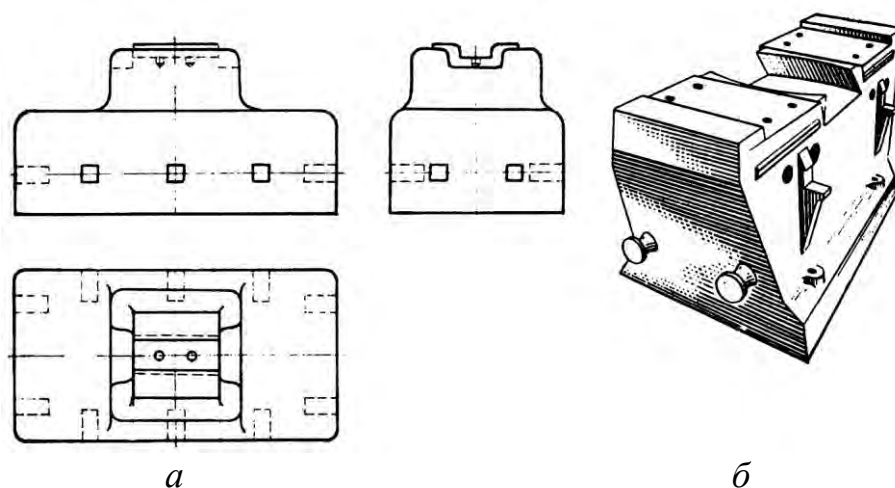
Стойки штамповочных молотов изготавливают из стального литья 35Л. Отливку отжигают, а места контакта с шаботом и подцилиндровой плитой подвергают газопламенной поверхностной закалке. Благоприятное влияние на контактную прочность в указанных местах оказывает хорошая смазка, но особенно высокие результаты достигаются при установке прокладок, например, из прорезиненной транспортной ленты. Прочность стойки обеспечивается приданием ей коробчатого или двутаврового сечения в горизонтальной плоскости и трапецеидального с ребрами жесткости – в вертикальной.

6.5.2 Шаботы молотов

Шабот – это массивный блок из одной детали при массе менее 100-120 т или из трех-четырех деталей при большей массе. Шаботы ковочных молотов отливают из чугуна СЧ 21. Для снижения стоимости крупных штамповочных молотов из стального литья изготавливают обычно только верхнюю часть состав-

ного шабота, остальные плиты отливают из чугуна. Шаботы мелких и средних штамповочных молотов отливают целиком из стали 25Л.

Конструкция шаботов ковочных молотов (рисунок 6.12, *а*) ступенчатая: сверху суженная в размер подбойковой плиты, что облегчает манипулирование инструментом при выполнении таких операций, как рубка, прошивка и т.п.; снизу – уширенная для уменьшения давления на подшаботную прокладку.



а – ковочного; *б* - штамповочного

Рисунок 6.12 – Типовые конструкции шабота молотов

Шаботы штамповочных молотов (рисунок 6.12, *б*) делают прямыми или в форме усеченной книзу пирамиды. В составных шаботах для центровки предусматриваются продольные пазы и шпоночные выступы. Соединяют отдельные части такого шабота шпильками, утопленными в его вертикальных пазах.

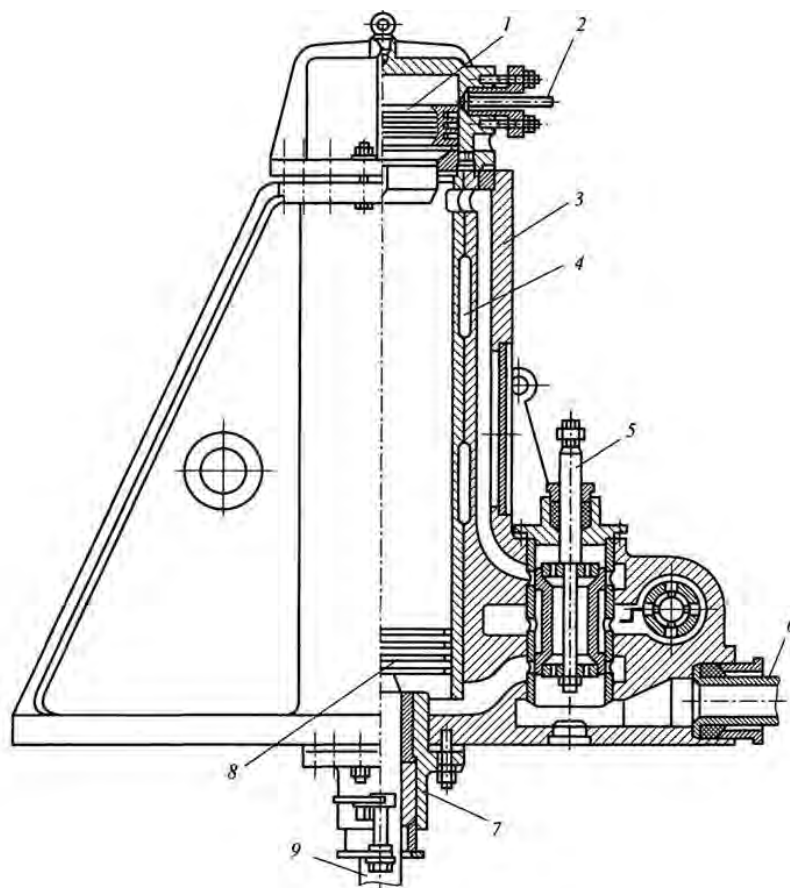
В шаботе штамповочного молота с помощью клина крепят штамподержатель, входящий в соответствующее углубление шабота. Это способствует надежному удержанию штамподержателя от сдвига во время работы молота. Шаботы штамповочных молотов изготавливают литыми из качественной стали. Масса шаботов штамповочных молотов равна 20-25-кратной массе подвижных частей. Шаботы молотов с массой подвижных частей до 6 т изготавливают цельными, а свыше 6 т – составными. Шабот устанавливают на подушках из дерева твердых пород (дуба, бука) или на прокладках из прорезиненной транспортной ленты. С фундаментом он ничем не скреплен.

Для транспортировки шабот снабжают несколькими парами расчалочных штырей, отлитых заодно с ним, или глухими цилиндрическими полостями, куда заводят монтажные приспособления.

6.5.3 Рабочие цилиндры молотов

Рабочий цилиндр – составная часть привода паровоздушного молота. В его цилиндрической полости осуществляется преобразование энергии пара и сжатого воздуха в кинетическую энергию движения поршня и всего узла падающих частей.

К узлу собственно рабочего цилиндра (рисунок 6.13) относятся: его корпус 3, втулка 4, отъемное днище 7, предохранительное и уплотнительное устройства. В корпусе рабочего цилиндра размещаются также поршень 10, штоки 5, 9, детали парораспределения и управления молотом.



1 – плунжер предохранителя; 2 – компенсатор утечек; 3 – корпус;
4 – втулка; 5, 9 – шток; 6 – труба выхлопа; 7 – отъемное днище;
8 – поршень

Рисунок 6.13 – Конструкция рабочего цилиндра молота

По условиям технологичности более рациональна конструкция цилиндра с отъемным днищем. Устойчивость корпуса обеспечивается боковыми ребрами и несколькими парами продольных косынок (иногда их выполняют также в виде ребер жесткости по всей длине цилиндра). Корпуса рабочих цилиндров отливают из стали 35Л.

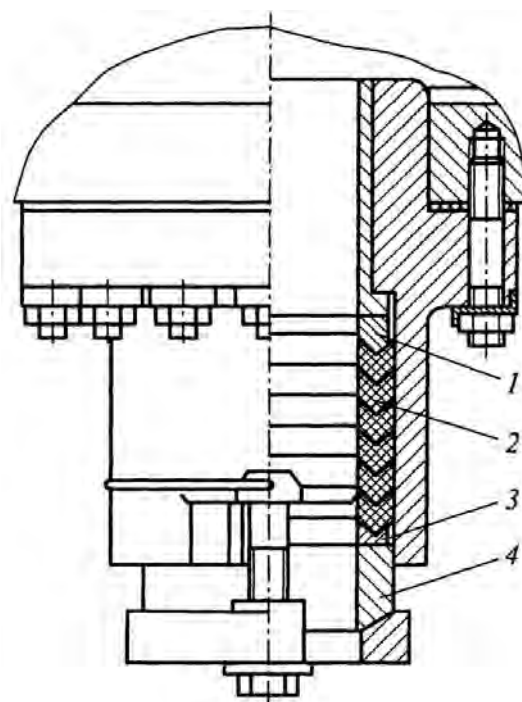
Известно, что контактный износ зависит от скорости относительного перемещения сопряженных поверхностей. Так как скорость поршня неравномерна по длине рабочего цилиндра, то неодинаков по его длине и износ – в центральной части выработка сильнее. Чтобы компенсировать износ, искажающий форму рабочей полости, из-за чего возрастают утечки энергоносителя, рекомендуется устанавливать в цилиндре втулку 4 из чугуна СЧ 21, а лучше из хромоникелевого чугуна. Плотность посадки втулки достигается за счет предварительного подогрева цилиндра.

Толщину стенки корпуса цилиндра принимают конструктивно около $0,1D$, где D – внутренний диаметр цилиндра (но не менее 30 мм), а толщину стенок втулки – $0,05D$ (но не менее 20 мм). Такие размеры обеспечивают необходимое число переточек при ремонте.

При наличии в цехе большого количества молотов всегда возможны перепады давления в магистралях пара или воздуха. Из-за ошибок при управлении молотом поршень может получить непредвиденное ускорение при движении вверх и резко ударить в крышку цилиндра. Для предотвращения аварийных ситуаций в верхней части цилиндра монтируют специальное предохранительное устройство.

Опыт показал, что пружинные предохранители ненадежны и часто выходят из строя, не смягчая удара. Паровоздушные предохранители сложнее по конструкции, но зато поломка крышки при них почти исключается. В этих устройствах плунжер 1 (рисунок 6.13), свисающий в рабочий цилиндр, воспринимает удар поршня 8 и, сжимая пар или воздух в отсеченной полости цилиндра предохранителя, гасит скорость падающих частей. Компенсатор утечек 2 предназначен для подачи в полость предохранителя свежего пара или воздуха, для выхлопа которых предусмотрена труба 6. Снизу в рабочий цилиндр входит шток 9.

Герметизация цилиндра обеспечивается уплотнительным устройством – сальником. Рекомендуется уплотнение при помощи манжет 2 (рисунок 6.14) шевронного сечения из асбестовой ткани, пропитанной теплостойким клеем. При сборке устанавливают 5-8 манжет, фиксируя их кольцами 1 и 3 из бронзы или антифрикционного чугуна и поджимая втулкой 4.



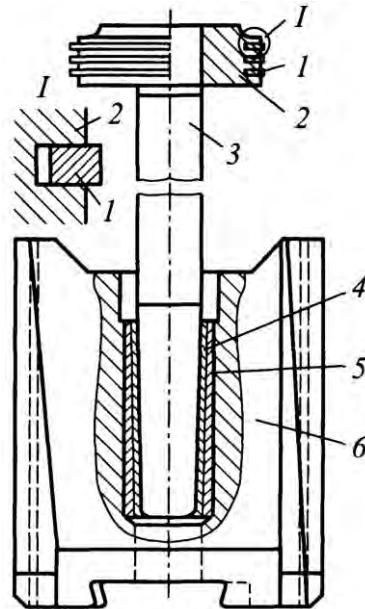
1, 3 – верхнее и нижнее кольца; 2 – манжета; 4 – втулка

Рисунок 6.14 – Конструкция уплотнения штока рабочего цилиндра

6.5.4 Падающие части молотов

Номинальная масса падающих частей складывается из массы поршня, штока, бабы, верхней части инструмента и сопряженных с ними деталей. Хотя верхний боек или штамп не являются непосредственными деталями молота, регламентация их массы необходима для того, чтобы предупредить при эксплуатации утяжеление падающих частей сверх меры, приводящее к значительному изменению параметров молота. Допускается учитывать превышение номинала падающих частей за счет верхнего бойка на 5 %. Масса верхнего штампа не должна превышать 30 % номинальной массы падающих частей. Для унификации КШО у ковочных и штамповочных молотов применяется одинаковую конструкцию узла падающих частей.

Типовой узел падающих частей (рисунок 6.15) состоит из отдельно выполненных поршня 2 с разрезными уплотнительными кольцами 1, штока 3, бабы 6 и соединительных деталей 4, 5. Отличия этой конструкции в хорошей технологичности деталей узла и возможности замены сломанного штока без особых затруднений.



1 – кольцо; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – прокладка; 5 – стакан; 6 – баба

Рисунок 6.15 – Падающие части молота

Длительный опыт эксплуатации штамповочных молотов показал целесообразность заклиненного конусного крепления поршня на штоке и штока в бабе. Прочность такого крепления обеспечивается достаточной величиной нормальных напряжений по поверхности контакта и соответствующими углами конусности сопряжений ($1,25...2,30^\circ$). В результате значительные по величине касательные силы, действующие в контакте, располагаются внутри конуса трения, наглухо заклинивая соединяемые детали.

Нормальные напряжения при посадке поршня на шток создаются за счет линейной усадки по диаметру отверстия при охлаждении поршня, предварительно подогретого до $400-450^\circ\text{C}$. Расклепка верхнего торца штока не реко-

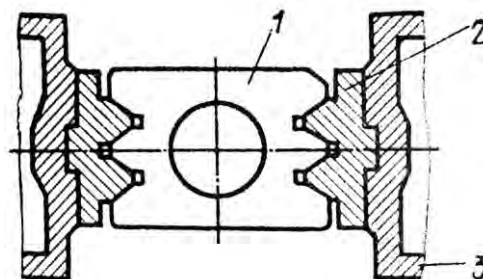
мендуется, т.к. она опасна из-за ослабления посадочного натяга. Шток с поршнем монтируют в рабочем цилиндре, выверяют установку бабы и сильным ударом с разгона забивают шток в бабу.

Крепление штока в бабе предусматривает установку в цилиндрическом гнезде бабы промежуточного разрезного стального стакана-сухаря 5. Поверхностная твердость материала стакана ниже твердости материалов бабы и штока. Поэтому стакан воспринимает весь износ и заменяется в ремонтах. При сильных ударах нормальные напряжения достигают очень большой величины, и в конусном соединении сталь по стали может начаться необратимый диффузионный процесс. Выбить шток из бабы тогда трудно. Для предупреждения этого между штоком и стаканом кладут латунные или медные прокладки 4 толщиной 1-2 мм.

Поршни молотов изготавливают коваными из стали 45 или 40ХН. Диаметр поршня в зависимости от его размера на 0,7-3 мм меньше внутреннего диаметра втулки рабочего цилиндра. Зазор необходим из-за различной степени теплового расширения сопрягающихся деталей. Для уплотнения служат разрезные кольца 1 из стали 20 или 30, устанавливаемые в 2-4 канавки поршня. Замок кольца обычно косой и плоский, реже – ступенчатый с лучшей герметизацией, но более трудный в изготовлении. Зазор в канавке между поршнем и кольцом должен быть таким, чтобы обеспечить при монтаже посадку поршня в рабочий цилиндр.

Бабой молота с закрепленным на ней бойком или половиной штампа наносится удар по заготовке. Энергия удара в основном зависит от массы бабы, поэтому при определении размеров бабы по высоте и по нижним рабочим плоскостям необходимо, чтобы соблюдалась номинальная масса падающих частей. Для обеспечения прочности баба должна иметь простую форму и располагаться так, чтобы ее центр тяжести лежал на оси штока. Высота бабы, из условия надежного ее направления при движении, должна составлять около 0,8 полного хода молота.

В нижней части бабы предусмотрены пазы для крепления бойка или половины штампа. На боковых поверхностях бабы имеются направляющие гребни обычно трапецевидной формы (рисунок 6.16). Такая форма гребней по сравнению с прямоугольной обеспечивает большую контактную поверхность с направляющими планками.



1 – баба; 2 – направляющая; 3 – станина

Рисунок 6.16 – Баба молота в направляющих

Бабы молотов с массой падающих частей до 5 000 кг выполняют коваными, при большей массе – литыми. Материал – сталь 45, 35Х, 40ХН или даже 40ХНА в зависимости от условий работы молота. При конструировании баб главное внимание следует обращать на плавность переходов, особенно от верхней части к нижней уширенной. Это позволяет избежать чрезмерной концентрации напряжений и, следовательно, появления поперечных трещин. Центр массы должен находиться на оси отверстия под шток.

Шток прост по форме, но условия его работы чрезвычайно сложные и поломки штоков – частое явление в кузнечных цехах. Штоки ломаются заподлицо с бабой или в ее конусе. Это обусловливается характером напряженного состояния металла штока в месте поломок: продольными напряжениями от действия массовых сил при резком торможении падающих частей, напряжениями изгиба из-за разворота бабы при эксцентричном ударе и постоянно действующими поперечными напряжениями сжатия от посадки штока с натягом. Характер разрушения штока – усталостный, стойкость к разрушению определяется свойствами металла, возможными металлургическими и производственными дефектами и условиями нагружения.

Чем выше способность металла сопротивляться динамическим нагрузкам, тем дольше служит шток. Поэтому наиболее желательны для его изготовления хромоникелемолибденовые стали, например ХНЗМ или 40ХНМА, однако чаще используют более дешевые стали хромоникелевого класса (30ХНЗА, 40ХН, 18ХНВА и т.п.) При облегченных условиях штамповки можно применять даже сталь 45, и, наоборот, при ковке высоколегированных сталей с жестким ударом шток ковочного молота должен быть изготовлен из высококачественного металла.

Важно обеспечить хорошую термообработку штока. Перед обдиркой заготовка должна пройти нормализацию. При окончательной термообработке две трети длины штока от конца, загоняемого в бабу, закаливают по тепловому режиму, соответствующему данной марке стали с охлаждением в масле до 400-450 °С. Затем шток охлаждают до 150 °С. Итоговая твердость 40-45 HRC. Коробление при термообработке не допускается, поэтому нагрев рекомендуется производить в шахтных печах. В последние годы находит применение индукционный нагрев штоков.

Определенное влияние на стойкость штока оказывает качество обработки его поверхности: чем меньше параметр шероховатости, тем больше устранено концентраторов в виде микротрещин, надрезов и т.д. Поэтому поверхность штока после чистового точения шлифуют до $Ra = 0,63-0,32$ мкм. Для повышения стойкости применяют также упрочняющую обкатку роликом.

6.5.5 Расчет штока на прочность

При соударении идеально упругих тел предполагается, что отдельные части каждого тела в результате удара одновременно испытывают одинаковые изменения своего состояния. В реальных условиях действие импульсной нагрузки передается всем частям упругого тела не мгновенно. Упругие деформационные возмущения, вызванные ударом, распространяются в теле с конечной скоро-

стью, достигающей нескольких тысяч метров в секунду, и порождают волну напряжений. Это значит, что возникшая вблизи поверхности соударения местная деформация сжатия-растяжения или изгиба в зависимости от нагрузки последовательно пробегает по всему телу. Первый тип волн, обусловленный местными изменениями объема при сжатии-растяжении, называется продольными волнами; второй (от изгиба) – поперечными. Отражение волн от граничных поверхностей вызывает вибрацию тела.

В тех случаях, когда собственная частота тел высока, доля эффективной энергии удара, приходящаяся на создание колебаний, невелика, и общими деформациями тел по сравнению с их местной деформацией можно пренебречь. Если же одно или оба соударяющихся тела имеют относительно низкую собственную частоту, количество энергии, преобразовывающееся в энергию волнового процесса, может достичь большей величины. В этом случае в металле штока у места соударения – переднем фронте ударной волны – могут возникать очень большие по величине напряжения сжатия, а в заднем фронте волны – столь же большие растягивающие напряжения.

Современное исследование напряженного состояния в штоке при ударе падающих частей основано на типовой задаче волновой механики об ударе стержня с начальной скоростью v_0 о жесткую преграду. Наличие поршня при этом учитывается как дополнительное ударное воздействие его массы на стержень. Результаты такого решения удовлетворительно подтверждаются данными экспериментальных исследований.

Решение волнового уравнения динамического равновесия бесконечно малого элемента в произвольном сечении стержня-штока дает следующую формулу для определения предельно допустимой величиной скорости падающих частей перед ударом

$$v_0 = \frac{[\sigma]c_0}{Ek_0} \cdot \frac{2\omega\tau_k - \sin 2\omega\tau_k}{4(1 - \cos \omega\tau_k)},$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение в теле штока, принимаемое равным пределу выносливости при растяжении-сжатии; c_0 – скорость звука в упругой среде, для стальных штоков 5 000-5 250 м/с; E – модуль упругости материала штока; k_0 – коэффициент отскока; ω – собственная частота системы поршень-шток; t_k – время полного пробега волны возмущения по штоку $t_k = l/c_0$; l – длина штока от заделки в бабу до поршня.

Деформирование поковки с большей скоростью приведет к быстрой усталостной поломке штока.

Если удар наносится с эксцентриситетом, то из-за поворота бабы во фронтальной плоскости происходит импульсный изгиб штока и в нем распространяются поперечные волны напряжений. Напряжения изгиба почти линейно возрастают до 300-320 МПа в интервале значений зазоров $\Delta = 0...1,0$ мм. Вместе с тем даже при очень жестком ударе с максимальным эксцентриситетом величина напряжений изгиба при нормальном зазоре не превышает 100-150 МПа, так как чем меньше поворот бабы из-за ограниченного зазора, тем меньше параметры изгиба – деформация и напряжение. Поэтому слишком большие вели-

чины напряжений изгиба при ударе являются следствием ненормальных условий эксплуатации. Для их устранения нет необходимости в каких-либо конструктивных изменениях молота. Достаточно лишь строго выдерживать зазоры между бабой и направляющими. В пределах требований на нормы точности для штамповочных молотов эти зазоры должны быть следующими: 0,20-0,35 мм на сторону для мелких и средних молотов и 0,40-0,50 мм – для крупных. Для ковочных молотов допускаются зазоры 0,25-0,35 мм на сторону независимо от размеров молота.

Для повышения долговечности штоков полезны технологические мероприятия, устраняющие обработку металла в эксцентрично расположенных заготовительных и черновых ручьях.

6.5.6 Механизмы распределения энергоносителя молотов

Распределительный механизм ковочного молота имеет постоянную кинематическую связь с ударной массой при любом характере ударов. Регулирование может осуществляться как за счет изменения объема энергоносителя, поступающего в рабочий цилиндр, так и за счет изменения давления энергоносителя.

Регулирование объема энергоносителя можно осуществить, изменяя время открытия проходных сечений для впуска энергоносителя с начальными параметрами (свежего) в рабочий цилиндр или выпуска отработавшего. Регулирование давления достигается дросселированием энергоносителя при протекании его через специальные переменные сечения с изменяющимся сопротивлением.

Рабочие органы распределительного механизма могут быть выполнены в виде: 1) клапанных устройств; 2) золотниковых устройств; 3) крановых устройств.

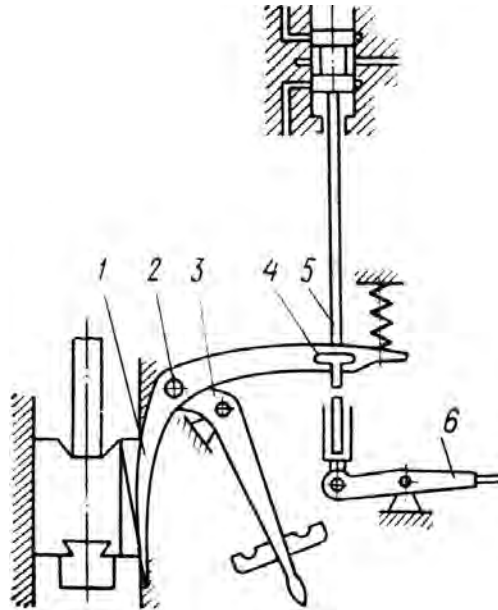
Перемещение рабочих органов парораспределителей производит механизм управления, образующий кинематическую цепь из качающихся рычагов и поступательно движущихся тяг. Механизм управления приводит в движение непосредственно кузнец или машинист молота, воздействуя на конечное звено кинематической цепи (рукоять, педаль), либо сама баба, воздействующая во время хода на рычаг, связанный с остальной цепью управления.

Первый тип управления называется ручным, второй – автоматическим. Если возможно и ручное, и автоматическое управление, то оно называется смешанным.

Наибольшее распространение получило смешанное управление молотом с так называемым саблеобразным рычагом (рисунок 6.17).

Ручное управление в таких системах осуществляется с помощью рукоятки, которая через тягу передвигает золотник распределителя пара в нужное положение. Золотниковый распределитель служит для регулирования количества энергоносителя, поступающего в главный цилиндр, включает в себя золотниковую втулку с окнами и двухполочный золотник с тягой 5 для связи с механизмом управления. Когда управление ведется вручную, саблеобразный рычаг 1 отводится в сторону рукояткой 3. Если нужен автоматический цикл, рычаг 1 прижимают к скосу бабы. При движении бабы сабля поворачивается вокруг оси

2 и своим плечом 4 двигает тягу 5 золотника. Энергию удара при автоматическом цикле можно регулировать, изменяя положение рукоятки 3. Удары максимальной энергии получаются при поднятой рукоятке 3.



1 – саблеобразный рычаг; 2 – ось; 3, 6 – рукоятки; 4 – плечо сабли; 5 – тяга

Рисунок 6.17 – Схема смешанного управления молотом

Полуавтоматическое управление обеспечивает автоматическую отсечку нижнего пара во время подъема бабы; перевод работы молота на удар и обратно осуществляется вручную.

Для обеспечения автоматического подъема бабы после удара существует важное требование – золотник должен быстро и плавно опускается во втулке по всей длине под действием силы тяжести. Для этого зазор между втулкой и золотником назначают из расчета 0,1 мм на 100 мм диаметра с обязательной притиркой.

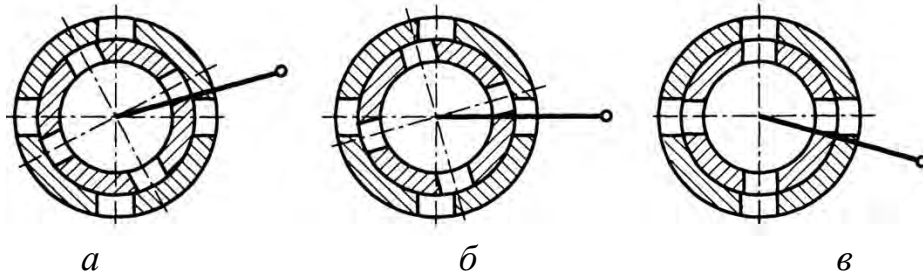
Механизм управления ковочным молотом позволяет работать единичными ударами разной интенсивности, удержанием падающих частей на весу, прижимом поковки.

При работе на штамповочном молоте управление осуществляется штамповщиком ножной педалью. Во время пауз и манипулирования поковкой подвижные части подняты в верхнее положение. После нажатия педали подвижные части идут вниз и отклоняют криволинейный рычаг. Золотник опускается, перекрывает верхние окна золотниковой втулки и открывает нижние окна. Свежий энергоноситель поступает под поршень цилиндра и возвращает подвижные части вверх. Цикл повторяется до тех пор, пока педаль не нажата.

Педалью можно регулировать величину сечения впускного канала в зависимости от величины перемещения педали при нажатии. При неполном отпуске педали получается неполное открытие нижних окон золотникового парораспределителя.

Силу удара регулируют при помощи дросселя. Дроссель кранового типа состоит из неподвижно установленной наружной втулки и внутренней, рычаг

которой соединен с механизмом управления (рисунок 6.18). Обе втулки имеют окна, совпадение которых обеспечивает максимальный проход для свежего пара. Поворотом внутренней втулки площадь окон уменьшается вплоть до полного перекрытия с прекращением доступа свежего пара.



a – окна закрыты; *б* – окна частично перекрыты; *в* – окна открыты

Рисунок 6.18 – Взаимное расположение окон дросселя при различном положении рычага управления

Для управления дросселем предназначен контроллер. При длительных перерывах в работе ручку контроллера устанавливают горизонтально, в результате чего рычаг дросселя поворачивается вверх на 15° и перекрывает окна (рисунок 6.18, *a*). Для осуществления пуска ручку контроллера поворачивают вниз и рычаг переводится тягой в горизонтальное положение. Окна дросселя приоткрываются примерно на половину своего полного проходного сечения (рисунок 6.18, *б*).

Механизм управления штамповочного молота позволяет работать и сериями очень легких автоматических последовательных ударов при чуть нажатой педали. По сути это преобразованный цикл качаний, когда в результате приподнятого золотника в верхнюю полость поступает столько свежего пара, что его энергии достаточно для совершения полного хода с нанесением удара. Однако противодействие нижнего пара оказывается большим, так как золотник от сабли опускается слишком низко, и падающие части без задержки в КНП после легкого удара немедленно начинают подниматься при нажатой педали.

6.5.7 Система смазки молотов

Система смазки молотов комбинированная: от приводной смазочной станции и ручная. Для смазки цилиндра, золотника и дросселя применяется жидкая смазка, поступающая непрерывно от плунжерного насоса с электродвигателем. Смазочная станция устанавливается на стойке вблизи молота.

Направляющие и площадку контакта криволинейного рычага механизма распределения с бабой смазывают вручную смесью, состоящей из 70 % цилиндрического масла, 10 % цинковых белил и 20 % коллоидного графита. Контактные плоскости стоек и шабота, стоек и подцилиндрической плиты смазывают солидолом марки УС-3 от ручной пресс-масленки, подшипники качения – константаном УТ-1, а подшипники скольжения – жидким цилиндрическим маслом.

6.6 Приводные молоты

Молоты, у которых двигательный и передаточный механизмы представляют единый привод, называют приводными. Индивидуальный электропривод достаточно широко распространен в конструкциях молотов, предназначенных дляковки и штамповки, если масса падающих частей сравнительно невелика. Он существенно упрощает подвод энергии, управление, позволяет повысить КПД и улучшить условия труда по сравнению с паровоздушным приводом, у которого энергоносителем является пар или сжатый воздух, подаваемый из котельной или от компрессорной станции. Молотам с индивидуальным электроприводом уделяют все большее внимание, совершенствуют существующие и разрабатывают новые конструкции и системы их управления.

В зависимости от типа передаточного механизма приводные молоты подразделяют на пневматические, механические, гидравлические и электрические.

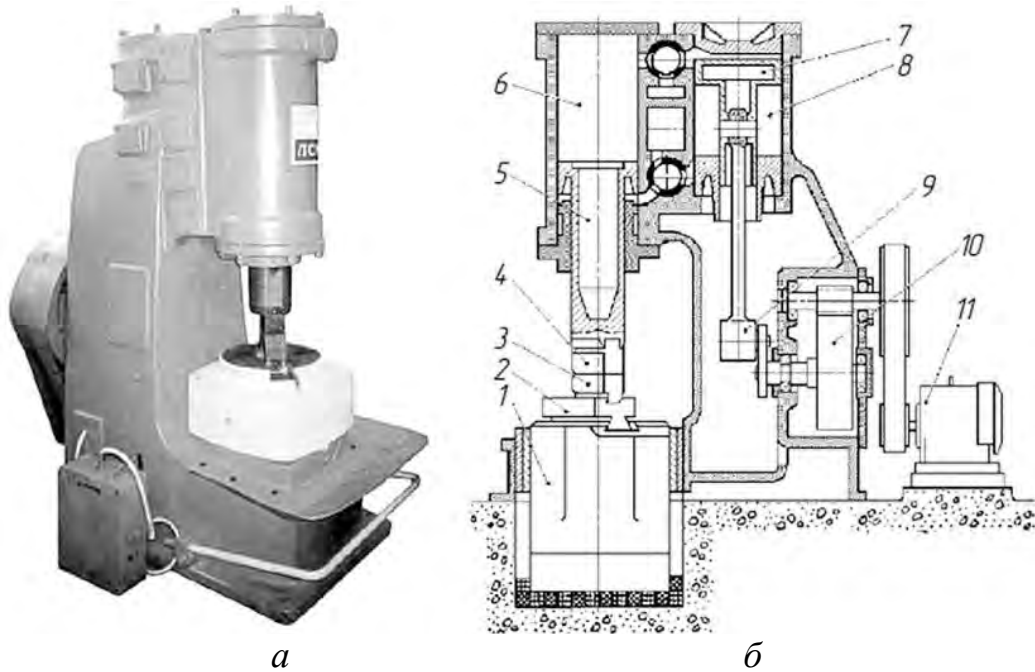
6.6.1 Пневматические молоты

Приводные пневматические молоты предназначены для выполнения операцийковки на плоских или вырезных бойках. Некоторые модели позволяют производить операции горячей штамповки.

Отечественная промышленность выпускает двухцилиндровые молоты двустороннего действия (рисунок 6.19) с энергией удара 0,8-28 кДж и массой подвижных частей 50-1000 кг. Скорость подвижных частей перед ударом составляет 5-7,5 м/с, кратность масс $m_2/m_1 = 12$.

Поршень 7 цилиндра компрессора 8, расположенного в станине молота, получает движение от электродвигателя 11 через ременную передачу и редуктор привода 10, шатун 4. Движение поршня 7 компрессора определяется углом поворота кривошипного вала привода 10. Падающие части 5, 4 рабочего цилиндра 6 движутся под действием сжатого воздуха, который, подобно упругому элементу, сжимается и расширяется в замкнутых объемах нижних и верхних полостей компрессорного 8 и рабочего 6 цилиндров, связанных между собой воздухораспределительным устройством. Станина и шабот 1 молота чаще всего установлены на общем фундаменте. При работе молота число ходов в единицу времени рабочего и компрессорного поршней одинаково. Максимальное число ударов молота равно числу оборотов кривошипного вала. Энергия удара и величина хода падающих частей в процессе работы молота регулируется степенью открытия каналов, соединяющих соответствующие полости компрессорного и рабочего цилиндров с помощью кранов распределительного устройства.

Движением падающих частей пневматических молотов управляют при помощи трех кранов: верхнего и нижнего, служащих для изменения режимов работы, и среднего, осуществляющего перевод компрессора в холостой режим. Механизм воздухораспределения позволяет осуществлять следующие режимы работы: автоматические последовательные удары, удерживание падающих частей на весу, прижим поковки и холостой ход.



а – внешний вид; *б* – схема

1 – шабот; 2 – стол; 3, 4 – бойки; 5 – шток с поршнем;
 6 – рабочий цилиндр; 7 – поршень компрессора; 8 – цилиндр компрессора;
 9 – шатун; 10 – привод; 11 – электродвигатель

Рисунок 6.19 - Пневматический молот

Автоматические последовательные удары. Краны соединяют верхние и нижние полости рабочего и компрессорного цилиндров попарно между собой. Молот будет совершать число ударов в минуту, равное числу оборотов вала компрессора. Автоматические удары могут совершенствоваться с различной энергией (от наибольшей до нуля при простом соприкосновении бойков). Это осуществляется поворотом на одинаковый угол верхнего и нижнего кранов и дросселированием воздуха, проходящего через них.

Удерживание падающих частей на весу. Краны поворачивают на 40° по часовой стрелке. Сверху рабочего поршня должно быть атмосферное давление, а снизу давление, необходимое для удержания подвижных частей на весу. Это давление должно быть сохранено вне зависимости от положения поршня компрессорного цилиндра. Воздух, направляющийся из нижней полости компрессорного цилиндра, поступает через нижний кран и обратный клапан в нижнюю полость рабочего цилиндра. При движении поршня компрессорного цилиндра вверх обратный клапан закрывается, а воздух из верхних полостей обоих цилиндров выходит в атмосферу через открытый канал верхнего крана.

Прижим поковки. Этот режим осуществляется давлением воздуха, поступающего из нижней полости компрессорного цилиндра через верхний кран и обратный клапан в верхнюю полость рабочего цилиндра. Через открытый канал нижнего крана осуществляется соединение с атмосферой нижней полости рабочего цилиндра и верхней полости компрессорного цилиндра.

Холостой ход компрессора. Чтобы не перегревать компрессор при длительных паузах, он переводится на холостую работу. Это осуществляется со-

единением обеих полостей компрессорного цилиндра с атмосферой через открытый канал среднего крана при его повороте.

Чтобы предотвратить удар поршня рабочего цилиндра о верхнюю крышку, в конструкции предусмотрено образование воздушного буфера при его движении вверх. Буферное устройство представляет собой замкнутый воздушный объем, который образуется после перекрытия поршнем канала, связывающего верхние полости рабочего и компрессорного цилиндров. При движении поршня вниз верхние полости обоих цилиндров снова соединяются.

Станины пневматических молотов – это сложные отливки из чугуна СЧ 18. Их конструкции включают рабочий и компрессорный цилиндры, что позволяет уменьшить габаритные размеры и количество сочленений. У маленьких пневматических молотов они цельные, у крупных – составные.

Поршень и шток рабочего цилиндра пневматического молота пустотелые, их изготавливают как одно целое. К штоку непосредственно крепится боек. Поршень рабочего цилиндра пневматического молота отковывают из стали 45, а поршень компрессорного цилиндра и поршневые кольца изготавливают из чугуна СЧ 21, поршневые кольца разрезные. Кривошипный вал и шатун отковывают из стали 45. Фундаментные плиты отливают из чугуна СЧ 18.

Смазывание компрессорного и рабочего цилиндров пневматических молотов централизованное от плунжерного насоса с механическим приводом, а головки шатуна и корпуса – индивидуальное.

КПД пневматических молотов зависит от совершенства конструкции и качества изготовления и составляет 0,55-0,65.

По характеру воздействия воздуха на рабочий поршень пневматические молоты классифицируют на молоты одностороннего и двустороннего действия. Молоты подразделяют по числу цилиндров на одноцилиндровые и двухцилиндровые; по способу направления движения бабы – без направляющих и с направляющими; по расположению буфера – с верхним и нижним; по конструкции воздухораспределительного устройства – с кранами и золотниками; по типу станины – одно- и двухстоечные.

Не требуя больших капитальных затрат на установку и отличаясь простотой в управлении и обслуживании, пневматические молоты нашли широкое применение в кузницах небольших металлообрабатывающих заводов и мастерских, где их используют для изготовления широкой номенклатуры поковок.

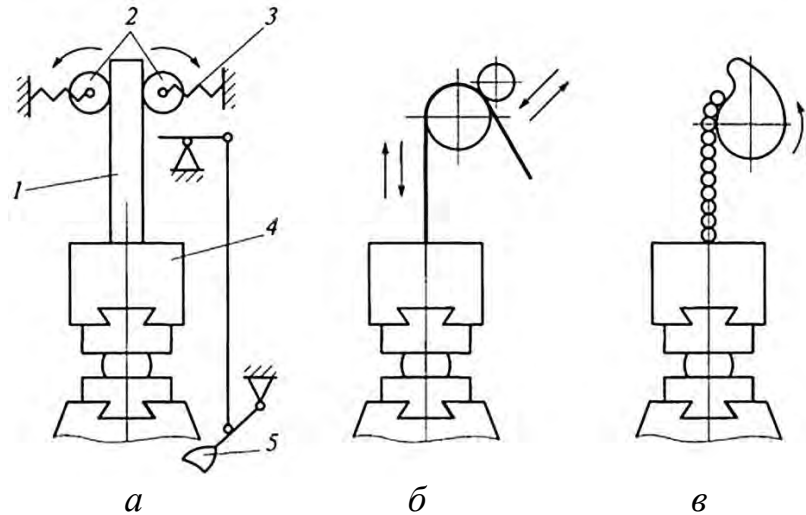
6.6.2 Механические молоты простого действия

В механических молотах простого действия используется энергия, возникающая в результате падения бабы под действием только силы тяжести. Скорость ее в момент удара и соответственно эффективная энергия удара определяются высотой подъема.

Основные преимущества этих молотов – невысокая стоимость, простота конструкции, удобство эксплуатации, наличие индивидуального электропривода. Недостаток – небольшое число (30-50) ударов в минуту.

Механические молоты предназначены для горячей объемной штамповки поковок, не требующих подкатки или протяжки, для правки и калибровки.

В зависимости от типа передаточного механизма механические молоты подразделяют на *фрикционные с доской* и *с гибкими связями*. У фрикционных молотов передаточный механизм – доска, а у молотов с гибкими связями – ремень или цепь (рисунок 6.20). В зависимости от типа гибкой связи последние называют молотами с ремнем или цепью.



а – с доской; *б* – с ремнем; *в* – с цепью

1 – доска; 2 – ролики; 3 – пружины; 4 – баба; 5 – педаль

Рисунок 6.20 – Молоты простого действия с механическим приводом

Фрикционные молоты с доской применяют в кузнечно-штамповочных цехах некоторых машиностроительных предприятиях. Молоты с гибкими связями в нашей стране широкого распространения не получили, хотя конструкцию этих молотов постоянно совершенствуют, улучшая прочностные характеристики гибких связей, управление и др.

Основное отличие фрикционных молотов с доской (рисунок 6.20, *а*) от паровоздушных и пневматических молотов – привод, элементами которого являются жестко закрепленная в бабе 4 доска 1, нажимные ролики 2 и тормозные колодки. Когда доска 1 зажата между вращающимися роликами 2, баба 4 по направляющим поднимается вверх. При достижении заданной высоты подъема ролики 2 расходятся. Если в этот момент доску не зажать тормозными колодками, связанными с педалью 5 системой рычагов или электропневматического управления, то баба 4 начнет падать, и произойдет удар по поковке. Если же доска 1 зажата, то падающие части удерживаются в КВП. Ролики получают вращение от электродвигателя через клиноременную и зубчатую передачи. Если отпустить педаль сразу после нажатия, молот сделает один удар. Если держать педаль нажатой, молот будет автоматически совершать последовательные удары.

В современных конструкциях фрикционных молотов с доской энергию удара регулируют высотой подъема падающих частей. Схема управления позволяет осуществлять непрерывные удары без остановки. Фрикционные молоты с доской применяются для горячей объемной штамповки поковок, не требующей выполнения операций подкатки или протяжки.

К существенным недостаткам этих молотов относятся невозможность регулирования силы удара, их относительная тихоходность (30-50 ударов в минуту) и высокая стоимость досок, которые являются наименее долговечной деталью (срок их службы 40-50 ч). Доски фрикционных молотов изготавливают из ясеня, бука или искусственных материалов. Короткий срок службы досок объясняется действием эксцентричных нагрузок, приводящих к появлению дополнительных напряжений изгиба. Линия контакта между роликами и доской при неточной установке может не лежать в горизонтальной плоскости. В этом случае при зажиме доски роликами она также изгибается.

Наибольшее распространение получили молоты с массой падающих частей 500-1500 кг, а в исключительных случаях - до 2500 кг. Масса шабота равна 20-кратной массе падающих частей.

Молоты с гибкими связями применяют преимущественно для горячей штамповки. Их изготавливают с массой падающих частей 150-2000 кг. Подъем падающих частей в них осуществляется с помощью ремня (рисунок 6.20, б) или цепи (рисунок 6.20, в).

Для подъема бабы в молотах с ремнем используют две схемы. Первая по принципу действия аналогична схеме молота с доской: падающие части поднимаются с помощью ремня, зажимаемого между подвижным и неподвижным роликами, при вращении которых силы трения увлекают ремень. По второй схеме ремень наматывается на вращающийся шкив. Основными элементами привода в этом случае являются холостой и тормозной шкивы, расположенные на одном валу. Если тормозной шкив зажат, то вал вращается вместе с ним, и ремень наматывается на холостой шкив. Если тормозной шкив отпустить, то вал с холостым шкивом начинает свободно вращаться, и баба падает вниз.

Преимущество второй схемы подъема по сравнению с первой – отсутствие нагрузок на ремень со стороны нажимных роликов.

В настоящее время в качестве материала для ремней используют текстиль. Одновременно проводят исследования возможности применения нейлона и других синтетических материалов. Основным их недостатком считают низкий модуль упругости (большое «пружинение»). Молоты с ремнем выпускают с массой падающих частей до 750 кг.

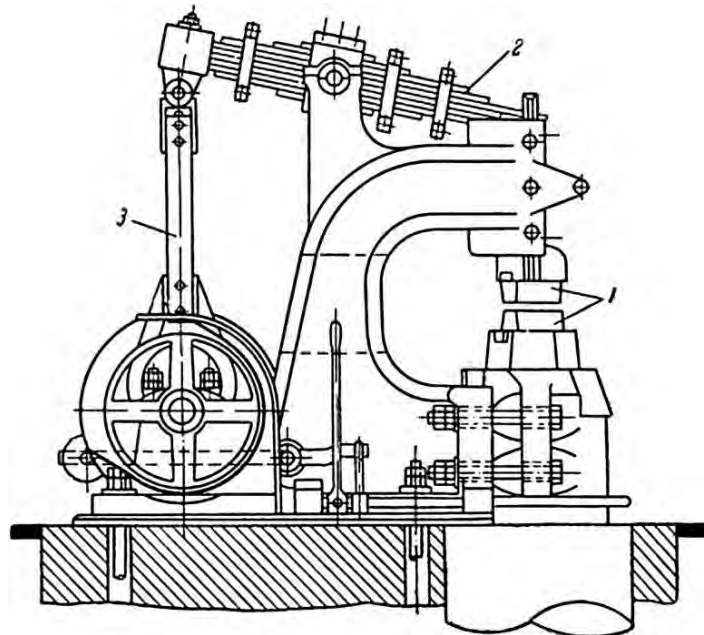
Работа молота с цепью аналогична работе молота с ремнем. Цепь наматывается на барабан, вал которого получает вращение вал через фрикционную муфту. Для удержания падающих частей в верхнем положении используется тормоз. Падение бабы происходит при отключенной муфте и тормозе. Чтобы уменьшить ударные нагрузки на цепь молота, ее соединяют с бабой через демпфирующие устройства.

При определении мощности электродвигателя у молотов с гибкими связями ускорение бабы не должно превышать 4g, что обусловлено прочностными свойствами ремня или цепи.

6.6.3 Рессорные и пружинные молоты

Для мелкосерийного производства небольших поковок, быстро теряющих пластичность в результате остывания, применяют более производительные ме-

ханические молоты – рессорные (рисунок 6.21) и пружинные. Такие молоты снабжены кривошипно-шатунным приводом от электродвигателя и имеют вес падающих частей до нескольких десятков килограмм. Рессорные и пружинные молоты относятся к молотам двойного действия. В них используется потенциальная энергия силы тяжести бабы и потенциальная энергия, накопленная упругим элементом (рессорой или пружиной) в результате сжатия при помощи привода.



1 – бойки; 2 – рессора; 3 – шатун

Рисунок 6.21 – Схема рессорного молота

6.6.4 Гидравлические молоты

В гидравлических молотах энергоносителем (рабочим телом) служит жидкость под высоким давлением, впускаемая под поршень рабочего цилиндра при ходе падающих частей вверх или в полость цилиндра над поршнем при ходе вниз.

Для горячей объемной штамповки преимущественно в одном ручье, для правки и иногда для калибровки заготовок, применяются водная эмульсия, минеральное или синтетическое масла. Гидравлические молоты могут быть простого и двойного действия.

В *молотах простого действия* жидкость используют для подъема падающих частей в КВП. Как и в механических молотах, ход вниз осуществляется под действием силы тяжести. Для торможения поршня при подходе к КВП используется воздушный буфер, благодаря чему увеличивается быстроходность молота. Чтобы обеспечить максимальную энергию удара, при нажатии на педаль почти мгновенно происходит срабатывание клапана выпуска жидкости из подпоршневого пространства на слив.

В молотах простого действия скорость в момент удара достигает 5-6 м/с. Для обеспечения таких скоростей высота падения бабы должна быть 1,35-2,20 м. В связи с этим молоты простого действия подразделяют на молоты с короткими и длинными ходами. Электрогидравлический привод молота позволя-

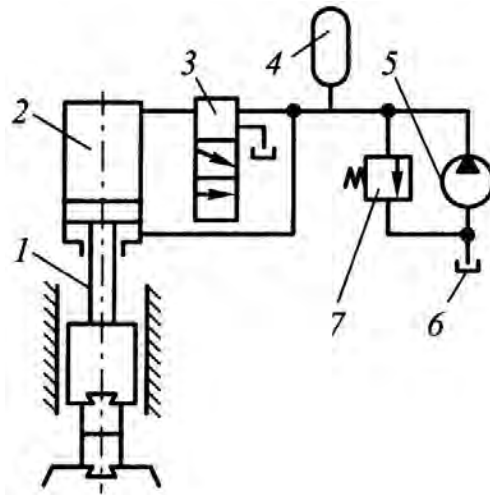
ет обеспечить 40-60 ударов в минуту для полных ходов и 80-100 – для уменьшенных. Отличительная особенность этих молотов – тонкий шток, соединенный с бабой посредством амортизатора. Долговечность работы такого штока выше по сравнению со штоками паровоздушных штамповочных молотов.

Управление молотами простого действия обеспечивает возможность регулирования эффективной энергии удара, что важно для увеличения долговечности работы штоков, поскольку при избытке эффективной энергии инерционные силы подвижных частей всегда возрастают.

К жесткости станин молотов простого действия предъявляют особые требования, что позволяет получать поковки повышенной точности. Эти молоты строят с массой падающих частей 500-2000 кг. Поэтому у молотов с длинным ходом эффективная энергия удара может составлять 9-40 кДж.

Гидравлические штамповочные молоты простого действия успешно конкурируют с механическими, так как они более экономичны и надежны в работе. Их эффективный КПД достигает 0,75. Молоты простого действия применяют также для листовой штамповки.

Молоты двойного действия имеют насосно-аккумуляторный привод (рисунок 6.22). В исходном положении баба молота находится в КНП (штампы сомкнуты). Верхняя полость рабочего цилиндра изолирована, а нижняя соединена с аккумулятором. Для подъема падающих частей вверх необходимо верхнюю полость рабочего цилиндра соединить со сливом, в результате чего падающие части начнут подниматься.



- 1 – падающие части; 2 – рабочий цилиндр;
3 – распределительное устройство; 4 – аккумулятор; 5 – насос;
6 – сливной бак; 7 – предохранительный клапан

Рисунок 6.22 – Схема гидравлического молота двойного действия

Для хода вниз (разгона падающих частей) необходимо верхнюю полость рабочего цилиндра соединить с аккумулятором. Жидкость высокого давления устремится в верхнюю полость рабочего цилиндра. Равнодействующая сил, действующих на поршень, будет направлена вниз. Падающие части ускоренно

движутся вниз и в момент соударения расходуют накопленную кинетическую энергию для деформирования заготовки.

Для уменьшения гидравлических потерь гидропривод молота стремятся разместить вблизи рабочего цилиндра, а распределительные и регулирующие устройства – в головке рабочего цилиндра. Такая компоновка гидропривода позволяет свести к минимуму количество подвижных уплотнений, т.е. повысить надежность герметизации (фактически подвижное уплотнение необходимо только для штока поршня).

Штамповка поковок с относительно тонкими стенками наиболее эффективна с использованием оборудования ударного действия. Сложные поковки с большой массой можно штамповать несколькими ударами молота. Однако это не всегда позволяет достичь желаемой цели, поэтому создают молоты с увеличенной массой и высокой скоростью падающих частей в момент удара. Особое внимание уделяется дальнейшему совершенствованию конструкции гидравлических штамповочных молотов, масса падающих частей которых достигает 10 000 кг. Это позволяет обеспечить эффективную энергию в момент удара 250 кДж.

Большинство молотов относят к универсальному КШО. В связи с этим существует необходимость, регулирования энергии удара, создания механизмирующих и автоматизирующих устройств, а также систем управления процессом штамповки.

Тенденции в развитии приводных молотов направлены на создание материалов, обладающих высокой долговечностью. Это относится к элементам, обеспечивающим гибкую связь между бабой и приводом. Большое внимание уделяется также системам управления приводных молотов.

6.7 Высокоскоростные молоты

Высокоскоростные молоты появились в промышленности в 60-х годах в связи с развитием технологии точной штамповки деталей из труднодеформируемых металлов и сплавов для авиации и космоса.

К высокоскоростным относятся молоты, развивающие скорость рабочих частей к моменту удара более 18 м/с. При таких скоростях наблюдается интенсивное местное течение поверхностных слоев деформируемого металла и обеспечивается штамповка изделий с тонкими ребрами и стенками. Высокоскоростные молоты в качестве интенсивного ускорителя используют энергию расширения инертных газов, сжатых под большим давлением, либо энергию взрыва горючих газовых смесей взрывчатых веществ (ВВ).

6.7.1 Принцип действия и классификация

Принцип действия высокоскоростных молотов основан на использовании для интенсивного разгона рабочих масс энергии расширяющегося газа высокого давления или энергии быстрого сгорания горючих смесей, взрывчатых веществ и т.п. Для возвращения рабочих масс в исходную позицию и сжатия газа применяется гидропривод.

Т.к. деформирующее усилие прямо пропорционально скорости соударения рабочих масс, то в высокоскоростных молотах стремятся увеличить скорость соударения до 12-20 м/с, в некоторых конструкциях до 50-100 м/с. При этом сокращается время нагрузочной фазы удара, уменьшаются контактное трение, снижается рассеивание теплоты, нагретой до ковочной температуры поковки, в окружающую среду, а течение металла становится более равномерным. Это способствует улучшению условий деформирования не только труднодеформируемых металлов (молибдена, титана, урана, циркония, ниобия), но и углеродистых конструкционных, низко- и высоколегированных сталей и сплавов.

Поскольку с увеличением скорости возрастают также контактные напряжения в материале штампов и пиковые значения напряжений в соударяющихся элементах конструкции, то с целью повышения стойкости штампов и надежности молота наибольшую скорость соударения обычно ограничивают величиной 18-20 м/с.

Высокоскоростные молоты классифицируют по виду энергоносителя: газогидравлические, пневматические, газовые, взрывные; по конструкции рабочих камер: однокамерные и двухкамерные; по направлению движения ударной массы: с верхним и нижним ударом, по расположению станины: вертикальные и горизонтальные.

Большинство конструкций предназначено для работы одиночными ударами. Машинный цикл продолжительностью до 10-16 с включает следующие этапы: пуск (поджиг), разгон, удар, пауза в нижнем (рабочем) положении, возвратный холостой ход; пауза в верхнем (исходном) положении. Время разгона и нагрузочной фазы удара очень короткое – сотые и тысячные доли секунды. Однако производительность этих молотов низкая из-за относительно больших промежутков времени, требующихся для переключений и набора давления в гидросистеме для возвратных перемещений и сжатия газа в рабочей или аккумуляторной камере газогидравлических молотов; продувку рабочей камеры и заполнение ее горючей (взрывной) смесью в газовых и взрывных молотах.

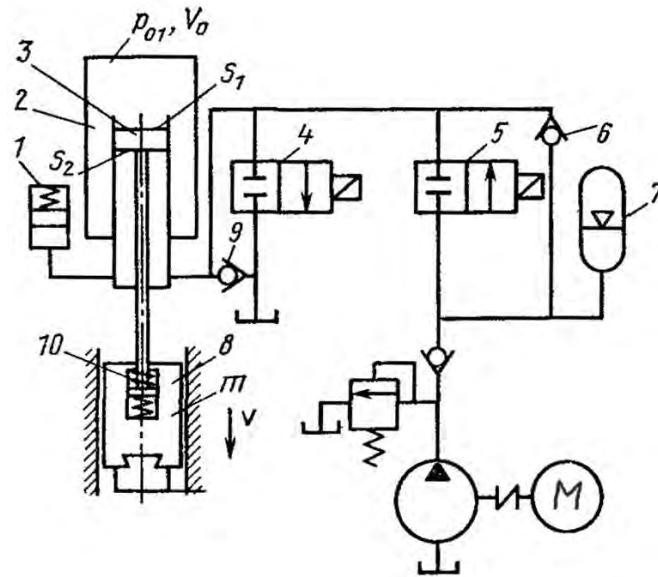
При штамповке за один удар высокоскоростные молоты позволяют получать в среднем 50-150 поковок в час, но невысокая стойкость штампов снижает производительность еще больше.

6.7.2 Газогидравлические молоты

В газогидравлических молотах энергия сжатого газа (азота, воздуха) используется для разгона рабочих масс вниз (по направлению к поковке), а энергия сжатой жидкости – для возвратного хода.

В газогидравлических молотах двойного действия (рисунок 6.23) верхняя часть рабочего цилиндра сообщена с газовым ресивером 2. При открытии сливного клапана 4 жидкость из-под поршня 3 быстро вытесняется в сливной бак, и давление газа непрерывно ускоряет бабу 8. Клапан 4 закрывается в процессе ударного деформирования. При последующем отскоке поршень 3 удерживается жидкостью, поступившей из компенсатора, а затем рабочая масса 8 возвращается в исходное положение подачей жидкости от насоса (или от насоса и аккумулятора 7, если привод насосно-аккумуляторный) через напорный клапан 5,

который должен закрыться в определенный момент движения поршня вверх. Далее движение продолжается за счет кинетической энергии рабочей массы. Шток поршня 3 соединен с бабой 8 посредством упругого амортизатора 10.



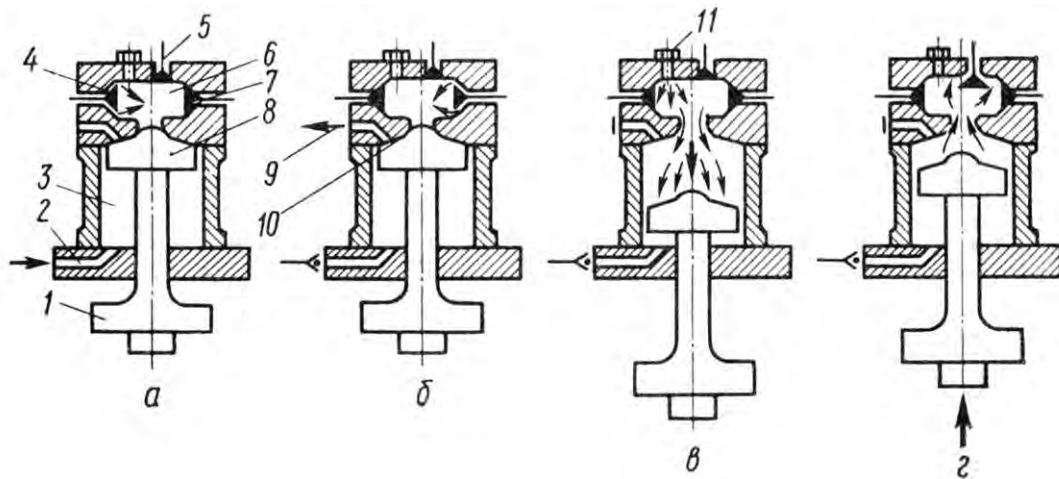
- 1 – компенсатор; 2 – газовый ресивер; 3 – поршень; 4 – сливной клапан;
 5 – напорный клапан; 6, 9 – обратный клапан; 7 – гидроаккумулятор;
 8 – баба; 10 – амортизатор штока

Рисунок 6.23 – Схема газогидравлического молота двойного действия

Высокоскоростные газогидравлических молоты выпускаются с энергией удара 10-500 кДж. Важным отличием высокоскоростных газогидравлических молотов от паровоздушных и гидравлических является их очень низкая металлоемкость. Процесс удара в высокоскоростном молоте происходит значительно быстрее, поэтому удельная мощность рабочего хода на единицу массы значительно превосходит таковую для обычного молота. Однако, из-за усложненного индивидуального привода, включающего газовый и специальный насосный гидропривод, а также более высоких требований к материалам и их механической и термической обработке, стоимость единицы эффективной энергии удара у эквивалентных по мощности высокоскоростных газогидравлических и паровоздушных штамповочных молотов примерно одинакова.

6.7.3 Взрывные молоты

Принцип действия взрывных молотов заключается в интенсивном разгоне ударных масс энергией быстрого сгорания (взрыва) твердых, газообразных или жидкостных энергоносителей (ВВ), накоплении ими кинетической энергии поступательного движения и использовании ее для деформирования поковки. Такие молоты разработаны для обработки труднодеформируемых материалов в холодном и горячем состоянии (рисунок 6.24).



а – заполнение рабочей камеры газом; б – заполнение рабочей камеры воздухом; в – взрыв и разгон ударных масс; г – возвращение ударных масс в исходное положение

1 – ударная масса; 2, 9 – каналы; 3 – рабочий цилиндр; 4, 5, 7 – клапаны; 6 – взрывная камера; 8 – поршень; 10 – седло; 11 – детонатор

Рисунок 6.24 – Последовательность работы взрывного молота

Ударная масса 1 молота удерживается в верхнем положении давлением сжатого воздуха, поступающего через канал 2 в нижнюю полость рабочего цилиндра 3 и действующего на поршень 8 (рисунок 6.24, а). В это время клапаны 5 и 7 закрыты, а через клапан 4 взрывная камера 6 заполняется газом, после чего клапан 4 закрывается и открывается клапан 7 впуска воздуха в камеру 6 (рисунок 6.24, б). Канал 9 служит для выпуска некоторого количества газа, просочившегося через седло 10. Перед срабатыванием детонатора 11, канал 9 закрывается, и в камере 6 происходит взрыв газа (рисунок 6.24, в). Высокое давление продуктов взрыва, действуя на поршень 8, разгоняет ударную массу 1 молота до контакта с заготовкой. В нижнем положении поршня 8 давление воздуха в полости 3 цилиндра достигает максимума, и ударная масса 1 устремляется вверх на исходную позицию, способствуя удалению продуктов взрыва через клапан 5 (рисунок 6.24, г). После закрытия седла 10 открывается клапан 7 для продувки и полной очистки камеры 6. После закрытия клапана 7 молот готов к проведению следующего цикла работы.

6.8 Фундаменты молотов

6.8.1 Назначение и классификация фундаментов

Молоты монтируют на фундаментах – массивных железобетонных блоках, которые могут опираться непосредственно на грунт либо на опоры (упругие амортизаторы, подвижные пневмоопоры и др.).

Опорные фундаменты воспринимают статические и небольшие динамические нагрузки, а шаботные предназначены для восприятия ударных, динамических нагрузок (рисунок 6.25). Шаботный фундамент воспринимает часть эффективной энергии, которая передается на него при ударе.

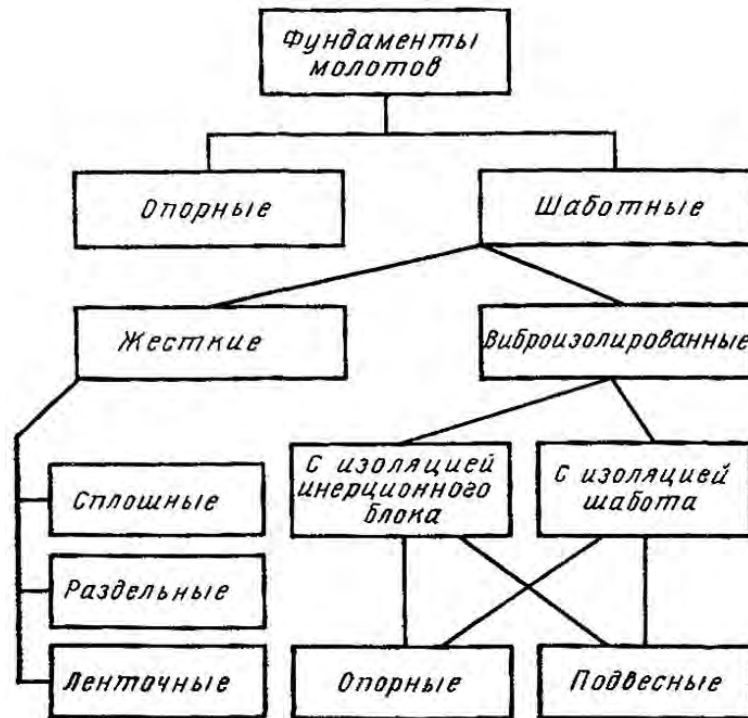


Рисунок 6.25 – Классификация фундаментов молотов

Шаботные фундаменты подразделяют на жесткие и виброизолированные. Смещение шабота молота, установленного на жесткий фундамент, во время нагрузочного этапа удара вызывает упругую деформацию подшаботной прокладки и грунта под фундаментом. Во время последующего разгрузочного этапа потенциальная энергия упругой деформации переходит в кинетическую. Возникающие при колебаниях фундамента упругие волны распространяются в грунте, вызывая его неравномерное уплотнение, вибрации строительных сооружений и оборудования.

Для снижения вибраций применяют виброизолированные фундаменты, в которых изолируют массивный железобетонный блок или непосредственно шабот. Система виброизоляции может быть опорной, когда блок или шабот установлены на виброизолирующие опоры, или подвесной, когда блок или шабот вывешены на виброизолирующих элементах.

6.8.2 Опорные фундаменты

Такие фундаменты применяют для бесшаботных молотов. Они представляют собой железобетонную массу в форме прямоугольного параллелепипеда, залитую в глубокий котлован. В фундаменте предусматривают отверстия для анкерных болтов, с помощью которых крепят стойки станины молота. Если грунт в месте закладки фундамента слабый (песчаный, водянистый и т.д.), то его укрепляют более прочным материалом или забивают железобетонные сваи.

Находят применение сдвоенные и ленточные фундаменты для установки двух или нескольких расположенных рядом легких паровоздушных, гидравли-

ческих, а также электромеханических молотов с доской, ремнем, канатом и цепью.

6.8.3 Шаботные жесткие фундаменты

Для ковочных одностоечных и двухстоечных молотов применяют жесткие шаботные сплошные фундаменты под стойки станины и шабот. Под шабот и фундаментные плиты, на которые устанавливают стойки станины, укладывают прокладки из строганых брусьев сухой древесины твердых пород (дуба, бука) или тонкие прокладки из транспортерной тканевой прорезиненной ленты. Чтобы предохранить шабот от смещения, по прокладке между ним и стенками фундамента также помещают брусья из древесины твердой породы. Жесткий шаботный фундамент под пневматический ковочный молот представляет собой сплошной бетонный блок с углублением, предназначенным для установки шабота. Чтобы предотвратить разрушение массива фундамента от ударов бабы молота, фундамент армирован в продольном и поперечном направлениях двумя-тремя сетками из стальных прутьев. Между шаботом и фундаментом предусматривают деревянную прокладку.

Жесткие шаботные фундаменты штамповочных паровоздушных молотов выполняют в виде цельных бетонных массивов, армированных стальной арматурой.

На фундамент под шабот настилают амортизирующую деревянную подушку, состоящую из трех рядов дубовых брусьев. В верхнем и нижнем рядах брусья расположены в продольном, а в среднем – в поперечном направлениях. Брусья каждого ряда стянуты стальными болтами. Общая, толщина амортизирующей подушки от 0,4-0,6 м для легких до 1,5-1,8 м для тяжелых молотов с массой рабочих частей 16 000-25 000 кг.

Основным недостатком деревянных амортизирующих подушек является сравнительно малый срок их службы (3-5 лет). Часто вместо деревянных подушек применяют прокладки толщиной 10-80 мм из прорезиненной ткани. Допускаемое давление на прорезиненную ткань в 3 раза больше давления на дубовую подушку.

Во время удара шабот подвергается воздействию силового импульса и, начиная перемещаться вниз, сжимает подушку, и через фундаментный блок оказывает давление на грунт. Под действием неоднократного динамического нагружения в грунте от фундаментного блока распространяются поперечные и продольные упругие волны, которые и называются вибрациями. При этом амплитуда колебаний фундаментного блока может достигать 1,5 мм и более.

Вибрации приводят к нежелательным последствиям: 1) под действием вибраций изменяются механические свойства грунта. Это вызывает неравномерную осадку строительных сооружений и может явиться причиной повреждения; 2) даже в далеко расположенных зданиях искажаются показания приборов, начинает вибрировать технологический инструмент, обваливаются земельные литейные формы и т.п.; 3) основная частота виброколебаний находится в интервале инфразвуковых частот и чаще всего в той области, которая обладает наиболее вредным физиологическим воздействием на человека.

6.8.4 Шаботные виброизолированные фундаменты

Опорные и подвесные виброизолированные фундаменты предназначены для снижения ударного воздействия на грунт и демпфирования упругих волн. В опорных виброизолированных фундаментах (рисунок 6.26) инерционный блок обычной конструкции установлен внутри железобетонного короба и опирается на расположенные на дне короба амортизаторы и виброгасители. В подвесном варианте виброгасители и амортизаторы установлены на концах подвесных тяг.

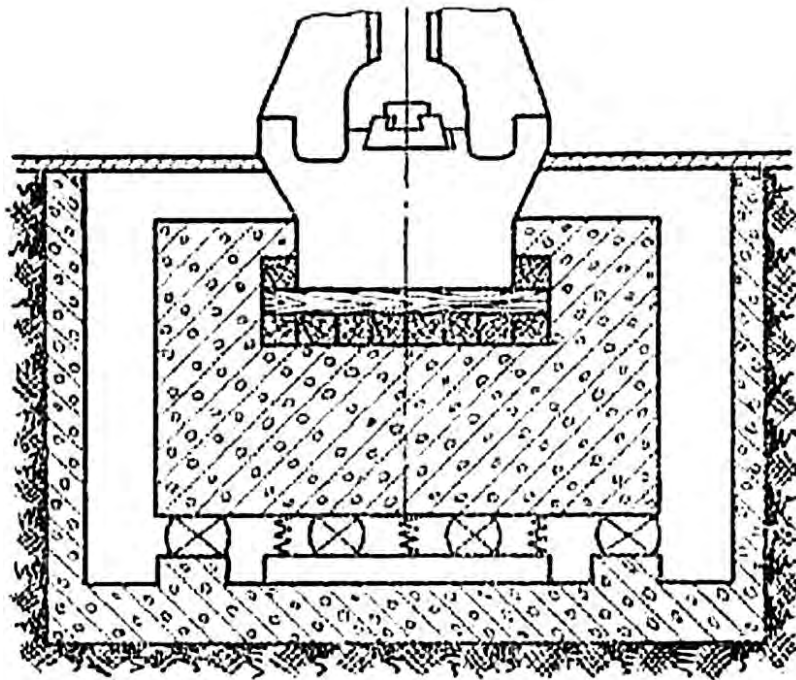
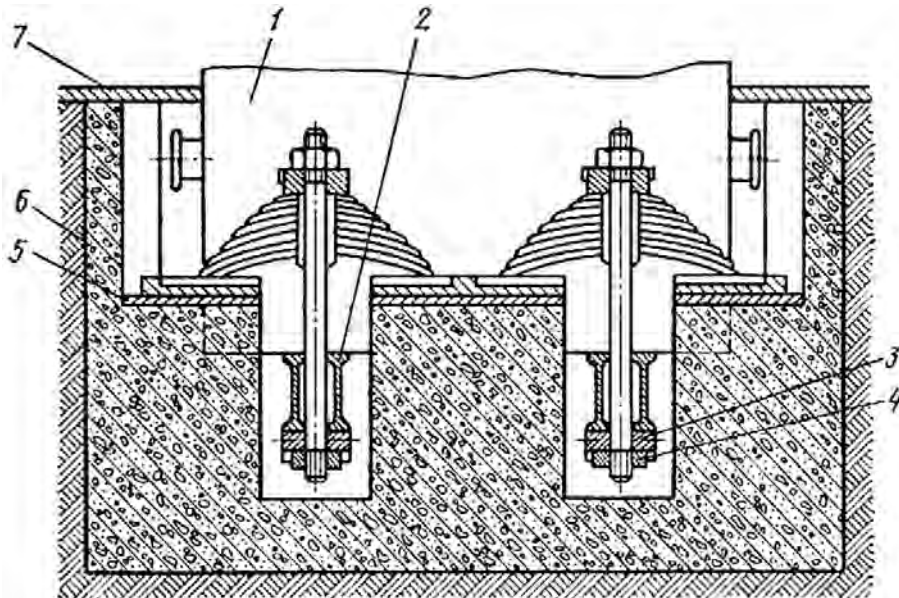


Рисунок 6.26 – Виброизолированный фундамент с инерционным блоком

Амортизаторы воспринимают большую часть энергии первого смещения фундаментного блока после удара, осуществляя тем самым его виброизоляцию. В качестве амортизаторов применяют жесткие витые и тарельчатые пружины, а также резину. Однако пружинные амортизаторы очень слабо рассеивают энергию колебаний фундаментного блока, поэтому дополнительно устанавливают еще и виброгасители из специальной резины, обладающей большим внутренним трением.

Фундаменты с изоляцией инерционного блока сложны в изготовлении; в опорных конструкциях затруднено обслуживание упругих и демпфирующих элементов, работа системы виброизоляции нарушается с проникновением грунтовых вод.

Подшаботная виброизоляция (опорная и подвесная) проще в изготовлении. Имеется возможность применять пакеты листовых рессор (рисунок 6.27), обладающих хорошими демпфирующими свойствами.



1 – шабот; 2 – балка; 3 – тяга; 4 – гайка; 5 – опорная плита;
6 – фундамент; 7 – настил пола

Рисунок 6.27 – Фундамент с подшаботной виброизоляцией

Шабот 1 опирается на две балки 2 двутаврового сечения, которые подвешены на тягах 3 с гайками 4 на концах. Рессоры концами вставлены в пазы опорной плиты 5, установленной на тумбах фундамента 6. Рессоры расположены под настилом пола 7 и доступны для обслуживания.

7 РОТАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Ротационным называется КШО, рабочее исполнительное звено или заготовка в котором в процессе рабочего хода совершает вращательное движение.

Угловая и окружная скорости рабочего исполнительного звена таких машин зависят от кинематики привода и передаточного механизма и остаются постоянными на протяжении всего рабочего хода.

Энергия электродвигателя привода трансформируется в кинетическую энергию вращающихся частей машины и затем в полезную работу деформирования. В некоторых ротационных машинах кинетическая энергия вращающихся частей мала, и можно считать, что энергия электродвигателя непосредственно трансформируется в полезную работу деформирования.

Важным преимуществом ротационных машин является возможность создания локального очага пластической деформации, позволяющего использовать электродвигатели сравнительно небольшой мощности.

7.1 Назначение и классификация ротационных машин

Ротационные машины применяют для осуществления таких широко распространенных технологических операций, как правка, гибка, разрезка, раскатка, вальцовка, обжим, протяжка и др.

Машины ротационного типа по технологическому назначению можно подразделить на две группы (рисунок 7.1): 1) для листовой штамповки и 2) дляковки и объемной штамповки. По виду рабочего органа (инструмента) ротационные машины делятся на валковые, роликовые, сегментные и дисковые.

К валковым относятся правильно-гибочные машины и станы для продольной и поперечной прокатки. К роликовым относятся правильно-гибочные машины для сортового проката, раскаточные машины, машины для получения днищ обкаткой роликом, машины для ротационного выдавливания и др. К дисковым машинам относятся дисковые ножницы, а к сегментным – ковочные вальцы.

Важным качеством ротационных машин является то, что рабочие операции в них совершаются непрерывно во время подачи заготовки. Это дает возможность автоматизировать весь цикл работы, в отличие от молотов и прессов, где не используется обратный ход.

Если главным силовым параметром прессов является номинальное усилие, то главный силовой параметр ротационных машин – номинальный крутящий момент на главном валу. Однако, для некоторых машин, например, ковочных вальцов главным параметром является номинальное усилие.



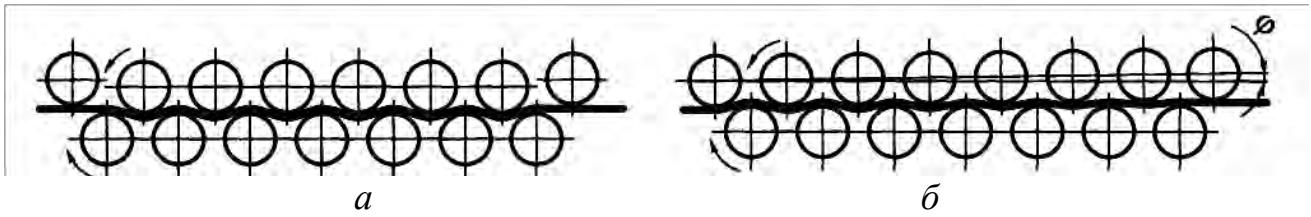
Рисунок 7.1 – Классификация роторных машин

7.2 Ротационные правильно-гибочные машины

Правильно-гибочные машины получили в машиностроении и металлообработке большее распространение. Они широко применяются в массовом, крупносерийном и мелкосерийном производствах.

Основные технологические процессы правки и гибки основаны на деформации поперечного пластического изгиба или деформации в роликах или вальцах. В последнее время правку и гибку осуществляют с применением деформации растяжения. В некоторых машинах применяют комбинации из различных процессов: изгиб с растяжением, растяжение с обжатием и т.п.

Правку проката можно проводить на ротационных *правильных машинах* при наличии не менее пяти валков (роликов). Листовой прокат пропускают между двумя рядами валков, расположенных в шахматном порядке (рисунок 7.2).



a – параллельное; *б* – непараллельное

Рисунок 7.2 – Схемы расположения правильных валков

Каждый участок листа получает многократный изгиб в противоположные стороны, причем напряжения растяжения в листе превышают предел текучести материала листа. С увеличением числа валков, через которые проходит лист, качество правки улучшается. Вращение на правильные валки рабочей клетки передается шарнирными шпинделями от шестеренной клетки, получающей привод от редуктора с электродвигателем.

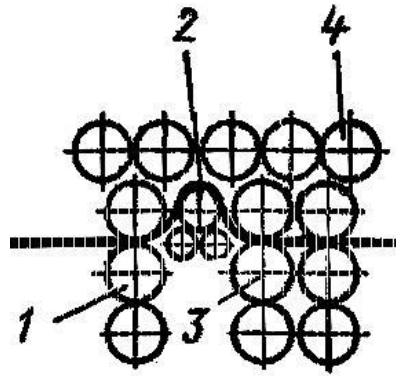
При параллельном расположении валков правка возможна, если последний из них имеет индивидуальную регулировку (рисунок 7.2, *a*). При непараллельном расположении ряды устанавливают под углом (рисунок 7.2, *б*). В этом случае на выходе из валков листовой (сортовой, профильный) прокат не перегибается, поэтому отсутствует необходимость индивидуальной регулировки последнего валка. Наибольшее распространение правильные машины с непараллельным расположением валков получили для правки тонких листов.

Правильные машины для листового проката различаются числом валков и их расположением. В любой правильной машине должно быть нечетное число валков. Наиболее распространены машины с числом валков от 3 до 13. Правильные машины с непараллельными рядами валков применяют для правки листов, толщина которых менее 3 мм, с параллельными рядами – для листов, толщина которых более 4 мм.

Диаметр валков определяют по требованиям технологии, поэтому их жесткость в большинстве случаев недостаточна. Для ее увеличения в конструкции предусмотрены опорные ролики, устанавливаемые в один или несколько рядов.

Для правки толстых листов применяют 5-7-валковые машины, а для правки тонких – 9-17-валковые. Существуют современные конструкции правильных машин и с большим количеством валков.

Некоторые правильные машины имеют направляющие приводные валки, окружная скорость которых меньше окружной скорости правильных валков. Лист в процессе правки растягивается, что приводит к повышению качества правки. Для качественной правки тонких листов применяют так называемые перегибающие валки, осуществляющие перегиб листа в обе стороны на 180° (рисунок 7.3).

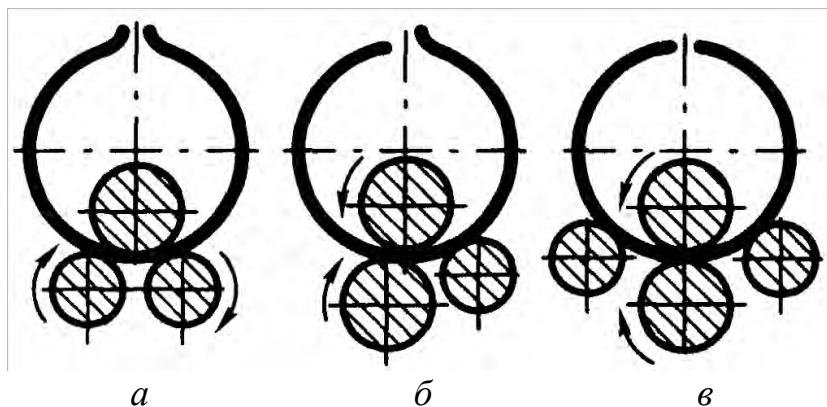


1 – подающий валок; 2 – гибочный валок; 3 – тянущий валок;
4 – опорный валок

Рисунок 7.3 – Схема перегибающего устройства

Правку сортового или профильного проката осуществляют на роликовых машинах, которые не имеют принципиальных отличий от валковых. В зависимости от формы сортового или профильного проката ролики имеют ручки (калибры) соответствующей формы. Особенность правки такого проката – исправление пространственной кривизны заготовки. Для этого ролики устанавливают в вертикальной и горизонтальной плоскостях или правку осуществляют за несколько переходов с поворотом проката на 90° . Правят преимущественно в холодном состоянии, поскольку при остывании после горячей правки возможно коробление заготовки.

Ротационные *гибочные машины* подразделяют в зависимости от схемы расположения рабочих органов или их размеров. Так, гибочными машинами можно осуществлять гибку, используя три валка, расположение которых может быть симметричным или асимметричным (рисунок 7.4).



а – трехвалковая симметричная; *б* – трехвалковая асимметричная;
в – четырехвалковая

Рисунок 7.4 – Схемы расположения валков в листогибочной машине

Симметричное расположение (рисунок 7.4, *а*) позволяет изгибать заготовки при меньших значениях деформирующей силы и крутящего момента, но концы заготовки при этом остаются прямыми. Длина неизогнутых участков

равна половине расстояния между боковыми валками. При асимметричном расположении этих валков (рисунок 7.4, б) только один передний конец заготовки остается прямым. Для получения полностью изогнутой заготовки нужно дважды пропускать ее через валки. Недостатком асимметричного расположения валков является необходимость приложения больших значений деформирующей силы, крутящего и изгибающего моментов. Поэтому симметричное расположение валков применяют для гибки толстых листов, асимметричное – для тонких и средних.

Наличие в гибочной машине четырех валков (роликов) исключает недостатки трехвалковых машин и позволяет получать изгиб заданной кривизны без увеличения деформирующей силы по сравнению с трехвалковой симметричной машиной. При гибке в четырехвалковой машине (рисунок 7.4, в) заготовку зажимают между средними валками и изгибают боковыми.

На листогибочных машинах изгибают заготовки толщиной от долей миллиметра до 150 мм. Наибольшие размеры поперечных сечений заготовок – 5000х150 мм. Такие листы изгибают при температуре горячей обработки.

Профилегибочные машины применяют для изготовления различного рода гнутых профилей. Ролики в этих машинах устанавливают парами последовательно, с определенным шагом. Пропуская заготовку через ту или иную пару, формируют определенный изгиб заготовки. В результате прохождения ее через все ролики машины получается заданный профиль.

Сортогибочные машины по принципу действия они подобны листогибочным, но отличаются консольным расположением роликов. Оси роликов горизонтальны или вертикальны (существуют конструкции с наклонным расположением роликов). Сортогибочные машины могут иметь асимметричное расположение роликов, а в некоторых случаях их изготавливают с четырьмя роликами.

Для зиговки, гибки, отбортовки и рифления листов и полос толщиной до 4 мм в мелкосерийном производстве предназначены ротационные *зиг-машины*. Их также применяют для рифления цилиндрических поверхностей барабанов. На этих машинах выполняют разнообразные уступы, зиги, отбортовки и закаты бортов (рисунок 7.5).

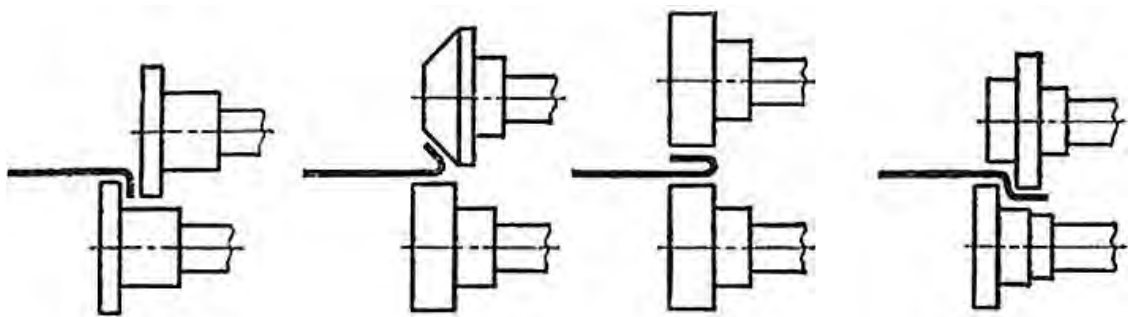


Рисунок 7.5 – Схемы гибки листа роликами разного профиля

Конструктивные особенности гибочных машин определены их технологическим назначением (гибка листового или сортового проката) и схемой гибки.

Механизмы регулировки имеют ручной или электрический привод. Специализированные машины снабжены программными устройствами или работают в полуавтоматическом цикле.

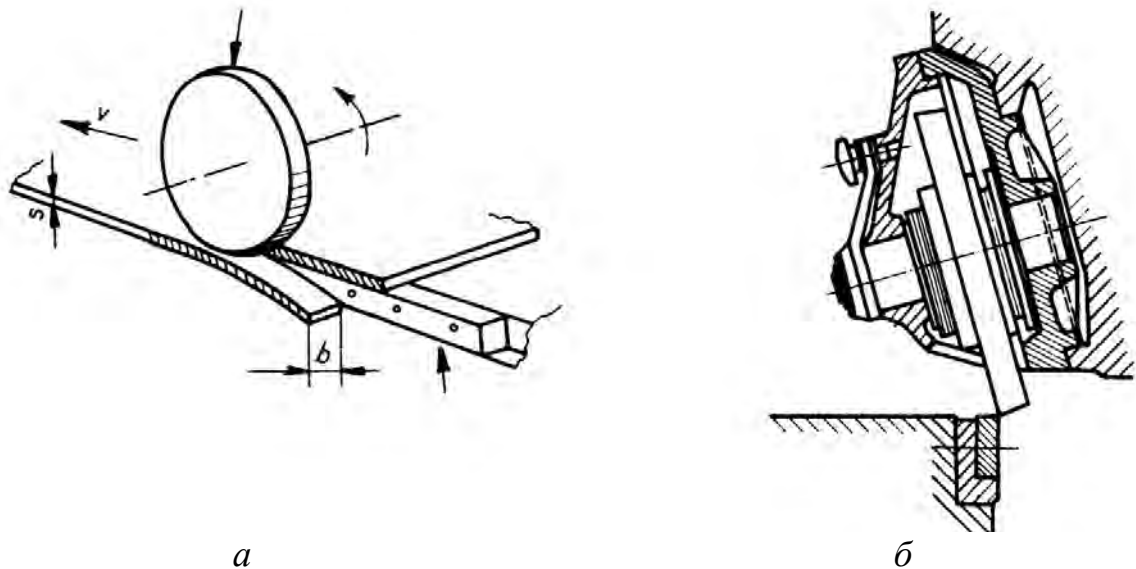
7.3 Дисковые ножницы

Дисковые ножницы характеризуется наличием дисковых ножей, при вращении которых осуществляется резка металла.

Дисковые ножницы применяют для продольной резки листового или рулонного материала на полосы, для обрезки кромок листов и рулонов, а также для резки по криволинейному контуру.

Дисковые ножницы подразделяют на однодисковые, двухдисковые и многодисковые.

Однодисковыми ножницами заготовку разрезают между вращающимся и поступательно движущимся режущим диском и режущей кромкой прямого ножа, неподвижно закрепленного на станине. На однодисковых ножницах кроме резки материала под прямым углом можно осуществлять резку под углом 30-35° с подготовкой кромки под сварку (рисунок 7.6).

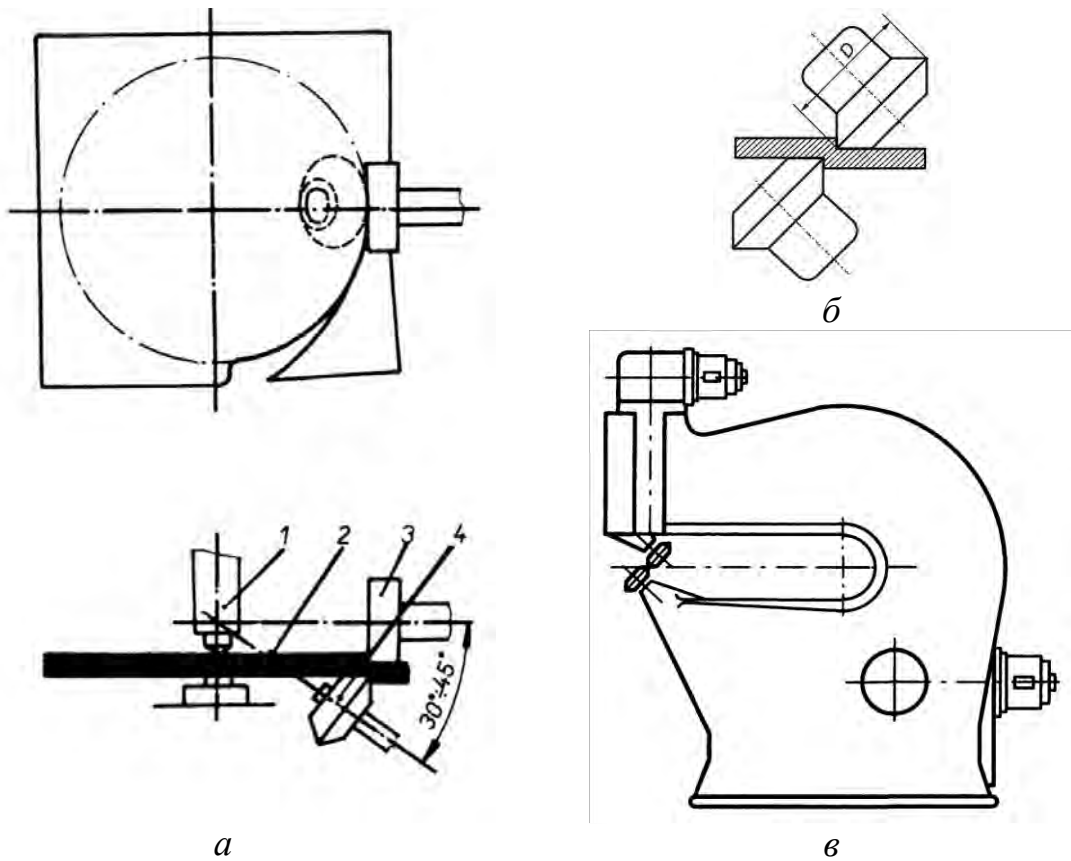


a – под прямым углом; *б* – с подготовкой кромки под сварку

Рисунок 7.6 – Схемы резки листа однодисковыми ножницами

Ножницы с двумя дисковыми ножами в зависимости от расположения их осей по отношению к заготовке обладают более широкими возможностями.

Двухдисковые ножницы подразделяют на три группы: с параллельным расположением ножей, с наклонным расположением нижнего ножа (рисунок 7.7, *a*) и с наклонными под углом 45° нижним и верхним ножами (рисунок 7.7, *б, в*). Наибольшее распространение получили ножницы с наклонным расположением нижнего и верхнего ножей.



а – с наклонным расположением нижнего ножа;
б – с наклонным расположением верхнего и нижнего ножей; *в* – станина

Рисунок 7.7 – Двухдисковые ножницы

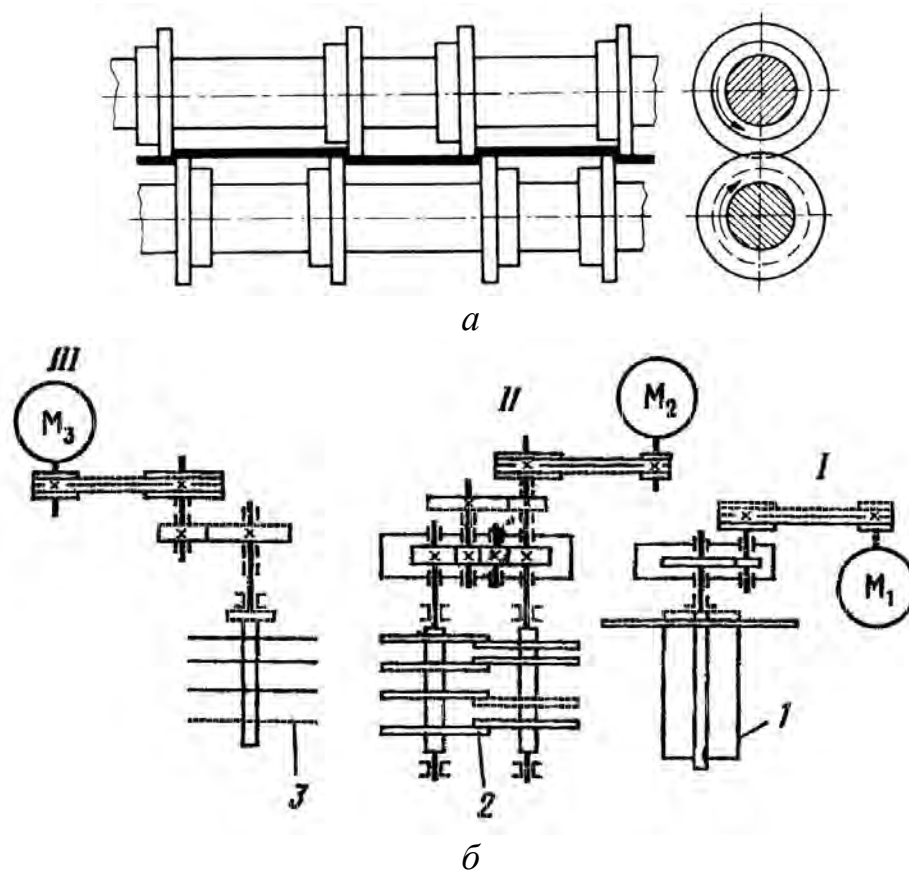
Станина дисковых ножниц двухстоечная открытого типа (рисунок 7.7, *в*). Ее отливают из серого чугуна или сваривают из листов стального проката. Привод состоит из электродвигателя, клиноременной передачи и редуктора и установлен между стойками станины. Для ножниц с наклонным расположением осей дисков в передаточном механизме применяют шарнирный шпиндель. Для выбора зазоров между верхним и нижним дисками при их износе предусмотрен механизм регулировки, позволяющий смещать диски в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Двухдисковые ножницы, оснащенные вместо ножей профильными роликами, могут быть использованы для отбортовки и гибки металла.

Многодисковые ножницы предназначены для продольной резки рулонного и режы – листового материала на полосы различной ширины (рисунок 7.8, *а*). Многодисковые ножницы включают разматывающее устройство *I*, собственно ножницы *II* и приемное устройство *III* с барабаном для намотки ленты (рисунок 7.8, *б*).

По принципу резки многодисковые ножницы подразделяют на ножницы с приводным резом и ножницы с тянущим резом. Ножницы с приводным резом имеют ограниченную скорость резки, не превышающую 60-80 м/мин, а разрезанные этим методом полосы обладают непрямолинейной кромкой. Ножницы с тянущим резом практически не имеют ограничений скорости резки, и в настоящее время их изготавливают со скоростью резки материала 250-300 м/мин.

Для первоначальной резки конца рулона на полосы ножницы также имеют привод с невысокой скоростью резки (до 30 м/мин).



a – схема резки; *б* – схема многодисковых ножниц
1 – барабан разматывающего устройства; 2 – дисковые ножи;
3 – приемные барабаны

Рисунок 7.8 – Многодисковые ножницы

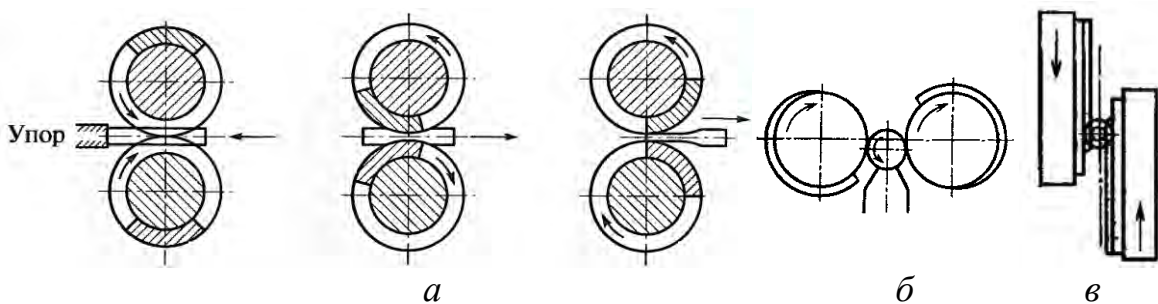
На барабан 1 разматывающего устройства *I*, имеющий привод от электродвигателя M_1 постоянного тока, устанавливают рулон ленты. Во время резки электродвигатель M_1 работает в тормозном режиме, обеспечивая дополнительное натяжение ленты. Лента режется дисковыми ножами 2, ножниц *II*, вращающимися за счет протаскивания через них ленты, а до заправки ленты в приемные барабаны 3 – от индивидуального электродвигателя M_2 переменного тока через клиноременную передачу и редуктор. Приводной электродвигатель M_2 ножей через некоторое время автоматически отключается, и из заправочного режима с приводным резом ножницы переходят в режим с тянущим резом. Намотку всех разрезанных лент производят одновременно на барабаны 3 приемного устройства *III*. Привод приемного устройства осуществляется от индивидуального электродвигателя M_3 постоянного тока с автоматической регулировкой частоты вращения, обеспечивающей постоянную скорость резки и натяжение ленты. Для разделения разрезанных рулонов на приемных барабанах предусмотрены разделительные диски.

7.4 Оборудование для вальцовки и накатки

Для вальцовки, накатки резьб, шлицев и зубьев шестерен, обкатки днищ, раскатки кольцевых заготовок и т.п. широко применяются специализированное КШО.

7.4.1 Ковочные вальцы

Принцип действия вальцовки заключается в получении заготовок с переменным профилем по длине при поступательном движении между вращающимся в противоположные стороны секторным инструментом (продольная вальцовка) или в получении ступенчатых заготовок при вращении между парными клиновыми цилиндрическими или плоскими инструментами (поперечно-клиновья вальцовка) (рисунок 7.9).



а – продольная; *б* – поперечно-клиновья вращающимся инструментом;
в – поперечно-клиновья плоским инструментом

Рисунок 7.9 – Схемы вальцовки

Различают четыре основных технологических процесса вальцовки заготовок на ковочных вальцах:

- 1) многоручьевая вальцовка для последующей штамповки на молотах, горячештамповочных кривошипных прессах (заготовки шатунов, коленчатых валов двигателей, рычагов и т.п.);
- 2) многоручьевая вальцовка точных заготовок без заусенцев (заготовки сверл, оттяжка носков и хвостовиков напильников и т.п.);
- 3) штамповка (как правило, одноручьевая) точных заготовок с образованием заусенца (гаечные ключи, звенья цепей скребковых транспортеров и т.п.);
- 4) поперечно-клиновья вальцовка за один проход точных заготовок типа тел вращения: шаровых пальцев, заготовок под гаечные ключи (под последующую штамповку и т.п.).

По конструкции ковочных вальцов для выполнения этих процессов подразделяют на три основных типа (рисунок 7.10): 1) закрытые (двухопорные), 2) консольные и 3) вальцы для поперечно-клиновья вальцовки. В комбинированных вальцах применяют сочетание закрытой клетки и консольного расположения валков. В многоклетьевых конструкциях используют последовательно несколько вальцов.

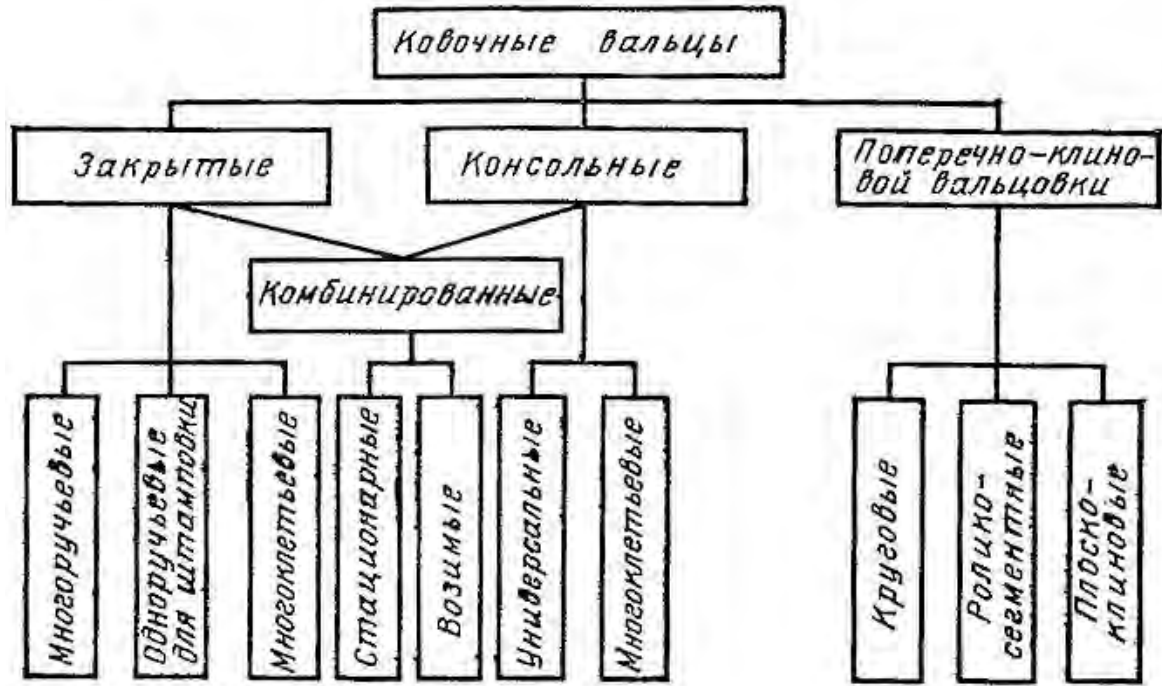


Рисунок 7.10 – Классификация ковочных вальцов

Наиболее широкое применение во многих отраслях промышленности нашел первый процесс, хотя остальные также широко используются в промышленности.

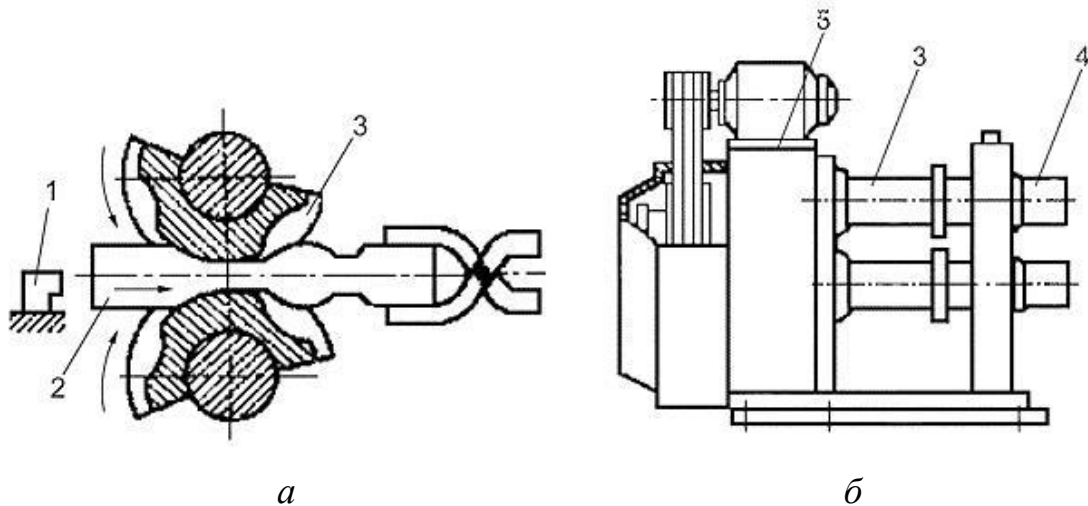
Применение ковочных вальцов для заготовительных операции позволяет примерно на 8 % в среднем сократить расход металла по сравнению со штамповкой на молотах. Точная вальцовка заготовок режущего инструмента обеспечивает до 30-50 % экономии быстрорежущей стали по сравнению с процессом фрезерования.

Применение поперечно-клиновой вальцовки, особенно в сочетании с последующей горячей штамповкой обеспечивает снижение себестоимости в среднем на 20-50 %, экономию материала на 20-60 % и повышение производительности до 400 % по сравнению с обработкой резанием.

Закрытые ковочные вальцы, в которых рабочий инструмент установлен между двумя опорами, могут быть использованы для точных по допускам работ, так как благодаря достаточной жесткости валков почти отсутствует изгиб в их средних сечениях. Стандартизованы параметры закрытых ковочных вальцов с межосевым расстоянием валов 160-1000 мм и номинальным усилием вальцовки от 160 кН до 3150 кН. Вальцы этого типа иногда снабжаются прессом, который используется либо в качестве ножниц для мерной обрезки заготовки после вальцовки в последнем ручье, либо для правки деталей после каждого из проходов вальцовки. К недостаткам закрытых ковочных вальцов следует отнести некоторую сложность смены инструмента (штампов-сегментов) поэтому их применение оправдано только при точной вальцовке деталей в крупносерийном и массовом производствах.

Консольные ковочные вальцы предназначены для получения заготовок под последующую штамповку на КГШП, молотах и винтовых прессах. Данный тип вальцов получил наибольшее распространение. Вальцовка на консольных вальцах осуществляется за один, два или три перехода. Консольные вальцы выполняют одноклетьевыми (универсальный тип) и многоклетьевыми (от двух до девяти клеток). Двух и более клетьевые ковочные вальцы применяют при непрерывной автоматической вальцовке. Стандартизованы параметры одноклетьевых ковочных вальцов с межосевым расстоянием 160-400 мм и с номинальным усилием от 200 кН до 1000 кН.

Комбинированные ковочные вальцы – однооборотный прокатный стан, на рабочих валках 3 которого установлены секторные штампы с вырезанными ручьями (рисунок 7.11, *а*). В исходном положении штампы повернуты друг к другу так, что зазор между ними наибольший. Нагретая заготовка 2 свободно подается до упора 1, после чего валки 3 со штампами делают один оборот и останавливаются. При вращении переменные радиусы штампов по-разному обжимают различные участки заготовки. В результате на заготовке образуются участки с разными площадями поперечного сечения.



а – схема вальцовки; *б* – комбинированные вальцы
1 – упор; 2 – заготовка; 3 – рабочие валки со штампами;
4 – консольные концы; 5 – станина с приводом

Рисунок 7.11 – Ковочные вальцы для продольной вальцовки

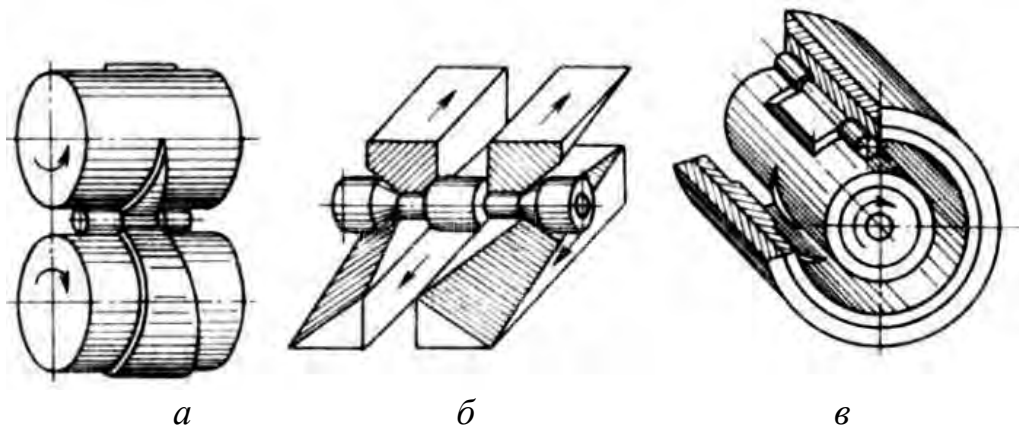
Комбинированные ковочные вальцы (рисунок 7.11, *б*) обладают достоинством закрытых и консольных ковочных вальцов. Они имеют подшипниковые опоры на обоих концах рабочих валков 3 и открытые консольные концы 4, выходящие за габариты станины 5 с приводом. Консольные части этих вальцов могут быть использованы также для привода вспомогательных механизмов (ножниц для отрезки участков отштампованных деталей, пресса для правки плоских заготовок, или же для установки привода механизации подачи), что делает их незаменимыми при мелкосерийном и часто переналаживаемом производствах.

Сущность поперечно-клиновой вальцовки состоит в обжатии заготовки клиновыми выступами за один оборот валков. Уменьшение диаметра обжимае-

мой выступами части заготовки сопровождается ростом длины заготовки или утолщением участков заготовки, примыкающих к обжимаемому. Применение поперечно-клиновой вальцовки взамен резания сокращает расход металла, повышает производительность труда и долговечность деталей, обеспечивает точность размеров по 12 квалитету. Валково-сегментные станы поперечно-клиновой вальцовки отличаются высокой производительностью, позволяют легко автоматизировать загрузку и выгрузку. Известны трехвалковые станы для поперечно-винтовой периодической прокатки деталей диаметром 12-220 мм, эффективные для изготовления деталей типа полуосей автомобилей и тракторов, отличающиеся небольшими усилиями, недорогой оснасткой, высокой производительностью и качеством деталей.

Вальцы для поперечно-клиновой вальцовки применяют для получения точных деталей (а также под последующую штамповку) с вытянутой осью с различными ступенчатыми поверхностями вращения (цилиндр, шар, конус). Процесс обработки на этих вальцах характеризуется вращением обрабатываемой заготовки в процессе формообразования.

В настоящее время применяют три вида машин для поперечно-клиновой вальцовки: двухвалковые вальцы с вращающимися инструментами (рисунок 7.12, *а*), плоско-клиновые вальцы с возвратно-поступательно перемещающимися плоскими инструментами (рисунок 7.12, *б*) и сегментные вальцы (рисунок 7.12, *в*). Каждый из указанных процессов вальцовки и конструкций валцов имеет свои преимущества и недостатки, однако вальцы всех трех видов обладают равными технологическими возможностями.



а – двухвалковые вальцы с вращающимися инструментами;
б – плоско-клиновые вальцы с возвратно-поступательно перемещающимися плоскими инструментами; *в* – сегментные вальцы

Рисунок 7.12 – Схемы поперечно-клиновой вальцовки

Следует отметить, что номинальное распорное усилие для изготовления одних и тех же деталей будет меньше в двухвалковых вальцах и наибольшим в сегментных вальцах.

Вальцы всех видов снабжаются автоматическими подачами и индукционными нагревательными устройствами. Всех виды валцов работают на штуч-

ных заготовках, а вальцы первого типа, могут работать также на прутке (отделение обработанной заготовки от прутка осуществляется в конце вальцовки ножевым инструментом).

Инструмент может выполняться как цельным, так и составным в зависимости от его сложности. Инструмент состоит из направляющего, рабочего и калибрующего участков. Профиль калибрующего участка инструмента соответствует профилю готовой детали. За один оборот (или ход) инструмента получается одна или несколько готовых деталей или заготовок под последующую штамповку.

Диаметр исходной заготовки выбирают таким образом, чтобы после вальцовки он равнялся наибольшему диаметру полученной детали. При вальцовке стальных деталей или заготовок под последующую штамповку возможно уменьшение поперечного сечения до 50 % без ухудшения структуры вальцуемого металла.

7.4.2 Оборудование для накатывания резьбы, шлицев и зубьев шестерен

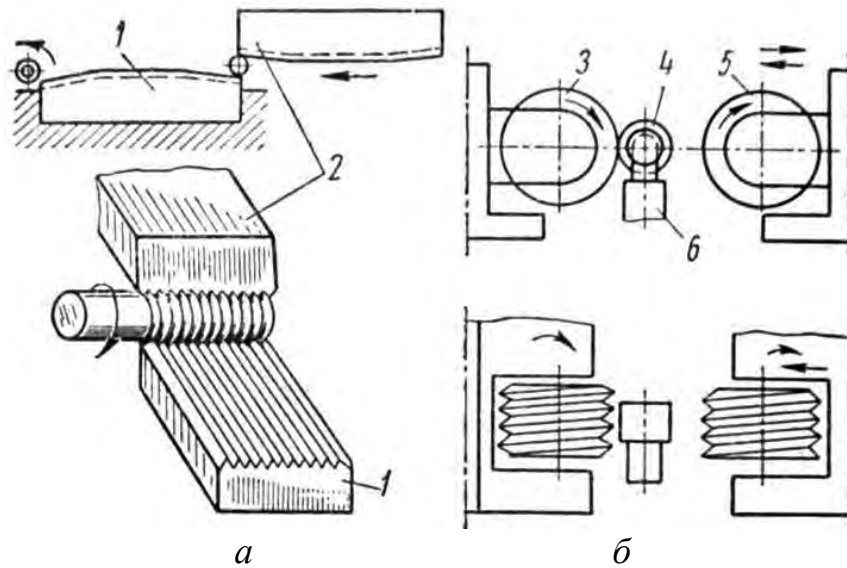
Сущность метода накатывания заключается в том, что поверхность вращения заготовки обжимается более твердыми накатывающими инструментами и на ней в результате пластической деформации материала остается отпечаток, создаваемый рабочей частью инструмента при соответствующей кинематической связи его с заготовкой.

Образование резьбы накатыванием имеет ряд преимуществ по сравнению с изготовлением резанием. При обычном нарезании резьбы волокна материала перерезаются, а при накатывании они изгибаются, располагаясь вдоль профиля резьбы. Предел прочности на срез накатанной резьбы на 25-40 % выше нарезанной резцом.

Резьбу накатывают на специальных резьбонакатных станках плоскими плашками, круглыми роликами и резьбонакатными головками, находящимися в кинематической связи с заготовкой (рисунок 7.13). Наиболее распространена более производительная схема накатывания резьбы двумя роликами с радиальной подачей (рисунок 7.13, б).

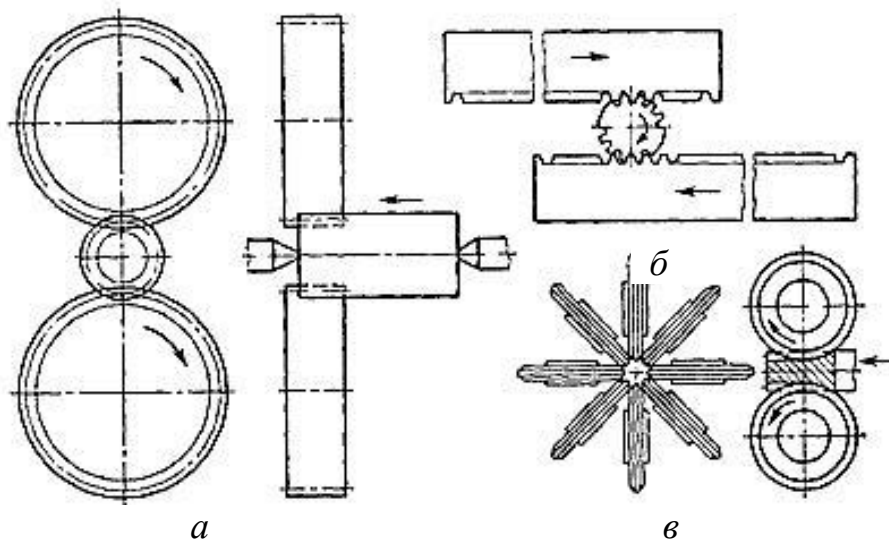
Для получения правильной по профилю и размерам резьбы ролики должны быть установлены по отношению друг к другу в осевом направлении строго в определенном положении. При накатывании однозаходной резьбы или многозаходной резьбы с нечетным числом заходов вершины витков резьбы одного ролика должна располагаться напротив впадин резьбы второго ролика, а при обработке многозаходной резьбы с четным числом заходов вершины витков резьбы обоих роликов должны располагаться друг против друга.

Чтобы создать внутреннюю резьбу, в отверстие вводится раскатная головка с тремя резьбовыми роликами, расположенными между собой под углом 120°.



а – плоскими плашками; круглыми роликами
 1, 2 – плашки; 3 – ролики; 4 – заготовка; 5 – подставка
Рисунок 7.13 – Схемы накатывания резьбы

Большие перспективы имеет накатывание шлицев, при котором шлицы образуются пластическим деформированием без снятия стружки. Накатка выполняется роликами, рейками и многороликовыми профильными головками (рисунок 7.14).



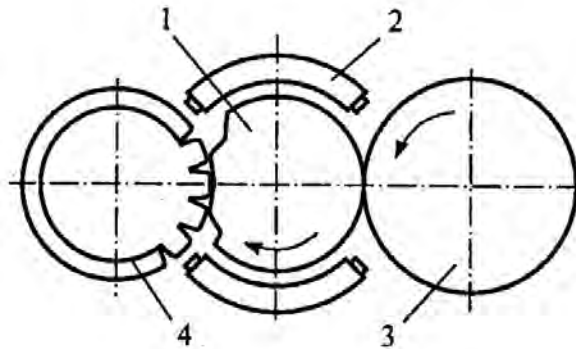
а – круглыми роликами, б – рейками; в – многороликовой головкой.

Рисунок 7.14 – Схемы накатывания шлицев

Уплотнение слоя металла при накатывании повышает прочность шлицевых валов. Накатанные шлицы при скручивании на 10-20 % прочнее шлицев, полученных фрезерованием. В ряде случаев холодное накатывание позволяет избежать термической обработки валов и дальнейшей механической обработки шлицев. Холодным накатыванием двумя (рисунок 7.14, а) или тремя роликами

в основном получают эвольвентные шлицы с модулем до 2,5 мм, так как для прямобочных шлицев значительно усложняется профиль рабочих поверхностей накатных роликов. Накатывание шлицев рейками (рисунок 7.14, б) за один рабочий ход на всю длину производительнее, чем накатывание роликами, но вследствие возникающих больших сил, оно не рекомендуется для накатывания шлицев длиной более 80-100 мм. Многороликовой головкой (рисунок 7.14, в) можно накатывать и прямобочные шлицы, если их число не превышает 16-18, т.к. при большем числе шлицев невозможно разместить ролики в головке. В зависимости от длины шлицев производительность при накатывании примерно в 10 раз выше, чем производительность при шлицефрезеровании. Предпочтительнее накатывать валы с большим числом шлицев (не менее 18), так как в этом случае процесс протекает более плавно.

Накатывание зубьев используют как основную операцию при обработке зубчатого венца мелкомодульных шестерен и как финишную при производстве шестерен с большим модулем (более 5 мм). Процесс осуществляют на специальном накатном стане (рисунок 7.15). Заготовка 1 нагревается током высокой частоты с помощью дуговых индукторов 2. Зубчатый валок 4 получает принудительное вращение и радиальное перемещение, благодаря чему он постепенно деформирует заготовку 1, образуя на ней зубья. Ролик 3, свободно вращаясь на валу, обкатывает зубья по наружной поверхности.



1 – заготовка; 2 – дуговой индуктор; 3 – ролик; 4 – зубчатый валок

Рисунок 7.15 – Схема накатывания зубчатых венцов

7.5 Оборудование для ротационного выдавливания, обкатки и раскатки

7.5.1 Оборудование для ротационного выдавливания

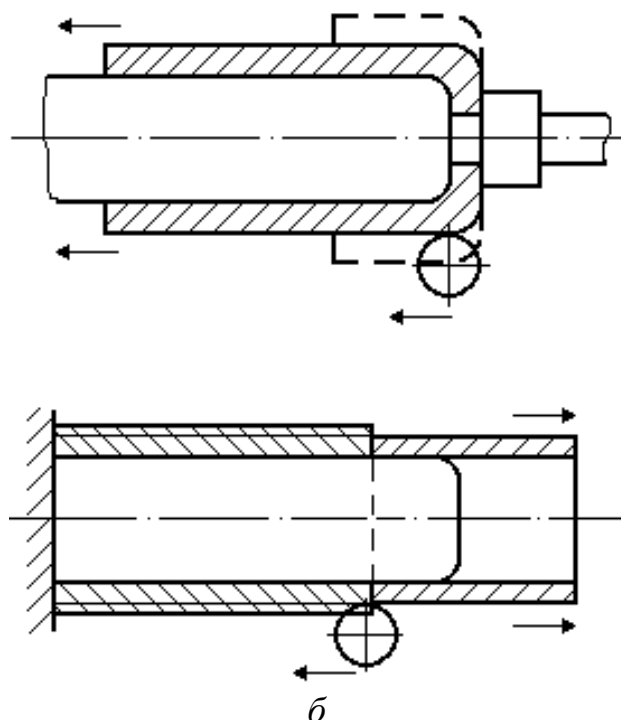
Ротационное выдавливание (ротационная вытяжка, ротационная раскатка) – способ изготовления полых тел вращения из листовых или полых заготовок (труб), оболочек путём протяжки на специальных давяльно-раскатных станках. Ротационной вытяжкой получают детали высокой точности криволинейной, конической или цилиндрической формы. Способ также применяется для изготовления тонкостенных холоднокатаных труб.

На современных станках ротационной вытяжки можно вести раскатку одним, двумя или тремя роликами. Наличие растягивающих сил в отформованном участке заготовки в продолжение всего процесса вытяжки и то, что отформованная часть заготовки всё время находится на оправке, уменьшает возможность продольного изгиба детали даже при наличии небольшого биения оправки или небольшой разностенности заготовки.

Различают два основных способа ротационного выдавливания:

1) прямой, при котором направление течения материала совпадает с направлением перемещения ролика (рисунок 7.16, *а*);

2) обратный, при котором направление течения материала противоположно направлению перемещения ролика (рисунок 7.16, *б*).

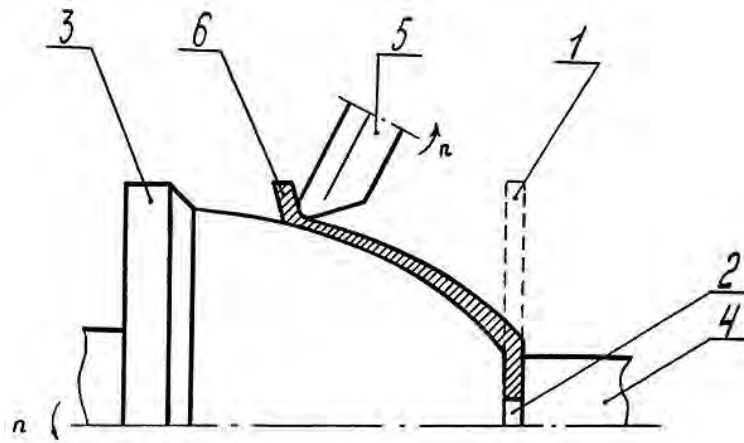


а – прямое; *б* – обратное

Рисунок 7.16 – Способы ротационного выдавливания

Ротационное выдавливание производится из заготовки, закреплённой на вращающейся оправке, роликами, которые перемещаются вдоль образующей оправки с необходимым заданным зазором (рисунок 7.17). При соприкосновении роликов с заготовкой в месте их контакта возникает большое удельное давление, под действием которого металл заготовки пластически течёт в зазор между роликом и оправкой, образуя деталь. Внутренняя поверхность детали принимает форму наружной поверхности оправки, а наружный контур детали повторяет траекторию перемещения рабочей кромки ролика.

Процесс ротационного выдавливания может быть подразделён на обработку без утонения и с утонением.



1 – исходное положение заготовки; 2 – центрирующий штифт;
3 – оправка; 4 – прижим; 5 – давящий ролик; 6 – деталь

Рисунок 7.17 – Схема ротационного выдавливания криволинейной поверхности

При выдавливании без утонения за несколько последовательных проходов инструмента толщина стенки не меняется или же незначительно уменьшается. При обработке с утонением наружный диаметр заготовки (или внутренний диаметр труб) и получаемой детали сохраняется неизменным, а толщина стенки более или менее значительно уменьшается; благодаря этому увеличивается длина получаемой детали вдоль оси вращения.

В качестве инструмента для ротационного выдавливания применяют ролики различной формы. Ролики изготавливают из высококачественной инструментальной стали марок ХВГ, У8, У10, термически обработанной до твердости 62...64 HRC. При давяльно-обкатной обработке выделяется значительное количество тепла. Хотя некоторое количество тепла отводится охлаждающей жидкостью, всё же ролики должны быть стойкими к повышенным температурам.

На давяльно-раскатных станках успешно обрабатывают многие детали, изготовлявшиеся ранее резанием, ковкой и штамповкой, глубокой вытяжкой. При обработке предварительно нагретых заготовок диаметры деталей достигают до 7 м, а толщина заготовок до 30 мм и выше.

Для ротационного выдавливания пригодны многие чёрные и цветные металлы, имеющие малое сопротивление деформированию, высокую пластичность, низкий предел текучести.

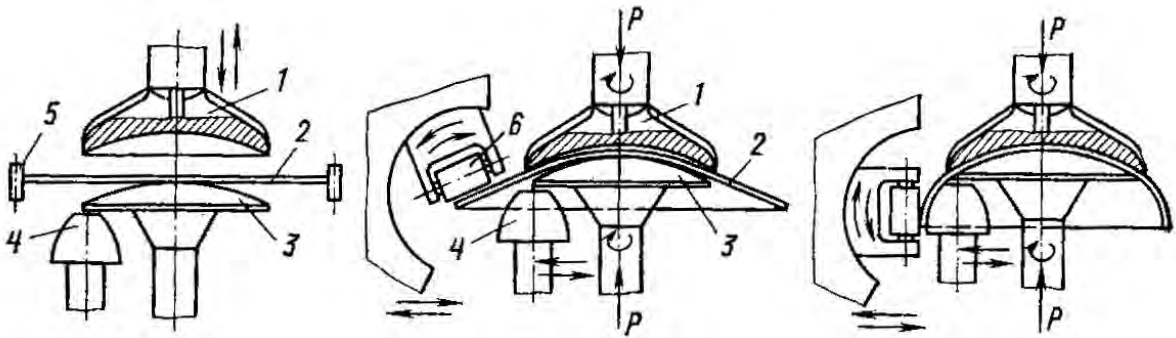
В настоящее время производятся давяльно-раскатные станки с программным управлением, работа на которых полностью автоматизирована.

7.5.2 Оборудование для ротационной обкатки днищ

В мелкосерийном производстве крупногабаритных толстостенных днищ получил распространение способ горячей обкатки на специальных фланжировочных машинах. Эти машины примерно в 2,5 раза легче гидравлического пресса для штамповки аналогичных изделий. Технологическая оснастка для об-

катки днищ значительно дешевле и имеет меньшие размеры, срок ее службы в 5-6 раз больше, чем штамповой. Причем одну и ту же оснастку можно использовать для обкатки днищ одного диаметра независимо от толщины и марки стали.

Формование днища на фланжировочной машине выполняют в следующей последовательности (рисунок 7.18). Нагретую до необходимой температуры заготовку 2 устанавливают при помощи центрирующего приспособления 5 на выпуклой поверхности оправки 3 (рисунок 7.18, а). Прижимом 1 с вогнутой поверхностью прижимают заготовку к выпуклой поверхности оправки 3, в результате чего формируется центральная часть днища (рисунок 7.18, б). Затем прижим 4 и оправка 3 с зажатой между ними заготовкой 2 приводят во вращение и с помощью давящего ролика 6 проводят обкатку. Кромки днища обкатывают и калибруют давящим роликом 6 и опорным роликом 4 (рисунок 7.18, в).



1 – прижим; 2 – заготовка; 3 – нижняя оправка; 4 – опорный ролик;
5 – центрирующее приспособление; 6 – давящий ролик

Рисунок 7.18 – Схема обкатки днища

На подобных машинах изготавливают днища диаметром до 6 м. Заготовки толщиной до 50 мм обрабатывают в холодную, а толщиной до 200 мм – в горячую.

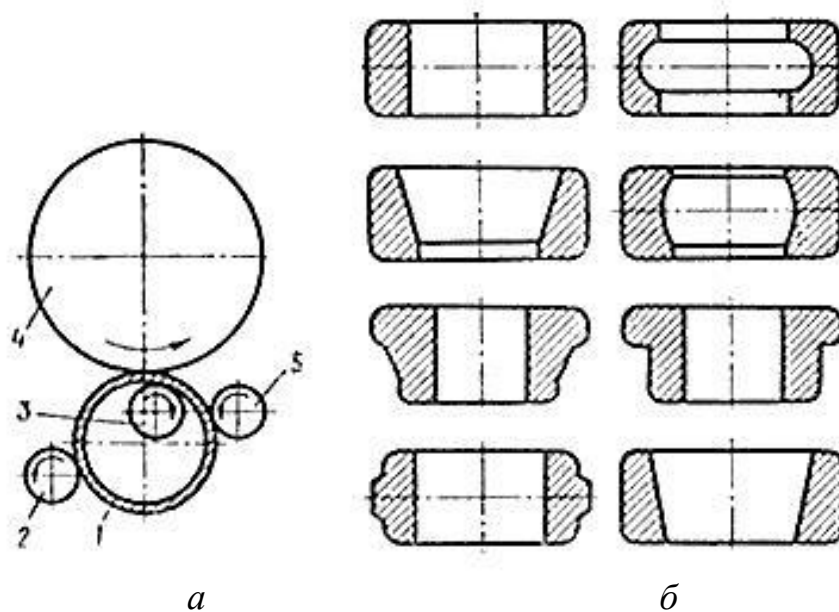
Оправки, на которых производят обкатку, обычно изготавливают сварными и для большей жесткости снабжают ребрами. При крупносерийном производстве днища лучше выполнять штамповкой на мощных гидравлических прессах двойного действия. Производительность при изготовлении днищ обкаткой в среднем в 3 раза меньше, чем при изготовлении их штамповкой на прессах, а точность ниже.

7.5.3 Станы для раскатки колец и колесопрокатные станы

Раскатка колец относится к процессам, в которых заготовка деформируется по частям, что ведет к уменьшению необходимого усилия и сил трения. При раскатке происходит как бы бесконечная прокатка с обжатием сечения кольца, при этом увеличиваются его наружный и внутренний диаметры.

В качестве заготовок под раскатку используют шайбы, вырубленные на прессах из толстого листа, или кольца, полученные путем осадки и прошивки заготовок из круглого проката.

Различают открытую и закрытую, радиальную и торцевую раскатку. При открытой радиальной раскатке (рисунок 7.19, *а*) нагретую заготовку 1 устанавливают на внутренний (неприводной) валок 3. Верхний валок 4 большого диаметра является приводным и может перемещаться во время работы по вертикали, осуществляя захват заготовки 1 и ее обжатие. Направляющий валок 5 не позволяет кольцу перекашиваться при раскатке. Контрольный валок 2 фиксирует окончание технологической операции раскатки и выдает сигнал на прекращение обжатия заготовки, когда ее диаметр достигает необходимой величины.



а – схема раскатки; *б* – формы колец
1 – заготовка; 2 – контрольный валок; 3 – внутренний валок;
4 – нажимной валок; 5 – направляющий валок

Рисунок 7.19 – Раскатка колец

Горячая раскатка позволяет получить кольца с направленным концентрично отверстию волокном, что крайне важно для колец подшипников качения, т.к. значительно увеличивает их долговечность.

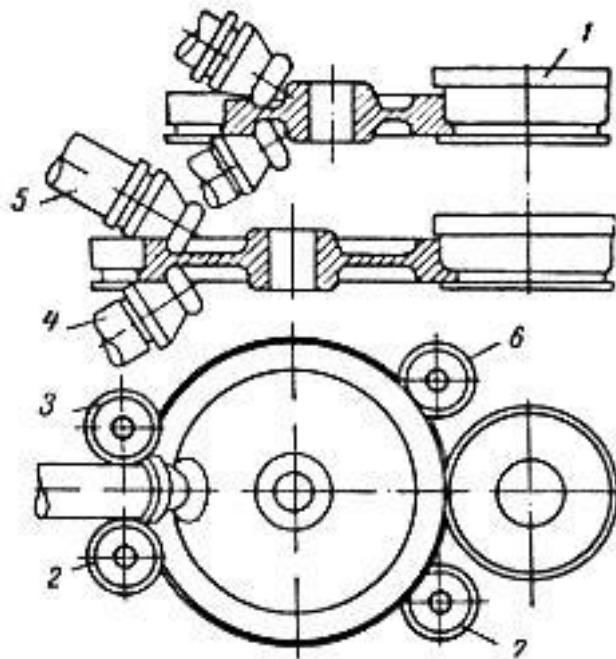
Раскаткой получают кольца с поперечными сечениями различной формы (рисунок 7.19, *б*) наружным диаметром 70-1600 мм и шириной 20-180 мм. Производительность станов для раскатки колец составляет 4000-12000 изделий в смену. Окружная скорость раскатки – 3-5 м/с.

В тех случаях, когда необходимо получать заготовки колец с высокоточным наружным диаметром или шириной, последние ограничиваются обоймой и раскатка называется закрытой. Торцевая раскатка служит для образования буртов на кольцах, создания на торце колец фасонного рельефа и получения дета-

лей типа тонкого диска. При торцевой раскатке наружный бурт образуется путем осадки торца вращающейся в заготовки в обойме.

Применение холодной торцевой раскатки позволяет получать детали с точностью размеров по 8-11 квалитетам с параметром шероховатости $Ra = 0,32-0,63$ мкм, сокращать расход металла на 30 % и трудоемкость на 20 % по сравнению с получением колец обработкой резанием.

Производство колес для железнодорожного транспорта представляет собой комбинированный процесс обработки металла давлением, состоящий изковки и прокатки. Последовательность операций изготовления цельнокатаных колес в колесопрокатных цехах следующая: 1) резка слитков на заготовки; 2) нагрев заготовки; 3) осадка, прошивка и формовка колесной заготовки на прессах; 4) прокатка на колесопрокатном стане; 5) выгибка и калибровка колес на прессе; 6) термическая обработка готовых колес. Колесопрокатный стан (рисунок 7.20) имеет семь валков, из которых валок 1 является коренным (приводным), валки 2 и 3 – нажимными. Эти валки служат для обработки рабочей поверхности колеса. Обработка внутренней и торцевой поверхностей обода производится валками 4 и 5. Валки 6 и 7 являются направляющими. После прокатки колеса поступают на гидравлический пресс, где производится выгибка диска колеса и калибровка обода.



1 – приводной валок; 2, 3 – нажимные валки; 4, 5 – наклонные валки;
6, 7 – направляющие валки

Рисунок 7.20 – Схема колесопрокатного стана

7.5.4 Ротационно-ковочные и радиально-обжимные машины

Шпиндельные ротационные машины по принципу действия и конструкции значительно отличаются от валковых. Принцип действия шпиндельных ротационных машин заключается в том, что поковка, помещенная между несколь-

кими бойками (гладкими или фигурными), подвергается многократным обжатиям в радиальном направлении, благодаря чему могут быть получены детали типа ступенчатых сплошных или полых валов и втулок (рисунок 7.21). Рабочие органы шпиндельных ротационных машин – это бойки, которые в процессе вращения шпинделя или обоймы совершают поступательное движение перпендикулярно оси шпинделя и наносят удары по заготовке.

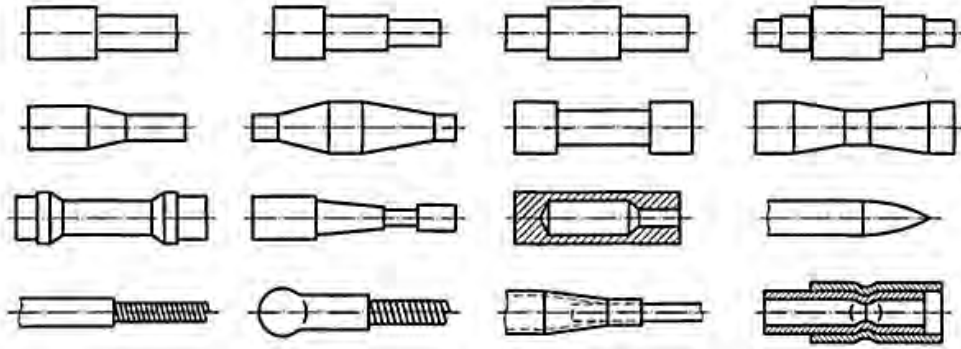
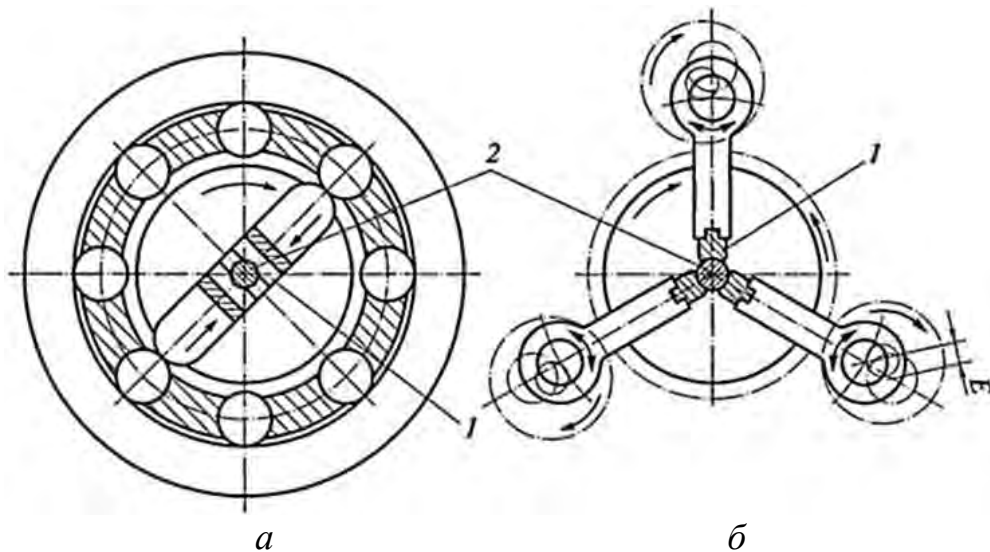


Рисунок 7.21 - Типовые формы поковок

Шпиндельные ротационные машины делятся на ротационно-ковочные и радиально-обжимные (рисунок 7.22).



a – ротационно-ковочная; *б* – радиально-обжимная

1 – боек; 2 – заготовка; *E* – регулируемый эксцентриситет

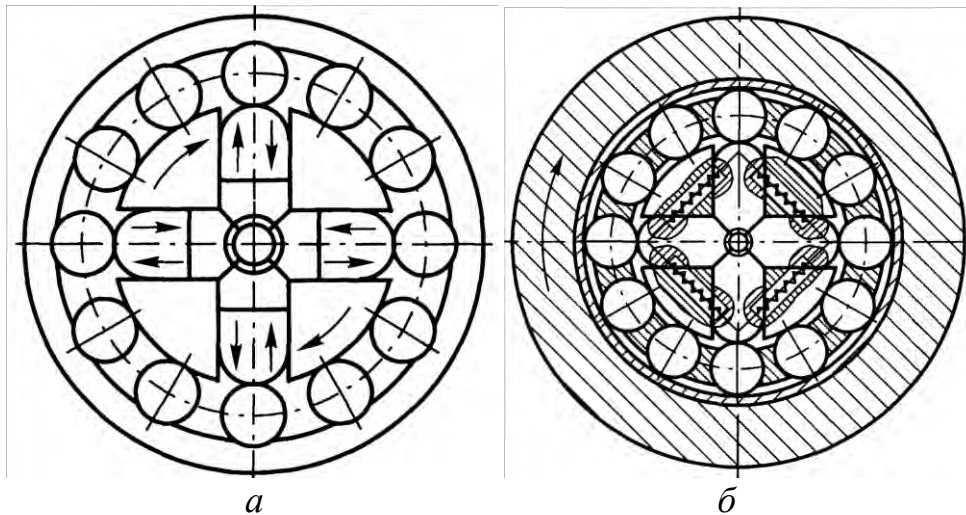
Рисунок 7.22 – Схемы шпиндельных ротационных машин

В ротационно-ковочных машинах при вращении шпинделя бойки при набегании на ролики движутся к центру и производят деформирование заготовки. Существенные отличия радиально-обжимных машин от ротационно-ковочных – отсутствие вращения инструмента вокруг оси заготовки и наличие жесткой кинематической связи между эксцентриковым валом, шатуном и бойком.

Ротационно-ковочные машины позволяют изготавливать изделия высокой точности и качества поверхности, с осевым отверстием и без отверстий, переменного и постоянного сечения по длине. Эти машины применяют для производства стволов нарезного оружия – автоматов, винтовок и т.п.

Принцип действия ротационно-ковочной машины основан на преобразовании вращательного движения передаточного механизма в возвратно-поступательное движение рабочих органов (бойков) с использованием кулачковых механизмов. Изменение скорости движения рабочих органов задано профилем кулачков, следовательно, скорость ползунов в процессе рабочего хода – заданная величина.

Ковка на ротационно-ковочной машине может осуществляться 1) при вращающемся шпинделе и неподвижной обойме (рисунок 7.23, *а*); 2) при неподвижном шпинделе и вращающейся обойме (рисунок 7.23, *б*); 3) при вращающихся шпинделе и обойме.



а – с вращающимся шпинделем; *б* – с вращающейся обоймой
Рисунок 7.23 – Схемы ротационно-ковочных машин

У ротационно-ковочных машин с вращающимся шпинделем обойма неподвижна, в нее запрессованы ролики, на которые набегают бойки нужной конфигурации, деформирующие поковку при движении к центру. Разводятся бойки центробежными силами при вращении шпинделя. Для получения поковок круглого профиля заготовку необходимо фиксировать от проворота, для получения граненых поковок заготовка должна вращаться со скоростью вращения шпинделя или совершать реверсивное вращение.

В ротационно-ковочной машине с вращающейся обоймой рабочие органы совершают только возвратно-поступательное движение. Отсутствие вращения шпинделя позволяет обрабатывать на этих машинах изделия с произвольной формой поперечного сечения.

На ротационно-ковочных машинах с вращающейся обоймой удобно изготавливать изделия квадратного, треугольного и прямоугольного поперечных сечений (в зависимости от количества бойков). Однако это преимущество связано с большим усложнением конструкции: для возвращения бойков в исходное по-

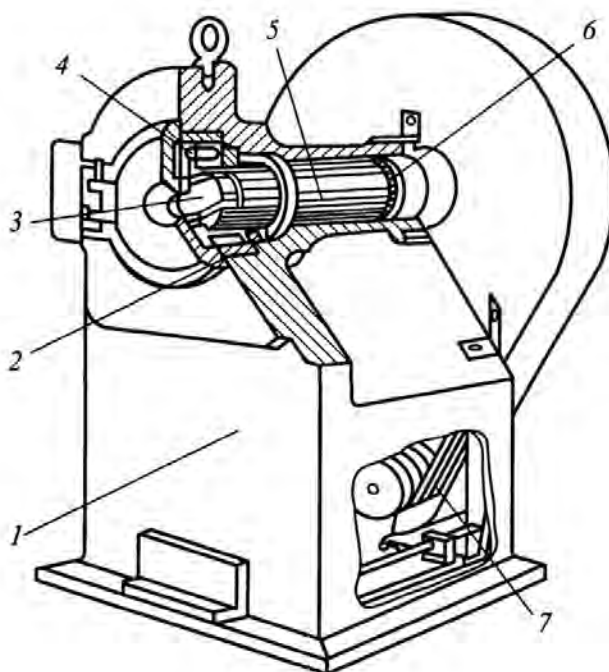
ложение в таких машинах нужно устанавливать пружины. Можно получать и круглый профиль, но заготовку надо поворачивать.

Степень обжатия при ковке на ротационно-ковочных машинах можно регулировать, если обойма с конической внутренней поверхностью перемещается вдоль оси при неподвижном шпинделе и роликах. В результате ползуны машины отводятся от оси шпинделя или подводятся к ней.

Шум, производимый ротационно-ковочными машинами при работе, препятствует их широкому распространению. Причина шума – в соударении бойков с роликами обоймы.

Ротационно-обжимные машины выпускают только горизонтальными, т.е. с горизонтальным направлением подачи заготовки. Они предназначены для обработки прутков диаметром до 110 мм и труб – до 200 мм

Типовая конструкция ротационно-ковочной машины с вращающимся шпинделем приведена на рисунке 7.24. На задней стороне ее станины 1 установлен электродвигатель. Клиноременной передачей 7 движение от него передается на маховик, закрепленный на шпинделе 5, который вращается в подшипниках 6. В пазах шпинделя размещены ползуны 3. Ролики 4 с сепаратором установлены в неподвижной обойме 2, закрепленной в станине.



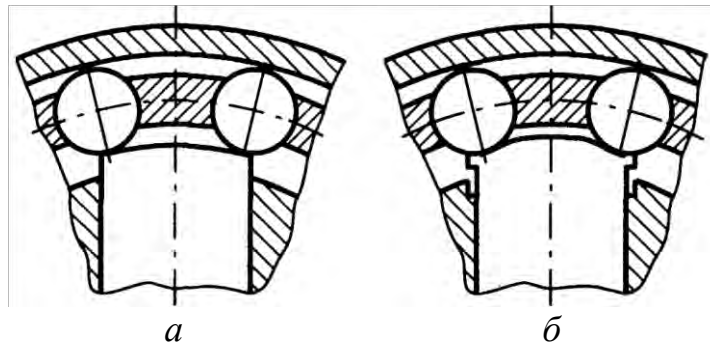
1 – станина; 2 – неподвижная обойма; 3 – ползун; 4 – ролик;
5 – шпиндель; 6 – подшипник; 7 – клиноременная передача

Рисунок 7.24 – Схема ротационно-ковочной машины с вращающимся шпинделем

Шпиндель машины изготавливают пустотелым (цельным или сборным), что позволяет подавать через него обрабатываемые изделия. Подшипники шпинделя – это подшипники качения; но иногда применяют также подшипники скольжения. Осевые силы воспринимает упорный подшипник. У большинства ротационно-ковочных машин шпиндель имеет один паз, в котором расположена

пара бойков. При наличии двух взаимно перпендикулярных пазов устанавливают две пары бойков. Возврат бойков производится под действием пружин, встроенных внутри шпинделя. Головку шпинделя охватывает сепаратор с роликами. Сепараторы изготавливают цельными. Составные сепараторы создают большой шум при работе. В ротационно-ковочных машинах без сепараторов предусматривают шайбы для удерживания роликов от выпадения. Ролики в большинстве случаев сплошные, но могут быть и полые. Поверхности бойков, контактирующие с роликами в процессе работы, выполняют с различным профилем. Обязательное требование к этим поверхностям – уменьшение удара в начальный момент, что способствует снижению шума.

В современных конструкциях ротационно-ковочных машин ширину бойков предусматривают равной или несколько большей расстояния между осями соседних роликов (рисунок 7.25, *а*). В этом случае при вращении шпинделя контакт между бойком и роликом не нарушается, что также приводит к уменьшению шума. Контактующая поверхность бойков, выполненная по синусоиде (рисунок 7.25, *б*), исключает резкое изменение ускорений бойков. Точность обработки контактирующей поверхности бойков должна быть настолько высокой, чтобы исключить нарушение контакта с роликом. Смазывание головки машины уменьшает износ, обеспечивает охлаждение и, что очень важно, снижает шум при работе.



а – цилиндрическая; *б* – синусоидальная

Рисунок 7.25 – Контактные поверхности ползуна

Головки делают сменными с двумя, тремя, четырьмя и шестью ползунами, что повышает универсальность их применения и позволяет обрабатывать изделия с разнообразной формой поперечного сечения.

Ротационно-ковочные машины с одновременным вращением шпинделя и обоймы широкого распространения не получили, хотя конструкции их узлов аналогичны рассмотренным.

Ротационно-ковочные машины всех типов оборудуют механизмами подачи заготовок. Привод этих механизмов может быть ручным, механическим или гидравлическим. В подающих механизмах предусмотрены упругие элементы, позволяющие заготовке проворачиваться и останавливаться в момент обжатия при непрерывном движении обрабатываемого инструмента.

В конструкциях ротационно-ковочных машин предусматривают комбинированную систему смазывания: подшипники шпинделя смазывают при помощи

шариковой масленки, а ролики, ползуны и бойки – жидкими смазочными материалами. Шестеренный насос нагнетает масло по трубе в обойму, откуда оно, заполняя все зазоры, стекает в сливной бак. В баке масло фильтруется и вновь нагнетается насосом.

Радиально-обжимные машины применяют при небольшом перепаде размеров в поперечных сечениях поковки, когда целесообразно осуществлять штамповку не набором и высадкой, а обжимом в радиальном направлении, моделируя процесс протяжки в вырезных бойках на молоте или гидропрессе. В этом случае заготовка должна совершать два движения: поступательное в направлении подачи под бойки и вращательное в процессе обжима по одному сечению. Рабочий инструмент – бойки – совершает возвратно-поступательное движение в направлении поковки. На молоте или гидропрессе нет жесткой связи между двигателем и рабочим инструментом, поэтому обжим может осуществляться последовательно на заданный перепад размеров в любом сечении. В радиально-обжимных машинах существует жесткая кинематическая связь между приводом и бойками, поэтому применяется регулировка хода бойков с помощью эксцентриков.

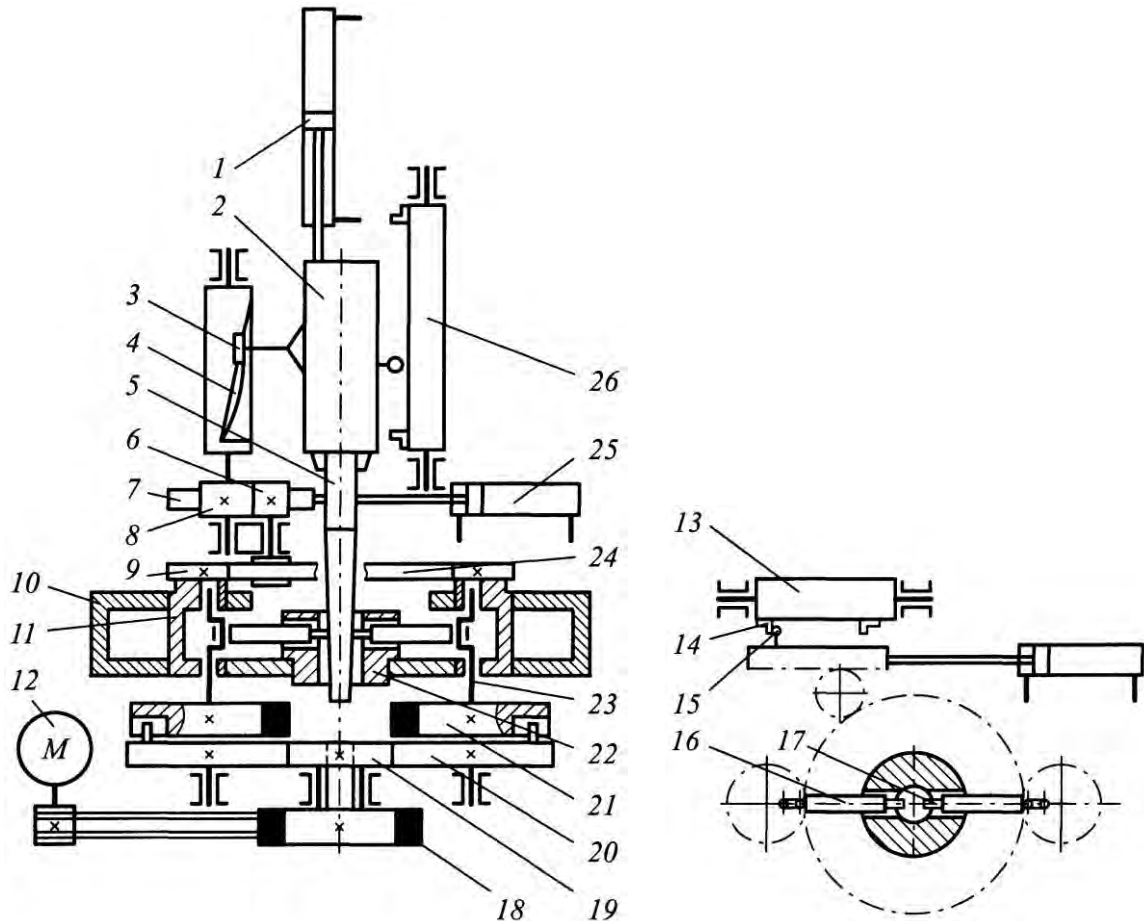
Радиально-обжимные машины применяют в условиях массового и серийного производства. Они выпускаются как в горизонтальном исполнении (для обработки длинных заготовок), так и в вертикальном (для обработки заготовок ограниченной длины). Радиально-обжимные машины производят меньше шума и отличаются повышенной стойкостью бойков и приводящих их в движение элементов.

Современные радиально-обжимные машины выпускают с номинальным усилием до 5 МН на один боек при числе ходов до 250 в минуту, что позволяет обрабатывать валы диаметром до 250 мм и трубы диаметром до 320 мм. Основные параметры радиально-обжимных машин стандартизованы, номинальное усилие на одном бойке достигает 25 МН, число бойков от двух до четырех при числе ходов до 250 в минуту, что позволяет обрабатывать валы диаметром до 250 мм и трубы диаметром до 320 мм. При горячей обработке сплошных заготовок за один переход достигается обжатие до 50 %.

В радиально-обжимной машине вертикального исполнения (рисунок 7.26) заготовка, вращаясь и перемещаясь в осевом направлении, деформируется частыми ударами трех бойков, получающих возвратно-поступательное движение от эксцентриковых валов привода.

От электродвигателя 12 через клиноременную передачу и маховик 18 вращение подается на ведущую шестерню 19 с последующей раздачей на отдельные исполнительные механизмы. На маховик 21 ведущего эксцентрикового вала 23 движущий момент подается через шип шестерни 20. Сам вал с некоторым эксцентриситетом посажен в картерную обойму 11, проворачивающуюся относительно корпуса станины 10. Шатун 16 с бойком 17 перемещается в поворотной направляющей втулке 22. Изменение величины обжима при деформации поковки происходит так. Рейка 7, связанная со штоком гидроцилиндра 25, может вращать зубчатый валик 6, центральное зубчатое колесо 24 и сцепляющуюся с ним шестерню 9 картерной обоймы. Однако перемещение рейки блокируется при ковке конических поковок 5 копиром 4, профиль которого упирается в

ролик 3, закрепленный на кронштейне зажимной головки 2. Только при движении головки вверх вал копира может повернуться: его движение через шестерню 8 передается картеру и тем самым обеспечивается требуемое смещение оси эксцентрикового вала. Если это смещение происходит в направлении поковки, величина обжима возрастает, при обратном смещении – уменьшается.



- 1 – гидроцилиндр; 2 – зажимная головка; 3 – ролик; 4 – копир;
 5 – поковка; 6 – зубчатый валик; 7 – рейка; 8 – шестерня;
 9 – шестерня обоймы; 10 – станина; 11 – обойма; 12 – двигатель;
 13 – распределительный барабан; 14 – упор; 15 – ролик рейки;
 16 – шатун; 17 – боек; 18 – маховик; 19 – ведущая шестерня;
 20 – шестерня; 21 – маховик; 22 – направляющая втулка;
 23 – эксцентриковый вал; 24 – центральное зубчатое колесо;
 25 – гидроцилиндр; 26 – распределительный барабан

Рисунок 7.26 – Схема радиально-обжимной машины

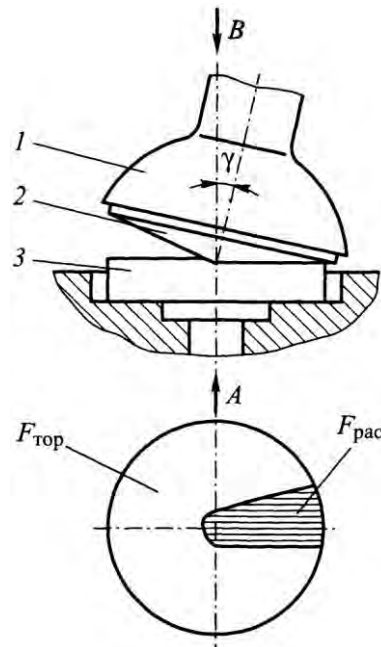
При ковке цилиндрических ступенчатых валов управление машиной осуществляется при помощи распределительного барабана 13. В этом случае бойки сближаются до тех пор, пока ролик 15 рейки не коснется упора 14 и, смещая барабан, не изменит положение гидроклапана, сбрасывающего давление жидкости в цилиндре 25. После этого бойки немедленно разводятся (копир снят!) и обжим заканчивается. Поворотом барабана в рабочую позицию устанавливают новые упоры, обеспечивающие ковку на другой размер сечения.

Возвратно-поступательное движение поковки вдоль линии подачи осуществляется при помощи гидроцилиндра 1, к штоку которого прикреплен корпус зажимной головки. Жидкость в гидроцилиндр подается распределительным барабаном 26, упоры которого ограничивают ход ролика зажимной головки. При этом длина участков поковки будет соответствовать времени движения штока цилиндра и всей головки при работающих бойках. Захват и вращение заготовки производятся при помощи зажимной головки, в корпусе которой на шпинделе укреплены сменные губки. Вращение шпинделя и, следовательно, губок с зажатой заготовкой осуществляется через червячную пару от фланцевого электродвигателя, укрепленного на корпусе головки.

Многопозиционные распределительные барабаны, обеспечивающие синхронизацию движения всех механизмов машины, позволяют вести обработку в автоматическом режиме по предварительно заданной программе (определенная расстановка упоров на барабанах), однако поскольку они не имеют бункерных устройств, установку заготовок производят вручную. Радиально-обжимные машины следует отнести к классу полуавтоматов.

7.6 Сферодвижные прессы

Объемная штамповка круглых в плане поковок типа дисков, фланцев, стаканов требует высоких давлений и мощного прессового оборудования. Локализацию очага пластической деформации на части поверхности торца заготовки можно реализовать с помощью наклонного вращающегося пуансона (рисунок 7.27), что позволяет уменьшить требуемые давления в 10-20 раз.



1 – раскатная головка; 2 – наклонный пуансон; 3 – заготовка

Рисунок 7.27 – Очаг пластической деформации при раскатке наклонным пуансоном

Наклонный пуансон 2, закрепленный в раскатной головке 1, вращается по орбитальной круговой траектории вокруг вертикальной оси прессы и локально деформирует круглую в плане заготовку 3, расположенную в полости матрицы нижнего штампа. Для увеличения степени обжима заготовка 3 с нижним штампом должна быть подана под наклонный пуансон 2 по стрелке *A*, либо раскатная головка 1 с пуансоном 2 смещена по направлению к деформируемой заготовке по стрелке *B*.

Замечено, что при набегании пуансона на выступ слоя металла смазочный материал отжимается по направлению вращения на свободную поверхность. В результате происходит непрерывное смазывание торца заготовки и стабилизация условий трения.

Наиболее благоприятные условия для торцовой раскатки наблюдаются при определенных соотношениях раскатываемой поверхности заготовки $F_{\text{рас}}$, находящейся под воздействием пуансона, ко всей поверхности торца $F_{\text{тор}}$. Для холодной объемной штамповки $F_{\text{рас}}/F_{\text{тор}} = (0,04-0,05)$, для горячей объемной штамповки $F_{\text{рас}}/F_{\text{тор}} = (0,1-0,2)$. Для рекомендованных соотношений угол γ составляет от нуля до 3° – для холодной и $4-10^\circ$ – для горячей объемной штамповки. Различие в значениях $F_{\text{рас}}/F_{\text{тор}}$ и γ объясняется разными требованиями к качеству поверхности штампуемых деталей при холодной и горячей штамповке. При горячей штамповке можно увеличить обжатие, увеличив угол γ , тем самым повысив производительность, но снизив качество поверхности. Если качество поверхности поковки является решающим фактором, то для прессы горячей объемной штамповки принимают угол $\gamma < 4^\circ$.

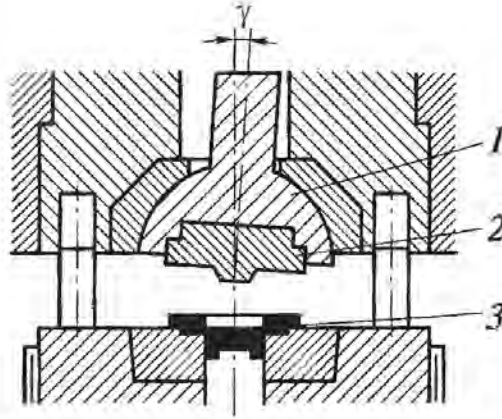
Сферодвижными прессами называется оборудование для локального деформирования раскатыванием в торец цилиндрических и фасонных заготовок наклонным вращающимся инструментом.

В специализированных конструкциях сферодвижных прессы наряду с осевой подачей реализуются многообразные дополнительные траектории движения инструмента: круговые, спиральные и сложные качательные движения обкатки по торцовой поверхности заготовки. Применяют также сферодвижные штамповые приставки к универсальным гидравлическим прессам.

Специализированные прессы имеют значительно более широкие возможности не только по кинематике инструмента, но и по возможностям регулирования основных параметров в процессе деформирования. Их изготавливают с осевым номинальным усилием 1,6-6,3 МН, углом наклона инструмента до 10° , частотой круговых качаний инструмента $4-900 \text{ мин}^{-1}$ и применяют для штамповки изделий диаметром 100-250 мм. Штамповые приставки к универсальным прессам требуют значительно меньших капитальных вложений, поэтому применяются для простых технологических операций – осадки высадки, выдавливания, рельефной формовки с формированием профиля в матрице. Штамповые приставки изготавливают с осевым номинальным усилием 1-4 МН для обработки изделий диаметром 180-340 мм с частотой вращения инструмента $156-163 \text{ мин}^{-1}$.

Сферодвижную головку (рисунок 7.28) применяют для прессы, предназначенных для штамповки осесимметричных деталей. Сферодвижная головка позволяет получать разнообразные траектории движения инструмента для из-

готовления достаточно широкого круга мелких деталей в основном в холодном состоянии. Поскольку круговое качательное движение верхнего инструмента вызывает перемещение центра давления при штамповке вокруг геометрической оси прессы, то возникает неуравновешенное воздействие на станину прессы, вызывающее его раскачивание на фундаменте. Это ограничивает технологические возможности прессов.



1 – раскатная головка; 2 – верхний инструмент; 3 – нижний инструмент

Рисунок 7.28 – Сферодвижная головка

В некоторых конструкциях сферодвижных прессов применено вращение нижнего штампа вокруг вертикальной оси прессы и фиксированный наклон оси вращающегося верхнего инструмента.

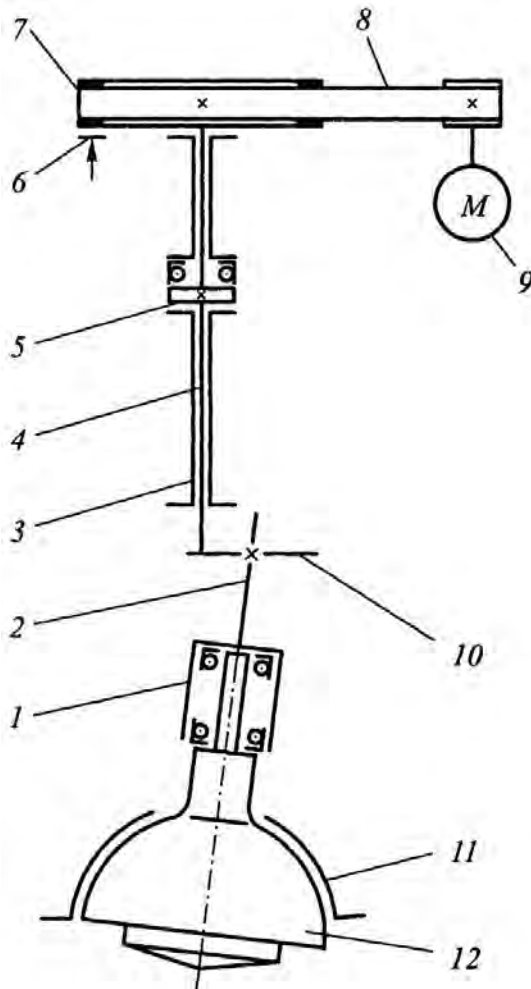
Представленный выше способ движения раскатной головки - относительная неподвижность вершины пуансона и обегание оси головки вокруг оси прессы по орбите с эксцентриситетом, достаточным для образования угла γ , - определяет устройство привода. В существующих конструкциях прессов с орбитально-вращающейся раскатной головкой такое устройство реализуют либо с использованием одного водила, вращающегося на главном валу, либо двух эксцентричных шайб.

Первый тип привода возможен в двух исполнениях: с постоянным и с регулируемым углом γ .

В схеме с постоянным углом γ (рисунок 7.29) вращение от электродвигателя 9 посредством клиноременной передачи 8 передается маховику 7, насаженному на главном валу 4 из высококачественной стали. Вал 4 вращается в удлиненных подшипниках скольжения 3, установленных сверху и снизу упорной шайбы 5. К торцу вала крепится водило 10, а к нему с требуемым эксцентриситетом и, следовательно, определенным углом γ – хвостовик-вал 2 стакана 1. В самом стакане 1 в двух подшипниках качения размещен хвостовик-вал раскатной головки 12, имеющей возможность вращаться вокруг своей оси, опираясь на сферическую опору 11 с антифрикционными вкладышами из бронзы, например, марки БрОФН 10-1-1.

Дискретная регулировка угла наклона γ оси раскатной головки при использовании водила осуществляется перестановкой хвостовика 2 стакана 1 через определенные угловые интервалы, например для прессов горячей объемной штамповки при $\gamma = 4^\circ, 6^\circ, 8^\circ$ и 10° . Для этого хвостовик с прямоугольным

поперечным сечением устанавливают в прорези водила и крепят к нему стяжным болтом. Расстояние между отверстиями под болт соответствует эксцентриситету.

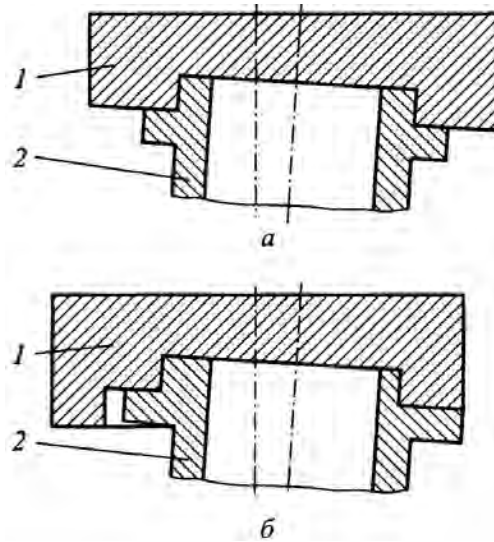


- 1 – стакан; 2 – хвостовик-вал; 3 – подшипник скольжения;
 4 – вал; 5 – упорная шайба; 6 – тормоз; 7 – маховик;
 8 – ременная передача; 9 – двигатель; 10 – водило;
 11 – сферическая опора; 12 – раскатная головка

Рисунок 7.29 – Схема привода сферодвижного пресса

Иной способ крепления стакана к водилу показан на рисунке 7.30, *а*. У стакана 2 нет хвостовика-вала, а его торец установлен в глухом отверстии водила 1. Плоскость этого отверстия, воспринимающая силу от стакана, наклонена к горизонтальной плоскости, что обеспечивает требуемый угол наклона γ оси раскатной головки. Крепление стакана этим способом характеризуется повышенной жесткостью, что очень важно для обеспечения точности штамповки.

Для плавной регулировки угла наклона вместо соосного с отверстием на водиле торца стакана, его торец выполняют в виде эксцентриковой шайбы с диаметром, равным диаметру глухого отверстия в водиле (рисунок 7.30, *б*). Поворачивая эксцентриковую шайбу, изменяют эксцентриситет оси стакана и тем самым угол наклона оси раскатной головки. Однако вследствие нетехнологичности этот способ можно рекомендовать только для прессов с $\gamma < 3^\circ$.



a – без регулировки угла наклона; *б* – с регулировкой угла наклона
1 – водило; 2 – стакан

Рисунок 7.30 – Узел крепления стакана к водилу

Надежная работа прессов с орбитально-вращающейся раскатной головкой во многом зависит от качества функционирования сферического подшипника 11 (рисунок 7.29). Высокие давления в связи с ограниченностью радиальных размеров головки и относительно небольшие скорости скольжения не позволяют получить наиболее благоприятный режим жидкостного трения, обеспечивающего гидродинамическое «всплытие» полусферы относительно опоры. Поэтому упомянутый режим создают гидростатической подкачкой масла под высоким давлением в разделяющий зазор.

Подшипники выполняют цельными или из четырех-шести секций. В теле подшипника предусмотрены накопительные камеры (рисунок 7.31), соединенные канавками с напорной магистралью и со сливом. Для предупреждения масляного слоя от перегрева объем прокачки масла должен быть достаточным.

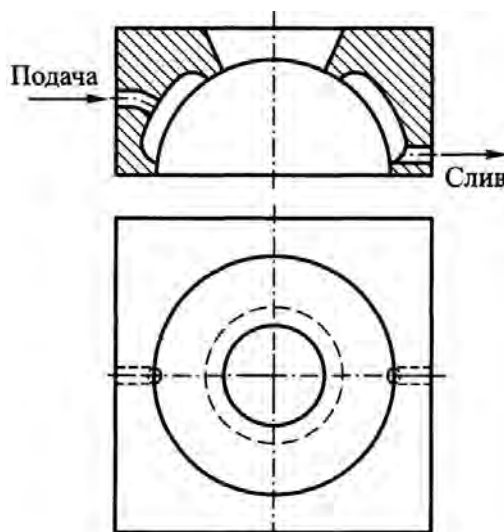


Рисунок 7.31 – Сферическая опора раскатной головки

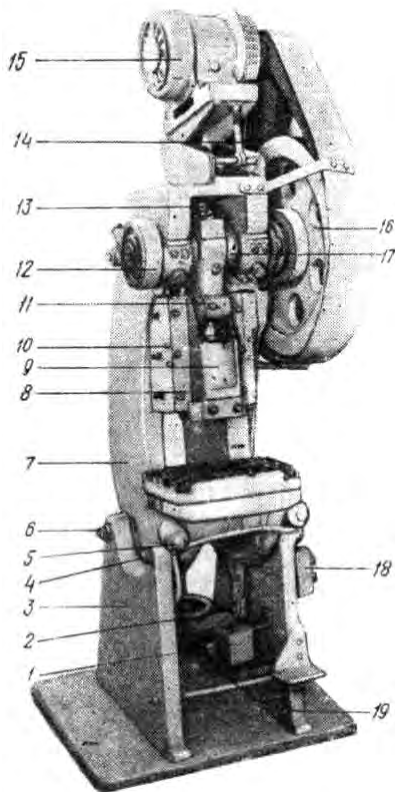
Практический раздел

8 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

8.1 Изучение устройства и определение основных параметров двухстоечного открытого однокривошипного прессы

Цель работы: Изучение устройства прессы и ознакомление с методикой определения его основных параметров.

Общие сведения. Двухстоечный открытый однокривошипный пресс (рисунок 8.1) относится к универсальному кузнечно-штамповочному оборудованию нажимного действия.



- 1 – электромагнит; 2 – рукоятка наклона станины; 3 – тумба; 4 – ось; 5 – кнопка двурукой блокировки; 6 – гайка; 7 – станина; 8 – окно; 9 – ползун; 10 – упоры; 11 – шатун; 12 – тормоз; 13 – масленка; 14 – тяга; 15 – электродвигатель; 16 – маховик; 17 – коленвал; 18 – пусковые кнопки; 19 – педаль

Рисунок 8.1 – Двухстоечный открытый однокривошипный пресс

ГОСТ 9408-89 регламентирует следующие основные параметры прессы: номинальное усилие, величину хода, число ходов, размеры штампового пространства, величину регулировки закрытой высоты. Станина прессы должна быть достаточно жесткой, поэтому ее сечение выбирается с запасом. Коленвал работает на изгиб и скручивание, шатун на сжатие и изгиб от сил трения в шаровой опоре и подшипнике верхней головки шатуна.

Особенностью работы кривошипных прессов является то, что допускаемое усилие по ползуну по прочности коленвала зависит от угла поворота коленвала. Поэтому в паспорте прессы дополнительно к стандартизированным параметрам указывается недоход ползуна до нижнего мертвого положения, на котором пресс можно нагружать на номинальное усилие. Этому недоходу соответствует номинальный угол поворота кривошипа, отсчитываемый от положения вала, соответствующего нижней мертвой точке ползуна, против вращения кривошипа. Для универсальных прессов номинальный угол принимается равным 20-25°.

Номинальный угол определяется точкой пересечения прямой, проведенной на высоте номинального усилия, с ближайшей кривой графика допускаемых усилий на ползуне по прочности основных деталей.

Таким образом, для определения номинального усилия при известном номинальном угле, и наоборот, требуется построить график допускаемых усилий прессы.

Поскольку в рассматриваемом прессе нет зубчатой передачи, необходимо построить график допускаемых усилий на ползуне по прочности коленвала. Опасным в отношении прочности является сечение по опорной шейке, примыкающее к щеке коленвала (рисунок 8.2), испытывающей изгиб с симметричным циклом нагружения..

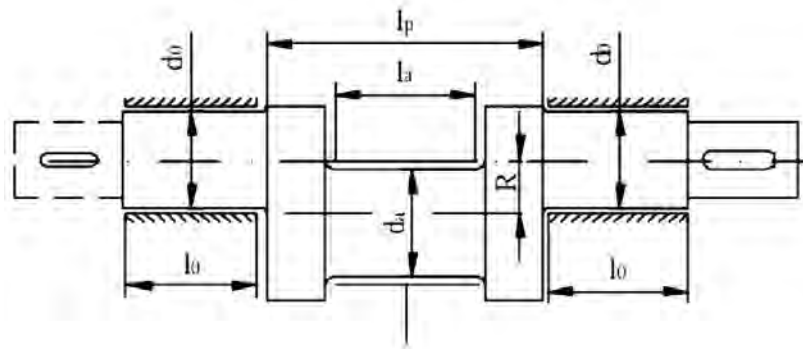


Рисунок 8.2 – Основные размеры коленчатого вала

Допускаемые усилия P_D на ползуне по прочности опорной шейки одноколенчатого вала из улучшенной стали 45 с односторонним приводом и маховиком, расположенным на консоли вала, определяют по формуле (таблица 8.3) для углов поворота вала α от 0 до 90°. Необходимые для расчетов формулы и числовые значения основных параметров прессы находят по зависимостям на рисунке 8.3 и по таблицам 8.1, 8.2.

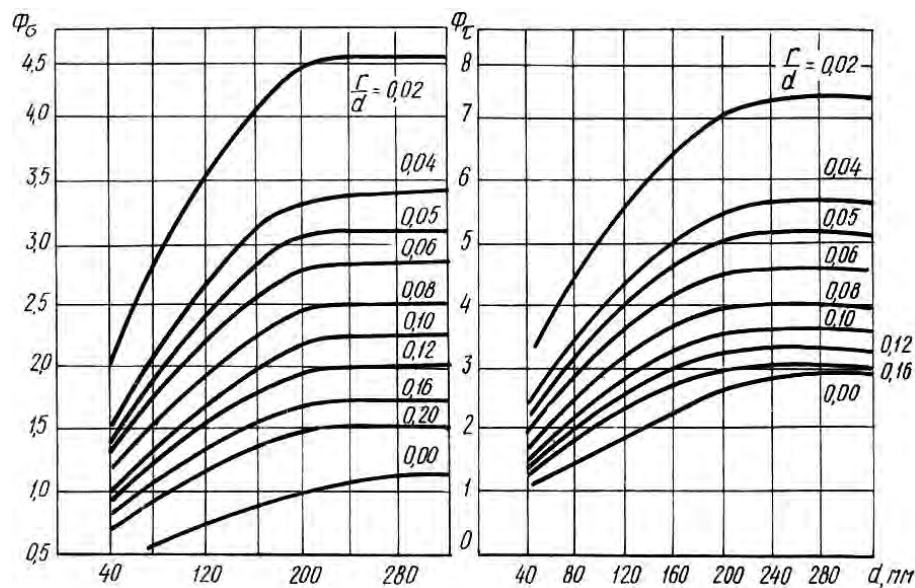


Рисунок 8.3 – Графики для определения Φ_6 и Φ_7

Таблица 8.1 – Наименования, расчетные формулы и числовые значения основных параметров прессы

| Обозначение | Наименование | Расчетная формула или источник | Числовое значение |
|------------------------------------|--------------|--|-------------------|
| P_H , кН | | ГОСТ 9408-89 | |
| S , мм | | ГОСТ 9408-89 | |
| λ | | - | 0,1 |
| R , мм | | $R = S / 2$ | |
| d_0 , мм | | $d_0 = 140\sqrt{P_H}$ при $P_H \leq 2$ МН | |
| l_0 , мм | | $l_0 = 1,2d_0$ | |
| d_A , мм | | $d_A = 1,2d_0$ | |
| d_B , мм | | $d_B = d_0$ | |
| μ | | - | 0,06 |
| Φ_σ при $r/d_0 = 0,1$ | | Рисунок 8.3 | |
| Φ_τ при $r/d_0 = 0,1$ | | Рисунок 8.3 | |
| σ_{-1u} , МПа | | - | 320 |
| n_3 | | - | 1,3 |
| K_3 | | - | 0,8 |

Таблица 8.2 – Определение приведенного плеча крутящего момента m_k

| Приведенное плечо, мм | Угол поворота коленвала α , град. | | | | | | |
|---|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 50 | 70 | 90 |
| $m^H = R(\sin\alpha + 0,5\lambda\sin 2\alpha) = R \cdot f_1(\alpha, \lambda)$ | $R \cdot 0$ | $R \cdot 0,120$ | $R \cdot 0,374$ | $R \cdot 0,543$ | $R \cdot 0,815$ | $R \cdot 0,972$ | $R \cdot 1$ |
| $m^H = 0,5\mu[(1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + d_0]$ | | | | | | | |
| $m_k = m^H + m^H$ | | | | | | | |

Таблица 8.3 – Определение допускаемого усилия на ползуне P_D

| Допускаемое усилие, кН | Угол поворота коленвала α , град. | | | | | | |
|---|--|----|----|----|----|----|----|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 50 | 70 | 90 |
| $P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{n_3 k_3 \sqrt{0,004l_0^2 \Phi_\sigma + \Phi_\tau (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}$ | | | | | | | |

Материалы, инструмент, оборудование. Для выполнения работы используется:

- пресс кривошипный двухстоечный открытый наклоняемый;
- секундомер;
- рулетка;
- штангенциркуль.

Выполнение работы. Ознакомиться с устройством и принципом работы прессы.

1) Замерить рулеткой диаметры ведомого и ведущего шкивов, определить передаточное отношение привода пресса.

2) Замерить расстояние от стола до ползуна пресса в его верхнем и нижнем положении, проворачивая маховик вручную. Определить величину хода ползуна, радиус кривошипа и закрытую высоту.

3) Определить размеры стола и ползуна в плане, а также расстояние между направляющими станины.

4) Выполнить все расчеты по таблицам 8.1-8.3.

5) Построить график допускаемых усилий на ползуне $P_D = f(\alpha)$.

6) По графику допускаемых усилий определить номинальный угол α_n при заданном номинальном усилии пресса P_H .

Отчет о работе должен содержать кинематическую схему пресса с перечнем элементов схемы и необходимыми пояснениями; наименования и числовые значения параметров пресса, определенные измерениями; результаты расчетов в виде таблиц и графиков, а также выводы по работе.

8.2 Определение жесткости двухстоечного открытого однокривошипного пресса

Цель работы: Ознакомление с методикой измерения жесткости двухстоечного открытого однокривошипного пресса.

Общие сведения. От жесткости пресса зависят точность получаемых изделий и потери работы на упругую деформацию деталей пресса. Особенно большое влияние оказывает жесткость пресса на точность изделий, полученных чеканкой и объемной горячей штамповкой. Незначительные колебания исходных параметров заготовки (объем, температура, высота) при малой жесткости пресса приводят к колебаниям размеров деталей по высоте, т.е. понижается точность их изготовления. Следовательно, без знания действительной величины упругой деформации пресса невозможно правильно подобрать параметры привода.

В двухстоечном открытом однокривошипном прессе общая упругая деформация складывается из упругой деформации станины, кривошипно-шатунного механизма, штампа и зависит от рациональной конструкции и сечения этих деталей и узлов. На величину местной упругой деформации влияют следующие сопрягающиеся пары: опорные и шатунная шейки коленвала с подшипниками, сферическая головка шатуна с опорой, шатун с винтом, опорные плоскости ползуна и стола с плоскостями штампов.

В прессах с открытой С-образной станиной имеет место внецентренное нагружение (рисунок 8.4).

Расчетная схема станины представляется изогнутой балкой, ось которой определяется линией, соединяющей центры тяжести характерных сечений. При рабочем ходе возникает усилие P , стремящееся отдалить верхнюю часть станины от нижней.

Сила P приводит к растяжению (составляющая P') и изгибу (составляющая P'') участка 1 станины. Действие силы P на участок 2 станины эквивалентно действию силы $P_1 = P$ и изгибающего момента $M_{изг} = P\Pi$ (лемма о параллель-

ном переносе силы), где Π – расстояние между силами P и P_1 . Следовательно, участок 2 станины тоже подвержен растяжению и изгибу. Поперечное сечение станины А-А на участке 2, как наиболее опасное, при конструировании проверяется на прочность.

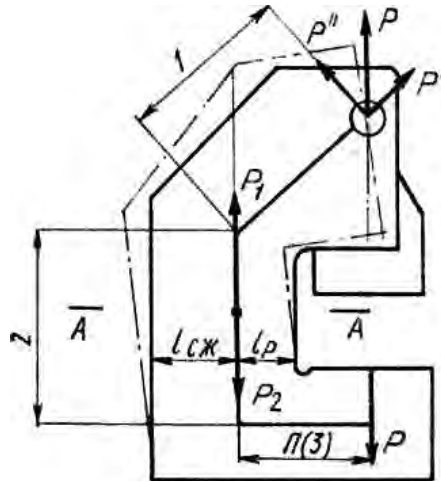
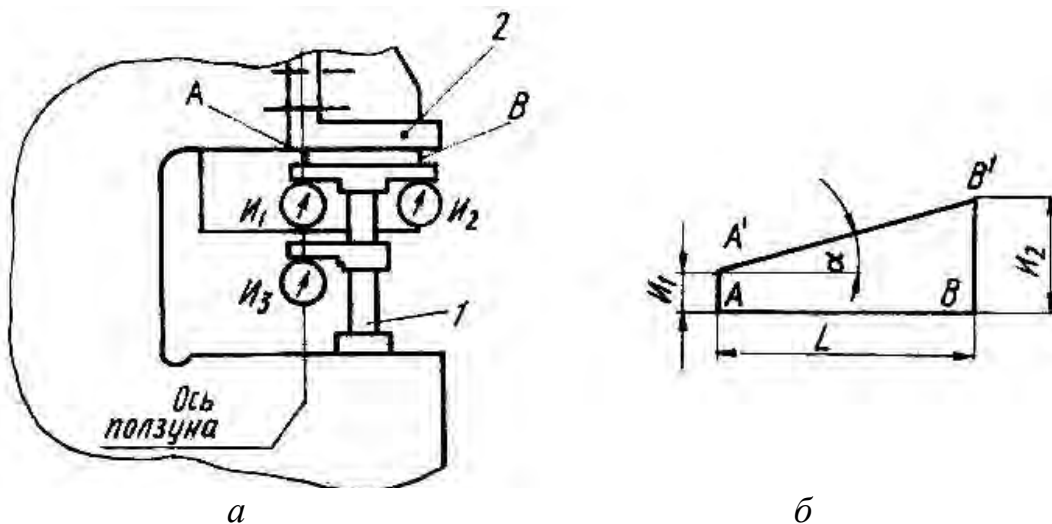


Рисунок 8.4 – Схема усилий в открытой С-образной станине и ее деформации

В результате изгиба станины происходит горизонтальное смещение оси ползуна и нарушение параллельности плоскостей стола и ползуна. Это отрицательно отражается на стойкости рабочих элементов штампов, особенно режущих, пригнанных с небольшим зазором. Понижается также качество изделий, полученных вырубкой.

Определение жесткости пресса состоит в определении линейных и угловых деформаций (рисунок 8.5). Усилие на ползуне пресса создается с помощью гидравлического домкрата. Величина усилия определяется по показаниям манометра.



а – схема расположения индикаторов; *б* – расчетная схема
1 – индикаторная стойка; 2 – угольник

Рисунок 8.5 – Схема измерения деформации пресса

На индикаторной стойке 1, установленной на столе пресса, крепятся индикаторы I_1 и I_2 , ножки которых опираются на плоскость угольника 2. Под нагрузкой станина удлиняется и изгибается, угольник при этом соответственно поднимается и поворачивается.

Эти перемещения фиксируются индикаторами. Точки A и B угольника после нагрузки займут положение A' и B' . Расстояние AA' , определяемое по показаниям индикатора I_1 является линейной упругой деформацией станины по оси ползуна.

Угол поворота станины α , а, соответственно и оси ползуна, определяется из соотношений, вытекающих из рисунка 8.5, б,

$$\tan \alpha = \frac{I_2 - I_1}{L}$$

Для малых углов $\operatorname{tg} \alpha = \alpha^{\text{рад}}$.

Пересчет радианной меры угла α в градусную производится по формуле

$$\alpha^{\text{град}} = 180 \frac{\alpha^{\text{рад}}}{\pi} = 180 \frac{I_2 - I_1}{L}$$

Общая упругая деформация пресса определяется по показаниям индикатора I_3 , ножка которого опирается на плоскость ползуна. Упругая деформация кривошипно-шатунного механизма определяется как разность показаний индикаторов I_3 и I_1 .

Материалы, инструмент, оборудование. Для проведения работы необходимы:

- кривошипный двухстоечный открытый пресс усилием $P_H = 160$ кН;
- индикатор часового типа ИЧ 10 – 3 шт.;
- индикаторная стойка – 1 шт.;
- гидравлический домкрат усилием до 100 кН с манометром на давление до 12 МПа.

Выполнение работы. Установить гидравлический домкрат на стол пресса. Произвести нагружения пресса, записывая показания индикаторов при давлениях жидкости 4, 6, 8, 10, 12 МПа на манометре домкрата. Величина исследуемой деформации для каждой ступени нагружения определяется как среднеарифметическое значение из трех измерений. Измерения и расчеты поместить в таблицу 8.4.

Таблица 8.4 – Показания индикаторов часового типа при нагружении ползуна

| Показание манометра, Q , МПа | Усилие нагружения P , кН | Показания индикаторов при нагружении, мм | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|----------------------------|--|-------|-------|-----------|-------|-------|-------|-----------|-------|-------|-------|-----------|
| | | I_1 | I_1 | I_1 | I_{1cp} | I_2 | I_2 | I_2 | I_{2cp} | I_3 | I_3 | I_3 | I_{3cp} |
| 4 | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | |

I_1 – показания линейной упругой деформации _____

I_2 – показания линейной упругой деформации _____

I_3 – показания линейной упругой деформации _____

Таблица 8.5 – Результаты расчетов линейной и угловой деформаций и коэффициентов жесткости

| Уси- лие нагру- жения P , кН | Деформа- ция стани- ны $\Delta H_{ст}$, мм | Деформа- ция криво- шипно- шатунного механизма $\Delta H_{кшм}$, мм | Деформа- ция пресса $\Delta H_{пр}$, мм | Угол поворо- та стани- ны α , град | Коэффици- ент жест- кости стани- ны $C_{ст}$, кН/мм | Коэффици- ент жестко- сти криво- шипно- шатунного механизма $C_{кшм}$, кН/мм | Коэффици- ент жестко- сти пресса $C_{пр}$, кН/мм |
|--|--|---|--|---|--|---|--|
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

По полученным данным построить графики угловой и линейной жесткости станины, общей линейной жесткости и линейной жесткости кривошипно-шатунного механизма. Определить соответствующие коэффициенты жесткости.

Отчет должен содержать основные теоретические положения, схему определения упругой деформации, расчетную схему, исходные данные, расчетные формулы и полученные результаты в виде таблиц, графиков и численных значений коэффициентов жесткости, а также анализ полученных результатов.

8.3 Изучение устройства и составление кинематической и пневматической схемы горизонтально-ковочной машины

Цель работы: Изучение устройства горизонтально-ковочной машины (ГКМ) Ознакомление с условными графическими обозначениями элементов кинематических и пневматических схем.

Общие сведения. ГКМ относится к специальному кузнечно-штамповочному оборудованию нажимного действия и предназначена для обработки прутковой заготовки путем высадки, глубокой или сквозной прошивки и других процессов.

Основная особенность устройства ГКМ заключается в том, что штампы их имеют разъем в двух взаимно перпендикулярных направлениях:

- а) между неподвижной и подвижной матрицами;
- б) между блоками матриц и пуансонов.

В качестве примера рассмотрим устройство ГКМ с наибольшим усилием на высадочном ползуне в конце хода 1600 кН.

Привод машины выполнен клиноременным от индивидуального электродвигателя, установленного на салазках вблизи машины. От электродвигателя вращение передается маховику, установленному на коленчатом валу машины. На этом же валу расположены фрикционная пневматическая муфта включения главного привода и ленточный тормоз, причем тормозной барабан является одновременно и кривошипом для привода механизма зажима.

Кривошипно-шатунный механизм сообщает возвратно-поступательное движение высадочному ползуну, который с помощью закрепленного на нем блока пуансонов совершает работу деформации поковки.

От коленчатого вала кривошипно-рычажным механизмом приводится в действие механизм зажима машины, который приводит в движение боковой и зажимной ползуны. Подвижная матрица устанавливается на зажимном ползуне, а неподвижная крепится к станине машины.

Высадочный ползун выполнен из стального литья. Для повышения точности штампуемых изделий ползун имеет две пары направляющих: основные и дополнительные, причем последние расположены на хоботе ползуна, проходящем над коленчатым валом.

Шатун и крышку шатуна выполнены из стального литья, вкладыши шатуна и втулка ползуна изготовлены из высококачественной бронзы. На передней плоскости ползуна имеются приливы для установки пуансонодержателя и Т-образные пазы для его крепления.

Передний упор заготовки приводится в движение от копира, установленного на высадочном ползуне. Механизм упора смонтирован на левой направляющей высадочного ползуна.

На ГКМ установлен аккумулятор воздуха – ресивер. Ресивер представляет собой цилиндрический герметически закрытый бак. Он устанавливается на фундаменте рядом с ГКМ и соединяется с системой воздухопровода. Ресивер предназначен для поддержания постоянного давления в системе при включении муфты и тормоза. В нижней части ресивера имеется водоспускной вентиль, сверху расположено отверстие для подключения манометра.

Материалы, инструмент, оборудование. Для проведения работы необходимы: ГКМ с установленным на ней штампом.

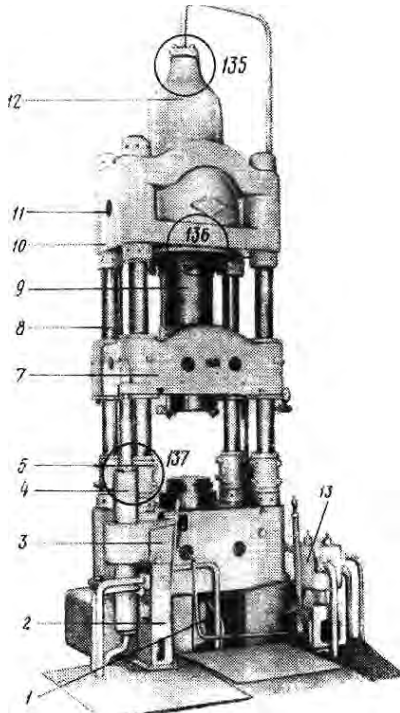
Выполнение работы. Изучить устройство ГКМ и ее основных узлов. Ознакомиться с основными параметрами ГКМ по ГОСТ 7023-89. Уяснить назначение и взаимодействие подвижных частей ГКМ, а также элементов пневматической системы. Составить кинематическую схему ГКМ с перечнем элементов, руководствуясь ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.770-68. Составить пневматическую схему ГКМ с перечнем элементов, используя ГОСТ 2.780-68, ГОСТ 2.781-68, ГОСТ 2.782-68.

Отчет должен содержать кинематическую схему ГКМ с перечнем элементов схемы, кратким описанием и необходимыми пояснениями; пневматическую схему с перечнем элементов схемы, кратким описанием и необходимыми пояснениями; краткое описание взаимодействия подвижных частей по кинематической схеме и краткое описание взаимодействия элементов пневматической системы по пневматической схеме, а также анализ полученных результатов.

8.4 Изучение конструкции и работы гидравлического четырехколонного пресса

Цель работы: Ознакомление с устройством и работой гидравлического четырехколонного пресса; составление комбинированной кинематической и гидравлической схемы пресса.

Общие сведения. Пресс гидравлический четырехколонный (рисунок 8.6) относится к универсальному кузнечно-штамповочному оборудованию нажимного действия.



- 1 – цилиндр выталкивателя;
- 2 – двухклапанный распределитель;
- 3 – нижняя траверса; 4 – возвратный цилиндр; 5 – ходоограничители;
- 7 – подвижная траверса; 8 – колонна;
- 9 – плунжер; 10 – верхняя траверса;
- 11 – окно; 12 – рабочий цилиндр;
- 13 – четырехклапанный распределитель

Рисунок 8.6 – Гидравлический четырехколонный пресс

Гидравлический пресс является основной частью гидропрессовой установки, в состав которой входят устройства для создания высокого давления жидкости (насосы, аккумуляторы и др.), баки для хранения жидкости, трубопроводы и распределительные устройства.

Высокое давление рабочей жидкости создается кривошипным трехплунжерным насосом, питающим рабочий цилиндр, установленный на верхней траверсе. Так как рабочий цилиндр является гидроцилиндром плунжерного типа, обеспечивающим перемещение подвижной траверсы только в одном направлении – вниз, для подъема подвижной траверсы служат два возвратных плунжерных цилиндра.

Управляют работой рабочего цилиндра при помощи четырехклапанного распределителя. Открытие и закрытие клапанов наполнения и слива производится рукояткой распределителя. В нейтральном положении рукоятки (положение «стоп») закрыты оба клапана. Скорость холостого хода пресса больше скорости рабочего хода, поэтому проходное сечение клапана слива больше сечения клапана наполнения.

Жидкость высокого давления поступает от распределителя к рабочему цилиндру по трубопроводу, уплотненному прокладкой из мягкой меди. Уплотнение плунжера цилиндра обеспечивается набором разрезных колец типа «Лайон» из прорезиненной ткани. Створ колец направлен против давления жидкости. Под давлением жидкости манжеты прижимаются к подвижным уплотняемым поверхностям плунжера.

Материалы, инструмент, оборудование. Для проведения работы необходимы:

- пресс гидравлический четырехколонный усилием 2 МН;
- рулетка.

Выполнение работы. Изучить устройство пресса гидравлического четырехколонного и его основных узлов. Ознакомиться с основными параметрами пресса по ГОСТ 7284-88. Уяснить назначение и взаимодействие подвижных частей пресса, а также элементов гидравлического привода. Составить кинематическую схему пресса с перечнем элементов, руководствуясь ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.770-68. Составить гидравлическую схему пресса с перечнем элементов, используя ГОСТ 2.780-68, ГОСТ 2.781-68, ГОСТ 2.782-68. Определить тип гидропривода.

Замерить рулеткой диаметр плунжера рабочего цилиндра пресса. Определить силу трения между плунжером и разрезными кольцами уплотнения (таблица 8.6) при номинальном усилии, если высота одного кольца 20 мм, глубина разреза 15 мм, количество колец 3 шт., коэффициент трения материала кольца о сталь $f = 0,15$.

Таблица 8.6 – Результаты расчетов параметров пресса гидравлического четырехколонного

| Расчетная схема | Наименование параметра | Обозначение параметра | Расчетная формула | Числовое значение |
|-----------------|------------------------|-----------------------|-------------------|-------------------|
| | | | | |

Отчет должен содержать комбинированную кинематическую и гидравлическую схему пресса с перечнем элементов, краткое описание работы пресса, описание взаимодействия кинематических элементов пресса, элементов гидропривода и управления прессом с помощью распределителя, а также анализ полученных результатов.

8.5 Изучение конструкции и работы винтового фрикционного двухдискового пресса

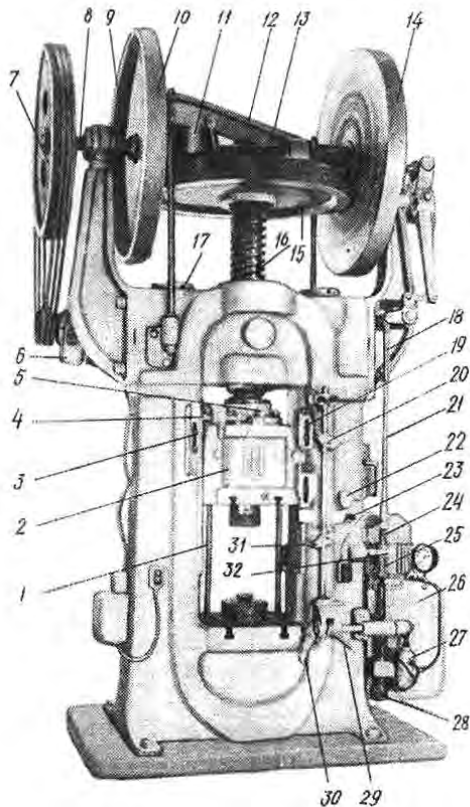
Цель работы: Ознакомление с устройством и работой пресса; составление комбинированной кинематической и гидравлической схемы пресса.

Общие сведения. Пресс винтовой фрикционный двухдисковый (рисунок 8.7) относится к универсальному кузнечно-штамповочному оборудованию ударного действия.

Привод пресса одноступенчатый односторонний. Ведомый шкив ременной передачи и два диска жестко посажены на вал так, чтобы в нейтральном положении между дисками и маховиком выдерживался зазор 10-15 мм. Вал вращается в подшипниках и имеет осевое перемещение для поочередного прижатия дисков к маховику.

Винт трехзаходный несамотормозящий с прямоугольной резьбой. Несамотормозящая резьба необходима, чтобы не было заклинивания ползуна после окончания рабочего хода. Прямоугольная резьба имеет минимальные потери работы на трение. Винт вращается в чугунной гайке, закрепленной в станине. Сверху на винт насажен маховик, имеющий на боковой поверхности фрикционную накладку для передачи крутящего момента от дисков. На нижнем конце

винта на упорных подшипниках подвешен ползун. Деформирующее усилие на ползуне от винта передается через сферическую пяту.



- 1 – тяга выталкивателя; 2 – ползун;
 3, 19, 21 – кулачок; 4 – толкатель;
 5 – тормоз; 6 – электродвигатель;
 7 – ведомый шкив; 8 – вал; 9 – гайка;
 10, 14 – диски; 11 – прилив;
 12 – фрикционная накладка;
 13 – поперечина; 15 – маховик;
 16 – винт; 17 – стяжные болты; 18 – тяга;
 20, 31 – рычаг; 22 – путевой
 выключатель; 23 – задвижка; 24 – насос;
 25, 32 – пружина; 26 – гидравлический
 сервопривод; 27 – золотниковый
 распределитель; 28 – гидроцилиндр;
 29 – рукоятка управления; 30 – рычаг
 блокировки включения

Рисунок 8.7 – Винтовой фрикционный двухдисковый пресс

Перемещение дисков и их прижатие к маховику с определенной силой обеспечивается гидравлическим сервоприводом. Управление перемещением ползуна осуществляется при помощи золотникового распределителя. Рукоятка управления имеет блокировку-рычаг, чтобы при включении пресса на рабочий ход были заняты обе руки оператора для предохранения от несчастного случая.

Материалы, инструмент, оборудование. Для проведения работы необходимы:

- винтовой фрикционный двухдисковый пресс усилием 1,6 МН;
- рулетка;
- штангенциркуль.

Выполнение работы. Изучить устройство пресса винтового фрикционно-го двухдискового и его основных узлов. Ознакомиться с основными параметрами пресса по ГОСТ 713-88. Уяснить назначение и взаимодействие подвижных частей пресса, а также элементов гидравлического привода. Составить комбинированную кинематическую и гидравлическую схему пресса с перечнем элементов, руководствуясь ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.770-68; ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96. Определить тип гидропривода.

Замерить рулеткой диаметр винта пресса, с помощью штангенциркуля определить высоту витка резьбы винта, шаг и ход винта. Подсчитать число заходов резьбы винта, рассчитать допустимое усилие на винте пресса. Результаты измерений и расчетов занести в таблицы 8.7, 8.8.

Таблица 8.7 – Определение геометрических параметров винта и расчет допустимого усилия на винте пресса

| Обозначение | Наименование | Расчетная формула | Числовое значение |
|-----------------|-----------------------------------|---------------------------------|-------------------|
| $d, мм$ | Наружный диаметр резьбы винта | - | |
| $H, мм$ | Высота витка резьбы винта | - | |
| $d_B, мм$ | Внутренний диаметр винта | | |
| $P, мм$ | Шаг резьбы винта | - | |
| Z_p | Число заходов резьбы винта | - | |
| $Ph, мм$ | Ход резьбы винта | | |
| μ | Коэффициент трения сталь по стали | - | 0,08 |
| $\sigma_T, МПа$ | Предел текучести для стали 40Х | - | 600 |
| $P_B, Н$ | Усилие на винте | $P_B \leq 0,167 \sigma_T d_B^2$ | |
| $P_{и}, кН$ | Номинальное усилие пресса | - | |

Таблица 8.8 – Расчет средней скорости ползуна и частоты вращения маховика

| Обозначение | Наименование | Расчетная формула | Числовое значение |
|-----------------|---|-------------------|-------------------|
| $Ph, мм$ | Ход резьбы винта | ГОСТ 713-88 | |
| $S, мм$ | Наибольший ход ползуна | ГОСТ 713-88 | |
| $n_x, мин^{-1}$ | Частота ходов ползуна при наибольшем ходе | ГОСТ 713-88 | |
| $V, мм/мин$ | Средняя скорость ползуна | $2S \cdot n_x$ | |
| $n_m, мин^{-1}$ | Частота вращения маховика | V / Ph | |

Отчет должен содержать комбинированную кинематическую и гидравлическую схему пресса с перечнем элементов, краткое описание взаимодействия подвижных частей пресса, порядок управления прессом с помощью распределителя, а также анализ полученных результатов.

8.6 Изучение конструкции и работы приводного пневматического молота

Цель работы: Ознакомление с устройством и работой приводного пневматического молота; составление комбинированной кинематической и пневматической схемы молота.

Общие сведения. Молот приводной пневматический (рисунок 8.8) относится к универсальному кузнечно-штамповочному оборудованию ударного действия.

Приводные пневматические молоты работают с помощью воздуха, подвергаемого попеременному сжатию и разрежению при возвратно-поступательном движении поршня компрессора. В компрессорный цилиндр воздух поступает из окружающей атмосферы и осуществляет только упругую связь между поршнями рабочего и компрессорного цилиндров.

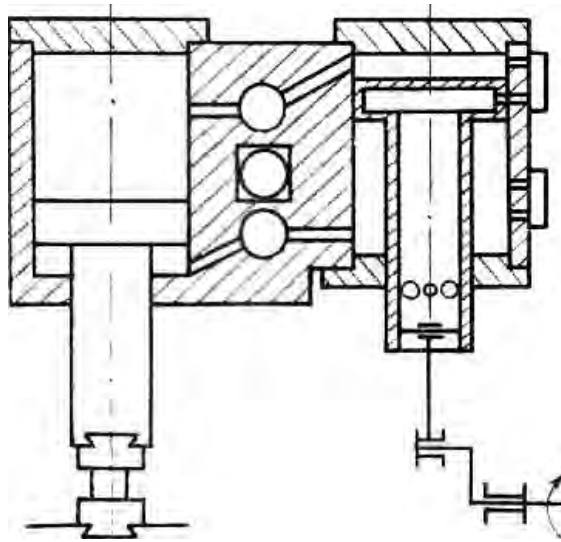


Рисунок 8.8 – Схема приводного пневматического молота

Поршень компрессорного цилиндра приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом от электродвигателя через ременную передачу. В станине молота имеются три крана, с помощью которых осуществляется воздухо-распределение. Верхний и нижний краны служат для управления работой молота, а средний – для перевода компрессора на холостой режим. При работе молота количество ходов в единицу времени рабочего и компрессорного поршней одинаково. Максимальное число ударов молота равно числу оборотов кривошипного вала привода.

Изменяя положение верхнего и нижнего кранов, можно изменять режимы работы молота. Молот может осуществлять следующие режимы работы: автоматические последовательные удары, удерживание бабы на весу, прижимковки, холостой ход.

Для предотвращения удара бабы о верхнюю крышку рабочего цилиндра предусмотрено буферное устройство.

Материалы, инструмент, оборудование. Для проведения работы необходимы:

- молот приводной пневматический с массой падающих частей 75 кг;
- рулетка;
- секундомер.

Выполнение работы. Изучить устройство приводного пневматического молота и его основных узлов. Ознакомиться с основными параметрами молота по ГОСТ 7024-85, ГОСТ 9752-85. Уяснить назначение и взаимодействие подвижных частей молота, а также элементов пневматического привода. Составить комбинированную кинематическую и пневматическую схему молота с перечнем элементов, руководствуясь ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.770-68; ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96.

Определение параметров молота проводить в режиме автоматических последовательных ударов. Числовые значения параметров молота и результаты расчета эффективной энергии удара, эффективной мощности и мощности электродвигателя молота занести в таблицу 8.9.

Таблица 8.9 – Расчет эффективной энергии удара, эффективной мощности и мощности электродвигателя молота

| Наименование параметра | Обозначение параметра | Расчетная формула | Числовое значение |
|--|-----------------------|--|-------------------|
| Масса падающих частей, кг | m | - | 75 |
| Скорость падающих частей в момент удара, м/с | v | - | |
| Частота ударов молота, мин ⁻¹ | n | | |
| Эффективная энергия удара, кДж | E | $E = 5,1 \cdot 10^{-6}mv^2$ | |
| Эффективная мощность, кВт | N | $N = 1,63 \cdot 10^{-3}En$ | |
| Мощность электродвигателя, кВт | $N_{\text{эд}}$ | $N_{\text{эд}} = 10^{-2}aN,$ где $a = 2,5$ – коэффициент мощности | |

Отчет должен содержать комбинированную кинематическую и пневматическую схему молота с перечнем элементов, краткое описание взаимодействия подвижных частей молота по комбинированной кинематической и пневматической схеме, порядок управления режимами работы молота, а также анализ полученных результатов.

Вспомогательный раздел
Учебная программа дисциплины

Белорусский национальный технический университет

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
Белорусского национального
технического университета

_____ Ю.А. Николайчик

_____ /уч.
Регистрационный № УД-_____ /уч.

КУЗНЕЧНО - ШТАМПОВОЧНОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ

Учебная программа учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности

1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением»

Минск 2022 г.

Учебная программа составлена на основе типовой учебной программы «Кузнечно-штамповочное оборудование, утвержденной 27.03.2019, рег. № ТД-I.1500/тип.

СОСТАВИТЕЛЬ:

Д.В. Минько, профессор кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением» Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой «Машины и технология обработки металлов давлением» Белорусского национального технического университета (протокол №__ от __ 2022 г.)

Заведующий кафедрой _____ В.А. Томило

Методической комиссией механико-технологического факультета Белорусского национального технического университета (протокол №____ от _____ 2022 г.)

Председатель методической комиссии _____ Н.И. Иваницкий

Научной библиотекой БНТУ _____ Т.И. Бирюкова

Научно-методическим советом Белорусского национального технического университета (протокол №____ секции №1 от _____ 2022 г.)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа по учебной дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование» разработана в соответствии с требованиями образовательного стандарта высшего образования I ступени по специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением».

Целью изучения дисциплины «Кузнечно-штамповочное оборудование» является подготовка студентов к практической деятельности в условиях современного штамповочного производства, связанного с использованием, проектированием и совершенствованием высокопроизводительного оборудования. Дисциплина непрерывно развивается в соответствии с совершенствованием и прогрессом в металлообработке, выпуском кузнечно-штамповочного оборудования с новыми кинематическими схемами и конструктивными решениями.

Изучение учебной дисциплины позволяет решить следующие задачи в рамках конкретных видов деятельности:

– проектной деятельности: проектировать и рассчитывать прочность и надежность основных узлов кузнечнопрессовых машин, работать с нормативной документацией и справочной литературой;

– организационно-методической деятельности: организовывать, методически обеспечивать проектирование и производство кузнечнопрессовых машин, обеспечивать управление разработкой проектной документацией в организации;

– контрольной и надзорной деятельности: организовывать и осуществлять надзорные мероприятия в области проектирования и производства кузнечнопрессовых машин и контроля качества продукции на всех этапах жизненного цикла;

– аналитической и экспериментально-исследовательской деятельности: на системной основе проводить оптимизацию конструкций кузнечнопрессовых машин и осуществлять экспериментальные исследования прочности и долговечности деталей; планировать, методически обеспечивать и осуществлять исследования проектных и технологических процессов;

– инновационной деятельности: осуществлять поиск, систематизацию и анализ информации по перспективам развития отрасли (машиностроения, металлургии, автомобиле- и тракторостроения), инновационным технологиям.

Учебная программа предусматривает изучение методов проектирования и производства кузнечно-штамповочного оборудования; основ кинематического, энергетического, прочностного расчетов параметров и сущности требований к конструкции основных узлов; принципов построения проектных документов, технической документации и систем стандартов.

Учебная дисциплина «Кузнечно-штамповочное оборудование» базируется на знаниях, полученных при изучении таких дисциплин, как «Математика», «Физика», «Инженерная графика», «Теория механизмов, машин и манипуляторов», а также при изучении дисциплин компонентов учреждения высшего образования, таких как: «Механика материалов», «Материаловедение», «Теоретическая механика», «Привод кузнечно-прессовых машин». В основе ее лежат фундаментальные положения математики и механики. Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин, связанных с проектированием, расчетом и

эксплуатацией оборудования кузнечных и прессовых участков, штампового инструмента.

В результате изучения учебной дисциплины «Кузнечно-штамповочное оборудование» студент должен:

знать:

- функциональное назначение всех разновидностей кузнечнопрессовых машин;
- устройство и работу кузнечнопрессовых машин и их узлов;
- особенности компоновки узлов кузнечнопрессовых машин в зависимости от их основных параметров;

уметь:

- проектировать кузнечнопрессовую машину, разрабатывать ее сборочный чертеж;
- определять размеры деталей и узлов кузнечнопрессовых машин;
- разрабатывать конструкции узлов машины, выполнять их прочностной расчет;
- определять исправность кузнечнопрессовой машины, необходимость ее ремонта;

владеть:

- оценкой технологических возможностей кузнечнопрессовой машины;
- навыками проверки правильности наладки штампов на машине;
- навыками оценки причин и методами устранения неисправностей кузнечнопрессовых машин;
- навыками качественной работы с документацией технологического процесса, оснастки и оборудования.

Освоение учебной дисциплины «Кузнечно-штамповочное оборудование» обеспечивает формирование следующих компетенций:

академических:

- уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач;
- уметь работать самостоятельно;
- быть способным порождать новые идеи (обладать креативностью);
- иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером;
- использовать основные законы естественнонаучных дисциплин в профессиональной деятельности;
- применять соответствующий физико-математический аппарат, методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования в физике, химии, экологии для решения проблем, возникших в ходе профессиональной деятельности;

социально-личностных:

- владеть навыками здоровьесбережения;
- быть способным к критике и самокритике;
- уметь работать в коллективе;

– самостоятельно приобретать и использовать в практической деятельности новые знания и умения, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности;

профессиональных:

– принимать участие в развитии комплекса автоматизированных систем технологической подготовки производства для обеспечения своевременности, качества и надежности снабжения производства технологической оснасткой;

– подбирать необходимое технологическое оборудование для серийного и крупносерийного производства изделий;

– определять причины и намечать пути предотвращения брака заготовок и деталей (поковок, штамповок и пр.);

– выполнять технико-экономическое обоснование вариантов организации производства или реконструкции объекта производственной системы;

– разрабатывать проект механизации (автоматизации) как ведущего штамповочного оборудования, так и всего штамповочного агрегата (технологической линии);

– разрабатывать техническую документацию на проектируемый (модернизируемый) объект производства;

– осуществлять авторский надзор за изготовлением, монтажом (модернизацией) объекта в пределах соответствующей комплектации;

– профессионально эксплуатировать современное оборудование и приборы;

– на основе технической документации производить монтаж и наладку технологического оборудования и штамповой оснастки;

– производить своевременно ремонт и техническое обслуживание технологического оборудования и штамповой оснастки;

– осуществлять оперативный контроль за функционированием технологических систем (агрегатов, линий, участков) и их элементов и режимами их работы;

– обеспечивать необходимые технологии проведения ремонтов и проверять состояние элементов технологических систем после их ремонта, вести необходимую технологическую документацию по ремонту;

– контролировать строгое соблюдение технологии;

– контролировать соблюдение норм охраны труда, техники безопасности при работах на технологическом оборудовании, противопожарной безопасности;

– выявлять причины выхода из строя элементов технологических систем, поломки технологического оснащения, вести их учет, разрабатывать предложения по их осуществлению;

– обеспечивать обучение персонала работе на технологическом оборудовании с соответствующим специальным оснащением, правилам безопасности и осуществлять своевременную проверку знаний;

– на научной основе организовывать свой труд, самостоятельно оценивать результаты своей деятельности;

– владеть основными методами защиты производственного персонала и населения от возможных последствий аварий, катастроф, стихийных бедствий;

– осуществлять поиск, систематизацию и анализ информации по перспективам развития кузнечно-штамповочных, прокатных, прессовых и волочильных

цехов машиностроительных заводов, инновационным технологиям, проектам и решениям;

- определять цели инноваций и способы их достижения;
- работать с научной, технической и патентной литературой;
- разрабатывать бизнес-планы создания новых технологий обработки материалов давлением и оборудования;
- оценивать конкурентоспособность и экономическую эффективность разрабатываемых технологий и оборудования.

Согласно учебным планам на изучение учебной дисциплины отведено:

- для очной формы получения высшего образования всего 462 часа, из них аудиторных - 238 часов;

- для заочной формы получения высшего образования, интегрированного со средним специальным образованием, всего 462 часа, из них аудиторных - 50 часов.

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий приведено в таблицах 1-2.

Таблица 1.

| Очная форма получения высшего образования | | | | | |
|---|---------|------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| Курс | Семестр | Лекции, ч. | Лабораторные занятия, ч. | Практические занятия, ч. | Форма текущей аттестации |
| 3 | 5 | 52 | 16 | 18 | экзамен |
| 3 | 6 | 50 | 18 | 16 | экзамен |
| 4 | 7 | 34 | - | 34 | зачёт, защита курсового проекта |

Таблица 2.

| Заочная форма получения высшего образования, интегрированного со средним специальным образованием | | | | | |
|---|---------|------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| Курс | Семестр | Лекции, ч. | Лабораторные занятия, ч. | Практические занятия, ч. | Форма текущей аттестации |
| 3 | 5 | 8 | 4 | 6 | зачет |
| 3 | 6 | 14 | 6 | 2 | экзамен |
| 4 | 7 | 10 | - | - | зачёт, защита курсового проекта |

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

Раздел I. Состав и структура кузнечно-штамповочного оборудования

Тема 1.1. Основные понятия, общие сведения о кузнечно-штамповочном оборудовании

Основная цель и главная задача дисциплины. Роль и место кузнечно-штамповочного оборудования в современном производстве. История развития кузнечно-штамповочного оборудования, производственной и научной базы. Развитие теории и конструкций кузнечно-штамповочного оборудования в нашей стране и за рубежом.

Тема 1.2. Классификация и маркировка кузнечно-штамповочного оборудования

Классификация кузнечно-штамповочного оборудования по принципу действия. Кузнечно-штамповочное оборудование с квазистатическим воздействием на объект обработки (кривошипные, винтовые, гидравлические прессы, статы). Кузнечно-штамповочное оборудование с энергетическим воздействием на объект обработки (падающие механические, приводные, газогидравлические молоты, импульсные машины). Кузнечно-штамповочное оборудование квазинепрерывного действия (машины с вращающимся инструментом, роторные и роторно-конвейерные линии, обжимные машины). Совмещенное, составное и комбинированное кузнечно-штамповочное оборудование. Маркировка кузнечно-штамповочного оборудования.

Тема 1.3. Принципы проектирования и анализа кузнечно-штамповочного оборудования

Главные параметры и критерии сравнения представителей различных классов кузнечно-штамповочного оборудования. Силовые характеристики, циклы работы и технологические параметры кузнечно-штамповочного оборудования. Общая структура и режимы движения рабочих звеньев кузнечно-штамповочного оборудования. Принципиальные схемы и энергоэффективность представителей различных классов кузнечно-штамповочного оборудования.

Раздел II. Кривошипные кузнечно-штамповочные машины

Тема 2.1. Кинематический анализ кривошипных машин

Кривошипные машины и область их применения. Влияние технологических, силовых и энергетических условий работы машины на структурную схему исполнительного механизма. Кинематика кривошипно-ползунного исполнительного механизма. Исполнительные механизмы, обеспечивающие оптимальные энергосиловые условия работы машины, постоянство скорости рабочего хода, выстаивание ползуна при рабочем ходе.

Тема 2.2. Силовой анализ кривошипно-шатунного механизма

Усилия на ползуне и шатуне идеального и реального механизма. Определение линии действия силы в звеньях кривошипного механизма при

наличии трения. Крутящий момент на главном валу идеальной и реальной машины как функция усилия на ползуне и угла поворота коленвала.

Тема 2.3. Допускаемые усилия на ползуне

Понятие об эквивалентных напряжениях при пульсирующей нагрузке, характерной для кривошипных машин. Силовые факторы, воздействующие в опасных сечениях коленвала. Вывод формулы допускаемых усилий на ползуне по прочности коленвала в опасном сечении. Формула допускаемых усилий по прочности зубчатого зацепления. Графики допускаемых усилий, понятие о номинальном угле кривошипной машины. Влияние величины хода на величину допускаемых усилий.

Тема 2.4. Энергетика кривошипных машин

Неравномерность потребления энергии машин в течение цикла ее работы. Анализ применяемой формулы расчета мощности электропривода кривошипной машины. Суммарная работа машины с учетом трения и упругой деформации, а также потерь на включение муфты. Определение суммарной работы на участке рабочего хода по типовым графикам технологических нагрузок. Работа холостого хода, работа на включение муфты. Мощность электродвигателя и момент инерции маховика.

Тема 2.5. Структура кривошипных машин

Принципиальная кинематическая схема кривошипной вертикальной машины. Обоснование необходимости основных устройств машины: электропривод с понижающими передачами, муфты с тормозом, системы управления, системы смазки, уравнивателей, предохранителей по усилию, защитных устройств подушек, микропривода. Системы управления и смазки.

Тема 2.6. Системы включения кривошипных машин

Муфты жесткого включения. Муфты главного включения: дисковые, конические, шинно-пневматические, с ретинаксовыми вкладышами. Блок муфты с тормозом. Тормоза ленточные, дисковые, шарнирно-колодочные. Выбор места установки. Основные расчеты.

Тема 2.7. Вспомогательные устройства кривошипных машин

Пневматические подушки: однопоршневые и многопоршневые, батарейные, гидropневматические с пневмогидравлическим удерживателем. Арматура воздушной сети машины. Уравниватели. Измерители усилий. Охрана труда.

Тема 2.8. Открытые прессы общего назначения

Классификация кривошипных машин по технологическому признаку, типу и количеству исполнительных механизмов, степени специализации. Открытые прессы одностоечные и двухстоечные, наклоняемые и ненаклоняемые, с подвижным и неподвижным столом. Особенности работы и основы расчета открытой станины. Механизм регулировки закрытой высоты и величины хода. Область применения. Прессы с безмуфтовым приводом. Демпфирование шатуна. Предохранение от перегрузки.

Тема 2.9. Закрытые прессы общего назначения

Конструкция и сборка станины. Привод закрытых прессов: открытый и закрытый, односторонний и двухсторонний, одноступенчатый и многоступенчатый. Шестерне-эксцентриковый привод и другие модификации кривошипно-ползунного механизма. Расположение валов параллельно и перпендикулярно фронту прессы. Регулировка закрытой высоты и предохранение против перегрузки. Выдвижные столы и их быстродействующее крепление.

Раздел III. Кузнечно-штамповочное оборудование специального назначения

Тема 3.1. Кривошипные горячештамповочные прессы

Особенности конструкции станины, главного вала, муфт, тормозов, столов, выталкивателей. Предохранительные устройства и узлы для расклинивания. Особенности прессов для выдавливания, штамповки в разъемных матрицах, прессов с механизацией техпроцесса.

Тема 3.2. Горизонтально-ковочные машины

Основные типы и их классификация по конструкции механизмов зажима. Особенности конструкции и расчета основных узлов. Цикловая диаграмма и графики перемещения высадочного и зажимного ползуну. Предохранительные устройства от перегрузки. Жесткость машин. Особенности и применение горизонтально-ковочных машин с горизонтальной плоскостью разъема матриц.

Тема 3.3. Вытяжные прессы

Типы вытяжных прессов. Прессы двойного действия, их цикловая диаграмма. Механизмы привода наружного и внутреннего ползуну. Способы повышения быстроходности вытяжных прессов. Вытяжные прессы тройного действия и специальные прессы для глубокой вытяжки.

Тема 3.4. Прессы для холодной объемной штамповки

Прессы для холодного выдавливания и калибровочные. Особенности кинематики и конструкции исполнительного механизма. Регулировка закрытой высоты. Элементы расчета прессов. Особенности конструкции и применения холодно- и горячегибочных машин.

Тема 3.5. Ножницы

Основные типы ножниц. Листовые ножницы. Особенности конструкции, кинематики и расчета. Сортовые и комбинированные ножницы, особенности конструкции и применения. Просечные ножницы. Дисковые ножницы. Принципиальные схемы основных типов ножниц. Особенности конструкции двухдисковых ножниц для прямолинейной резки. Ножницы многодисковые.

Тема 3.6. Листоштамповочные прессы-автоматы

Технико-экономические предпосылки применения автоматов. Основные типы и классификация прессов-автоматов по кинематическим и конструктивным признакам. Особенности кинематики и конструкции автоматов с нижним приводом

и с эллипсоидальным поступательным движением ползуна (с непрерывной подачей ленты). Особенности кинематики и конструкции многопозиционных автоматов.

Тема 3.7. Прессы-автоматы для объемной штамповки

Основные типы и классификация прессов-автоматов по технологическим признакам. Автоматы однопозиционные (одно- двух и трехударные), двухпозиционные и многопозиционные. Особенности кинематики и конструкции однопозиционных прессов-автоматов. Горячештамповочные автоматы. Особенности кинематики и конструкции резьбонакатных и обрезающих автоматов. Основные типы и принципиальное их различие.

Тема 3.8. Гибочные прессы-автоматы

Технологическое назначение. Основные типы гибочных автоматов. Многоползунные универсально-гибочные автоматы с вертикальным, горизонтальным и радиальным расположением инструментов, с приводом ползунков от центральной шестерни, особенности конструкции и элементы расчета.

Тема 3.9. Правильные и гибочные ротационные машины

Принцип действия и схемы основных типов правильных машин: листопрямильные, сортопрямильные, правильно-отрезные полуавтоматы. Принцип действия и схемы основных типов гибочных машин: трехвалковые и четырехвалковые, листогибочные и сортогибочные машины; машины профилировочно-гибочные многороликовые, трубогибочные, копирующе-гибочные с вращающимся столом. Принципиальные схемы пружинонавивочных автоматов и автоматов непрерывного действия для изготовления пружинных шайб.

Тема 3.10. Ковочные вальцы и ротационно-ковочные машины

Технологическое назначение вальцов. Основные типы ковочных вальцов. Вальцы двухопорные и консольные. Ковочные вальцы-полуавтоматы с устройством для переноса заготовок из ручья в ручей. Ковочные вальцы непрерывного действия. Принципиальные схемы и технологическое использование ротационно-ковочных машин с вращающимся и невращающимся инструментом. Радиально-ковочные машины с программным управлением.

Раздел IV. Штамповочные и ковочные молоты

Тема 4.1. Молоты. Основные понятия

Принцип действия молота и его общая схема. Классификация молотов по технологическому назначению и конструктивным признакам. Типовые схемы паровоздушных, приводных пневматических и механических, электрических, взрывных, газовых, газогидравлических и гидравлических молотов. Отличительные особенности молотов различных типов и области их применения. Коэффициент полезного действия удара.

Тема 4.2. Работа и основы теплового расчета паровоздушных молотов

Классификация паровоздушных молотов по технологическому назначению и конструктивным признакам. Работа ковочного молота на автоматическом цикле.

Теоретическая индикаторная диаграмма. Определение энергии удара, число ходов, расхода пара по индикаторной диаграмме. Особенности конструкции и системы управления ковочных и штамповочных паровоздушных молотов. Особенности работы на паре и воздухе. Коэффициент полезного действия молотов.

Тема 4.3. Конструкция паровоздушных молотов

Классификация паровоздушных молотов по технологическому назначению и конструктивным признакам. Основные узлы паровоздушных молотов: цилиндры, станины, падающие части, шаботы, фундаменты, предохранительные устройства. Виброизоляция молотов. Перспективы их развития. Охрана труда.

Тема 4.4. Бесшаботные и высокоскоростные молоты

Бесшаботные паровоздушные молоты. Особенности кинематической и гидравлической связи подвижных частей. Элементы расчета бесшаботных молотов. Сравнение шаботных и бесшаботных молотов с точки зрения технологических, конструкционных и эксплуатационных особенностей. Молоты для высокоскоростной штамповки. Горизонтальные молоты с одинаковой встречной скоростью бойков.

Тема 4.5. Гидравлические и гидроимпульсные молоты

Приводные пневматические молоты. Принципиальные схемы молотов. Циклы работы. Графики перемещения и скорости бабы. Определение энергии удара и других параметров молота. Схема воздухораспределения при работе на всех циклах.

Тема 4.6. Винтовые фрикционные, дугостаторные и гидровинтовые молоты (прессы)

Принцип работы и основные схемы винтовых фрикционных прессов. Схема и работа двухдискового прессы, его техническая характеристика и область применения. Особенности конструкции и работы дугостаторных винтовых прессов. Принципиальные схемы и работа наиболее распространенных гидровинтовых прессов, техническая характеристика и область их применения.

Раздел V. Гидравлические кузнечно-штамповочные машины

Тема 5.1. Гидравлические прессы. Гидропрессовые установки с насосным безаккумуляторным приводом

Гидравлические прессы и гидропрессовые установки. Типы гидропрессовых установок. Рабочие исследования гидропрессовых установок с насосным безаккумуляторным приводом. Методы повышения использования установочной мощности привода гидропрессовых установок.

Тема 5.2. Компоновка гидропрессовых установок с насосным приводом и гидроаппаратура

Схемы гидропрессовых установок с масляным индивидуальным приводом. Ускорение прямого холостого хода за счет применения наполнительного бака,

двух насосов различной производительности и давления, ускорительного плунжера. Гидропрессовые установки, работающие на водной эмульсии. Насосы и аппаратура управления прессами с масляным приводом.

Тема 5.3. Гидропрессовые установки с насосно-аккумуляторным приводом

Особенности работы гидропрессовых установок с насосно-аккумуляторным приводом. Повышение коэффициента полезного действия гидропрессовых установок. Расчет отъема гидравлических и воздушных баллонов аккумулятора. Расчет производительности насосов.

Тема 5.4. Состав гидропрессовых установок с насосно-аккумуляторным приводом

Состав и работа гидропрессовых установок с насосно-аккумуляторным приводом. Аккумуляторы. Управление пневматическим беспоршневым аккумулятором. Наполнительный и сливной баки. Насосы. Распределительные устройства и клапаны насосно-аккумуляторной установки.

Тема 5.5. Гидропрессовые установки с мультипликаторным и комбинированным приводом

Принцип действия мультипликаторов и элементы их расчета. Гидропрессовые установки с электромеханическим мультипликатором и их работа. Работа гидропрессовых установок с комбинированным приводом. Сравнительная оценка установок с насосным и мультипликаторным приводом. Охрана труда.

Тема 5.6. Гидравлические прессы различного технологического назначения

Классификация прессов по технологическому назначению. Сравнительная оценка гидравлических прессов, молотов и кривошипных машин. Ковочные прессы, горячештамповочные прессы, трубопруктовые и прутково-профильные прессы, прессы для выдавливания штампов, прессы для обработки пластмасс. Прессы для листовой штамповки резиной.

Тема 5.7. Конструкция и основы расчета гидравлических прессов

Классификация гидравлических прессов по конструктивным признакам. Станины гидравлических прессов колонного и рамного типа, скрепленные лентой. Элементы расчета станин и колонн. Поперечины и столы гидравлических прессов. Цилиндры и трубопроводы и их расчет. Уплотнение плунжеров и неподвижных соединений. Расчет компенсаторов гидроудара.

Тема 5.8. Перспективные направления развития гидропрессостроения

Создание новых типов гидравлических прессов. Применение в гидравлических прессах сверхвысоких давлений жидкости 1000-1600 атм. Быстроходные гидравлические прессы, гидравлические прессы-автоматы. Создание гидравлических прессов с несколькими плунжерами в разных плоскостях. гидравлических прессы с программным управлением. Повышение надежности и долговечности гидравлических прессов. Охрана труда.

Раздел VI. Зарубежное кузнечно-штамповочное оборудование

Тема 6.1. Основные направления и тенденции развития кузнечно-штамповочного производства за рубежом

Место и роль кузнечно-штамповочного оборудования в современных условиях промышленного производства. Состояние кузнечно-штамповочного производства в Республике Беларусь, странах СНГ и за рубежом. Основные направления и тенденции развития кузнечно-штамповочного оборудования. Новые конструктивные решения в зарубежном кузнечно-штамповочном оборудовании.

Тема 6.2. Зарубежное оборудование и технологии для разделения исходных материалов

Автоматизированные комплексы для резки сортового проката. Ножницы для резки сортового проката малых размеров. Автоматизированные комплексы для прямой резки листа и снятия кромок под сварку. Оборудование для безотходного разделения труб локальным прижимом и для резки труб вырубкой кольцевого участка. Роботизированные комплексы с программным управлением на базе координатно-пробивных прессов с лазерной и плазменной резкой.

Тема 6.3. Зарубежное оборудование и технологии для листовой штамповки

Схемы и оборудование для чистовой вырубки. Прессы с программным управлением для поэлементной штамповки листового материала. Прессы для листовой штамповки крупногабаритных деталей. Высокоточные листогибочные прессы и гибкие производственные комплексы для обработки листового материала. Машины листогибочные трехвалковые. Машины для гибки профилей из листа. Автоматизированные комплексы для гибки сортового проката. Горизонтальные правильные и гибочные гидравлические прессы. Прессы-автоматы для правки машиностроительных деталей. Трубогибочные машины.

Тема 6.4. Зарубежное оборудование и технологии для холодной объемной штамповки

Прессы механические и гидравлические однопозиционные для холодного выдавливания. Прессы гидравлические многопозиционные для холодного выдавливания. Холодновысадочные многопозиционные автоматы. Автоматы холодноштамповочные для высадки изделий стержневого типа. Автоматы проволочно-гвоздильные роторные.

Тема 6.5. Зарубежное оборудование и технологии для горячей объемной штамповки

Конструкции главных исполнительных механизмов кривошипных горячештамповочных прессов. Автоматизированные комплексы на базе горячештамповочных прессов. Винтовые прессы с гидравлическим и муфтовым приводом. Прессы гидравлические для горячей объемной штамповки. Молоты с электрогидравлическим приводом. Автоматизированные комплексы на базе винтовых прессов и штамповочных молотов. Валцы ковочные многоклетьевые и многоручьевые. Горизонтально-ковочные машины с горизонтальным разъемом матриц. Горизонталь-

но-ковочные машины для высадки концов труб. Станы для поперечно-клиновой прокатки. Радиально-обжимные машины проходного типа. Радиально-обжимные машины для изготовления ступенчатых деталей. Оборудование для радиального обжатия концов труб.

Тема 6.6. Специальные зарубежные технологии и оборудование

Ножницы для резки металлолома. Специальные прессы для переработки рельсов, кузовов автомобилей, брикетирования стружки. Автоматы механические и гидравлические для прессования изделий из металлических порошков. Оборудование для штамповки эластичной средой, гидромеханической вытяжки, полугорячей и изотермической штамповки. Технологическая оснастка и оборудование для гидравлической штамповки полых деталей с отводками. Оборудование для импульсного планетарного накатывания зубьев. Автоматы для накатывания резьбы и шлицев.

ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Курсовой проект выполняется после изучения теоретической части учебной дисциплины и включает в себя разработку или модернизацию конструкции одной из кузнечно-штамповочных машин, выпускаемых промышленностью, поисковую разработку варианта конструкции по новой принципиальной схеме или разработку лабораторной или экспериментальной установки.

Целью курсового проектирования является закрепление полученных теоретических знаний и приобретение навыков их самостоятельного использования в практической деятельности.

Курсовой проект выполняется согласно имеющимся на кафедре методическим указаниям. Курсовой проект включает: обоснование выбора типа и экономической целесообразности проектируемого оборудования; анализ стандартизованных технических параметров, описание разрабатываемого оборудования и требований к основным узлам; кинематический и силовой анализ исполнительного механизма; энергетический расчет привода; расчеты основных узлов и деталей; вопросы охраны труда и производственной санитарии; разработку конструкторской документации.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графического материала.

Расчетно-пояснительная записка включает описание разрабатываемого оборудования, кинематические, гидравлические и пневматические схемы конструкторские расчеты. Объем расчетно-пояснительной записки 30-40 листов формата А4.

Графический материал по курсовому проекту включает:

- сборочный чертеж разрабатываемого оборудования (один-два листа формата А1);
- сборочные чертежи основных узлов (два-три листа формата А1);
- чертежи деталей (один-два листа формата А1).

Все чертежи должны выполняться в соответствии с требованиями единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Согласно учебному плану на курсовое проектирование отведено всего 60 часов.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
очная форма получения высшего образования

| Номер раздела, темы | Название раздела, темы | Количество аудиторных часов | | | | | Количество часов УСП | Форма контроля знаний |
|---------------------|--|-----------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|------|----------------------|-----------------------|
| | | Лекции | Практические занятия | Семинарские занятия | Лабораторные занятия | Иное | | |
| | 5 семестр | | | | | | | |
| 1 | Состав и структура кузнечно-штамповочного оборудования | | | | | | | |
| 1.1 | Основные понятия, общие сведения о кузнечно-штамповочном оборудовании | 2 | | | | | | |
| 1.2 | Классификация и маркировка кузнечно-штамповочного оборудования | 2 | | | | | | |
| 1.3 | Принципы проектирования и анализа кузнечно-штамповочного оборудования | 2 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №1 Правила выполнения кинематических схем. Составление кинематической схемы привода кривошипного пресса | | 2 | | | | | проверка задания |
| | Лабораторная работа №1 Изучение устройства и определение основных параметров двухстоечного открытого однокривошипного пресса | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №2 Определение жесткости двухстоечного открытого однокривошипного наклоняемого пресса | | | | 4 | | | защита лаб. раб. |
| 2 | Кривошипные кузнечно-штамповочные машины | | | | | | | |
| 2.1 | Кинематический анализ кривошипных машин | 2 | | | | | | |
| 2.2 | Силовой анализ кривошипно-шатунного механизма | 4 | | | | | | |
| 2.3 | Допускаемые усилия на ползуне | 2 | | | | | | |
| 2.4 | Энергетика кривошипных машин | 4 | | | | | | |
| 2.5 | Структура кривошипных машин | 4 | | | | | | |
| 2.6 | Системы включения кривошипных машин | 2 | | | | | | |
| 2.7 | Вспомогательные устройства кривошипных машин | 2 | | | | | | |
| 2.8 | Открытые прессы общего назначения | 2 | | | | | | |
| 2.9 | Закрытые прессы общего назначения | 2 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №2 Определение кинематических параметров исполнительных механизмов кривошипных прессов | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №3 Изучение конструкций и определение основных параметров главных валов | | 2 | | | | | проверка задания |
| | Лабораторная работа №3 Изучение устройства и работы муфты включения и ленточного тормоза кривошипного пресса | | | | 4 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №4 Изучение устройства и определение основных параметров горизонтально-ковочной машины | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |

| | | | | | | | | |
|----------|---|-----------|-----------|----------|-----------|--|--|------------------|
| 3 | Кузнечно-штамповочные машины специального назначения | | | | | | | |
| 3.1 | Кривошипные горячештамповочные прессы | 2 | | | | | | |
| 3.2 | Горизонтально-ковочные машины | 4 | | | | | | |
| 3.3 | Вытяжные прессы | 2 | | | | | | |
| 3.4 | Прессы для холодной объемной штамповки | 2 | | | | | | |
| 3.5 | Ножницы | 2 | | | | | | |
| 3.6 | Листоштамповочные прессы-автоматы | 2 | | | | | | |
| 3.7 | Прессы-автоматы для объемной штамповки | 2 | | | | | | |
| 3.8 | Гибочные прессы-автоматы | 2 | | | | | | |
| 3.9 | Правильные и гибочные ротационные машины | 2 | | | | | | |
| 3.10 | Ковочные валцы и ротационно-ковочные машины | 2 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №4 Расчет кинетостатических параметров прессов: приведенного плеча крутящего момента, расчетного крутящего момента | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №5 Силовой расчет главного вала кривошипного пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Лабораторная работа №5 Изучение особенностей работы и составление кинематической схемы привода горизонтально-ковочной машины | | | | 4 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №6 Изучение устройства и работы фрикционной муфты включения горизонтально-ковочной машины | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Итого за семестр | 52 | 16 | - | 18 | | | экзамен |
| | 6 семестр | | | | | | | |
| 4 | Штамповочные и ковочные молоты | | | | | | | |
| 4.1 | Молоты. Основные понятия | 2 | | | | | | |
| 4.2 | Работа и основы теплового расчета паровоздушных молотов | 4 | | | | | | |
| 4.3 | Конструкция паровоздушных молотов | 4 | | | | | | |
| 4.4 | Бесшаботные и высокоскоростные молоты | 2 | | | | | | |
| 4.5 | Гидравлические и гидроимпульсные молоты | 4 | | | | | | |
| 4.6 | Винтовые фрикционные, дугостаторные и гидровинтовые молоты (прессы) | 4 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №6 Энергетический расчет кривошипного пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №7 Построение графика рабочих нагрузок кривошипного пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Лабораторная работа №7 Изучение устройства и определение основных параметров винтового фрикционного двухдискового пресса | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №8 Изучение особенностей работы и составление кинематической схемы винтового фрикционного двухдискового пресса | | | | 4 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №9 | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |

| | | | | | | | | |
|----------|---|-----------|-----------|----------|-----------|--|--|------------------|
| | Определение основных параметров винтового механизма фрикционного двухдискового пресса | | | | | | | |
| 5 | Гидравлические кузнечно-штамповочные машины | | | | | | | |
| 5.1 | Гидравлические прессы. Гидропрессовые установки с насосным безаккумуляторным приводом | 4 | | | | | | |
| 5.2 | Компоновка гидропрессовых установок с насосным приводом и гидроаппаратура | 4 | | | | | | |
| 5.3 | Гидропрессовые установки с насосно-аккумуляторным приводом | 4 | | | | | | |
| 5.4 | Состав гидропрессовых установок с насосно-аккумуляторным приводом | 4 | | | | | | |
| 5.5 | Гидропрессовые установки с мультипликаторным и комбинированным приводом | 4 | | | | | | |
| 5.6 | Гидравлические прессы различного технологического назначения | 4 | | | | | | |
| 5.7 | Конструкция и основы расчета гидравлических прессов | 4 | | | | | | |
| 5.8 | Перспективные направления развития гидропрессостроения | 2 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №8 Определение упругой деформации кривошипного пресса | | 2 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №9 Расчет мощности и выбор электродвигателя кривошипного пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №10 Определение момента инерции и размеров маховика кривошипного пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Лабораторная работа №10 Изучение устройства и определение основных параметров гидравлического четырехколонного пресса | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №11 Изучение устройства и работы гидропривода гидравлического четырехколонного пресса | | | | 4 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №12 Изучение устройства и определение основных параметров приводного пневматического молота | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Итого за семестр | 50 | 18 | - | 16 | | | экзамен |
| | 7 семестр | | | | | | | |
| 6 | Зарубежное кузнечно-штамповочное оборудование | | | | | | | |
| 6.1 | Основные направления и тенденции развития кузнечно-штамповочного производства за рубежом | 4 | | | | | | |
| 6.2 | Зарубежное оборудование и технологии для разделения исходных материалов | 6 | | | | | | |
| 6.3 | Зарубежное оборудование и технологии для листовой штамповки | 6 | | | | | | |
| 6.4 | Зарубежное оборудование и технологии для холодной объемной штамповки | 6 | | | | | | |
| 6.5 | Зарубежное оборудование и технологии для горячей объемной штамповки | 6 | | | | | | |
| 6.6 | Специальные зарубежные технологии и оборудование | 6 | | | | | | тестирование |
| | Практическое занятие №11 Расчет муфты включения кривошипного пресса | | 6 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №12 Расчет тормоза кривошипного пресса | | 6 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №13 Расчет станины гидравлического пресса | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №14 Расчет рабочих цилиндров, плунжеров и уплотнений гидравлического пресса | | 4 | | | | | проверка задания |

| | | | | | | | | |
|--|--|-----------|-----------|------------|--|--|--|----------------------|
| | Практическое занятие №15 Расчет гидросистемы гидравлического прессы | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №16 Расчет конструктивных параметров ковочного молота | | 6 | | | | | проверка задания |
| | Практическое занятие №17 Расчет производительности ковочного молота | | 4 | | | | | проверка задания |
| | Курсовой проект | | | | | | | защита |
| | Итого за семестр | 34 | 34 | | | | | защита, зачет |
| | Всего аудиторных часов | | | 238 | | | | |

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

заочная форма получения высшего образования, интегрированного со средним специальным образованием*)

| Номер раздела, темы | Название раздела, темы | Количество аудиторных часов | | | | | Количество часов УСР | Форма контроля знаний |
|---------------------|--|-----------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|------|----------------------|-----------------------|
| | | Лекции | Практические занятия | Семинарские занятия | Лабораторные занятия | Иное | | |
| 5 семестр | | | | | | | | |
| 1 | Состав и структура кузнечно-штамповочного оборудования | | | | | | | |
| 1.1 | Основные понятия, общие сведения о кузнечно-штамповочном оборудовании | 2 | | | | | | |
| 2 | Кривошипные кузнечно-штамповочные машины | | | | | | | |
| 2.5 | Структура кривошипных машин | 2 | | | | | | |
| 3 | Кузнечно-штамповочные машины специального назначения | | | | | | | |
| 3.1 | Кривошипные горячештамповочные прессы | 2 | | | | | | |
| 3.2 | Горизонтально-ковочные машины | 2 | | | | | | |
| | Практическое занятие №1 Правила выполнения кинематических схем. Составление кинематической схемы привода кривошипного пресса | | 2 | | | | проверка задания | |
| | Практическое занятие №2 Определение кинематических параметров исполнительных механизмов кривошипных прессов | | 4 | | | | проверка задания | |
| | Лабораторная работа №1 Изучение устройства и определение основных параметров двухстоечного открытого однокривошипного пресса | | | | 2 | | защита лаб. раб. | |
| | Лабораторная работа №4 Изучение устройства и определение основных параметров горизонтально-ковочной машины | | | | 2 | | защита лаб. раб. | |
| | Итого за семестр | 8 | 6 | | 4 | | зачет | |
| 6 семестр | | | | | | | | |
| 4 | Штамповочные и ковочные молоты | | | | | | | |
| 4.1 | Молоты. Основные понятия | 2 | | | | | | |
| 4.3 | Конструкция паровоздушных молотов | 2 | | | | | | |
| 4.4 | Бесшаботные и высокоскоростные молоты | 2 | | | | | | |
| 4.5 | Гидравлические и гидроимпульсные молоты | 2 | | | | | | |
| 4.6 | Винтовые фрикционные, дугостаторные и гидровинтовые молоты (прессы) | 2 | | | | | | |
| 5 | Гидравлические кузнечно-штамповочные машины | | | | | | | |
| 5.1 | Гидравлические прессы. Гидропрессовые установки с насосным безаккумуляторным приводом | 2 | | | | | | |
| 5.3 | Гидропрессовые установки с насосно-аккумуляторным приводом | 2 | | | | | контр. работа | |
| | Практическое занятие №8 Определение упругой деформации кривошипного пресса | | 2 | | | | проверка задания | |

| | | | | | | | | |
|----------|--|-----------|----------|--|-----------|--|--|------------------|
| | Лабораторная работа №7 Изучение устройства и определение основных параметров винтового фрикционного двухдискового прессы | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №10 Изучение устройства и определение основных параметров гидравлического четырехколонного прессы | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Лабораторная работа №12 Изучение устройства и определение основных параметров приводного пневматического молота | | | | 2 | | | защита лаб. раб. |
| | Итого за семестр | 14 | 2 | | 6 | | | экзамен |
| | 7 семестр | | | | | | | |
| 6 | Зарубежное кузнечно-штамповочное оборудование | | | | | | | |
| 6.1 | Основные направления и тенденции развития кузнечно-штамповочного производства за рубежом | 2 | | | | | | |
| 6.2 | Зарубежное оборудование и технологии для разделения исходных материалов | 2 | | | | | | |
| 6.3 | Зарубежное оборудование и технологии для листовой штамповки | 2 | | | | | | |
| 6.4 | Зарубежное оборудование и технологии для холодной объемной штамповки | 2 | | | | | | |
| 6.5 | Зарубежное оборудование и технологии для горячей объемной штамповки | 2 | | | | | | |
| | Курсовой проект | | | | | | | защита |
| | Итого за семестр | 10 | | | | | | зачет |
| | Всего аудиторных часов | | | | 50 | | | |

*) Темы учебного материала, не указанные в Учебно-методической карте, отводятся на самостоятельное изучение студентами.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Список литературы

Основная литература

1. Живов, Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: учеб. для вузов / Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н.; под ред. Л.И.Живова. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2006. – 560 с.
2. Свистунов, В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: Учебное пособие. – М.: МГИУ, 2008. – 698 с.
3. Банкетов, А.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование. / А.Н. Банкетов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 567 с.
4. Северденко, В.П. Лабораторный практикум по теории, машинам и технологии обработки металлов давлением. / В.П. Северденко и др. – Минск: Высшая школа, 1975. – 304 с.

Дополнительная литература

1. Бочаров, Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
2. Степанов, Б.А. Специализированное кузнечно-прессовое оборудование: учеб. пособие для вузов. – М.: МГИУ, 2005 – 212 с.
3. Ланской, Е.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
4. Власов, В.И. Системы включения кривошипных прессов. / В.И. Власов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.
5. Навроцкий, Г.А. Кузнечно-штамповочные автоматы. / Г.А.Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
6. Добринский, И.С. Гидравлический привод прессов. / И.С. Добринский. –М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.
7. Зимин, А.И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. / А.И. Зимин. / Ч.1. Молоты. – М.: Машгиз, 1953. – 460 с.
8. Игнатов, А.А. Кривошипные горячештамповочные прессы. / А.А. Игнатов, Т.А. Игнатова. – М.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
9. Игнатов, А.А. Горизонтально-ковочные машины. / А.А.Игнатов. – М.: Машгиз, 1948. – 340 с.
10. Розанов, Б.З. Гидравлические прессы. / Б.З.Розанов. – М.: Машгиз, 1959. – 428 с.

Средства диагностики результатов учебной деятельности

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- проведение текущих контрольных работ (заданий) по отдельным темам;
- защита выполненных на практических и лабораторных занятиях индивидуальных заданий;
- собеседование при проведении индивидуальных и групповых консультаций;
- выступление студента на конференции по подготовленному реферату;
- сдача зачета и экзамена;
- защита курсового проекта.

Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- решение индивидуальных заданий;
- выполнения индивидуальных расчетных заданий с консультациями преподавателя;
- подготовка сообщений, тематических докладов, презентаций по заданным темам;
- подготовка курсового проекта по индивидуальным заданиям, в том числе разноуровневым заданиям.
- проработка тем (вопросов), вынесенных на самостоятельное изучение.

Контроль знаний

Перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы

1. Кузнечно-штамповочное оборудование статического воздействия на обрабатываемое изделие. Классификация по принципу действия. Структурные схемы основных устройств. Области применения.
2. Кузнечно-штамповочное оборудование динамического воздействия на обрабатываемое изделие. Классификация по принципу действия. Структурные схемы основных устройств. Области применения.
3. Прессы. Классификация по принципу действия. Структурные схемы основных устройств. Области применения. Сходство и отличие по сравнению с молотами и статами.
4. Статы. Структурные схемы основных устройств. Области применения. Сходство и отличие по сравнению с прессами и импульсными установками.
5. Молоты. Структурные схемы основных устройств. Области применения. Сходство и отличие по сравнению с прессами и импульсными установками.
6. Импульсные установки. Структурные схемы основных устройств. Области применения. Сходство и отличие по сравнению с молотами и статами.
7. Кузнечно-штамповочное оборудование непрерывного и квазинепрерывного действия. Структурные схемы основных устройств. Области применения.
8. Классификация кузнечно-штамповочного оборудования по принципу действия. Структурные схемы основных устройств. Области применения.
9. Общие понятия о кривошипных прессах. Основные и вспомогательные устройства (частные и общие). Ведущие и ведомые массы. Режимы работы (движения) рабочих звеньев основных устройств. Главные и дополнительные исполнительные механизмы.
10. Основные понятия кинестатических кривошипных прессов. Прямые и обратные системы отчета перемещений. Обобщенные координаты исполнительных механизмов. Типовые лианеризированные графики технологического нагружения. Номинальное и допустимое усилие. Номинальный ход. Расчетный угол. Текущий и расчетный моменты сил на главном валу. Идеальный момент и момент трения. Приведенные плечи. Радиусы трения.
11. Структурные схемы рычажных исполнительных механизмов. Связь приведенного количества звеньев рычажных исполнительных механизмов с силовыми и кинематическими особенностями. Законы движения, свойства и области применения исполнительных механизмов. Законы движения, свойства и области применения исполнительных механизмов с приведенным количеством звеньев от четырех до десяти. Понятие о кулачковых, кулачково-рычажных, зубчато-рычажных исполнительных механизмах. Области их применения.

12. Теорема связи кинематических и силовых параметров идеальных исполнительных механизмов. Ее следствия.
13. Понятие о радиусе и круге трения. Зависимость величины радиуса трения от параметров шарнира при точечном контакте и в общем случае. Выбор направлений равнодействующих сил с учетом кругов трения и относительного движения звеньев. Определение элементарной работы трения в опоре при вращательном и поступательном относительном перемещении звеньев.
14. Применение дезаксиала для обеспечения устойчивого плоского контакта ползуна со станиной. Эпюры и аналитические выражения для определения удельных сил.
15. Компактные исполнительные механизмы. Определение понятия. Конструктивные схемы и принципы действия. Преимущества и недостатки. Области применения. Особенности расчета. Способы обеспечения устойчивости плоского контакта ползуна с направляющими станины.
16. Типы главных валов кривошипных прессов. Принципы их расчета. Построение кривых допустимых по прочности опасных сечений усилий на ползуне. Расчетные углы различных прессов.
17. Демонстрация кинетостатических параметров: R , L , d_o , d_a , d_b на схемах различных кривошипно-ползунных прессов.
18. Расчет многозвенных исполнительных механизмов методом замкнутых контуров. Допущения. Кинематика. Силы в трущихся парах. Идеальные крутящие моменты сил, моменты трения и полные моменты на главных валах. Учет упругости системы.
19. Расчет многозвенных исполнительных механизмов узловым методом. Допущения. Кинематика. Силы в трущихся парах. Идеальные крутящие моменты сил, моменты трения и полные моменты на главных валах. Учет упругости системы.
20. Понятие о жесткости и податливости закрытых прессов простого действия. Приведенная жесткость. Связь деформации штампового пространства с приведенной жесткостью и усилием на ползуне.
21. Понятие об угловой жесткости открытых прессов.
22. Влияние упругости конструкции прессов двойного действия на точность выстаивания ползуна.
23. Особенности муфтовых и безмуфтовых систем включения кривошипных прессов.
24. Классификация фрикционных дисковых муфт и муфт-тормозов (ответ по чертежу).
25. Определение величины расчетного крутящего момента сил на главном валу и момента сцепления фрикционной муфты. Соотношение этих величин.
26. Определение величины момента сцепления фрикционных дисковых муфт и тормозов в зависимости от их конструктивных параметров.
27. Конструкции ленточных тормозов. Расчет величины момента сцепления.

28. Понятия: момент инерции и приведенный момент инерции системы. Физический смысл понятий. Размерность. Определение величин. Приведение момента инерции системы к одному валу.

29. Показатель износа фрикционных дисков. Его физический смысл, размерность, определение его величины для дисковых муфт и тормозов. Допустимые значения показателя износа и их физический смысл.

30. Распределение удельных сил по поверхности фрикционного контакта дисковых муфт и тормозов. Приведенный радиус трущейся поверхности и его значения. Средняя величина удельной силы.

31. Как изменится момент сцепления, показатель износа и средняя удельная сила трущихся поверхностей, если, не изменяя другие параметры фрикционной муфты (тормоза): а) уменьшить наружный радиус трущихся поверхностей; б) увеличить наружный радиус трущихся поверхностей; в) увеличить количество трущихся поверхностей; г) увеличить давление сжатого воздуха.

32. Расчет тормозов систем включения на угол торможения главного вала.

33. Принцип действия и устройство сдвоенных трехлинейных двухпозиционных сервоуправляемых пневмораспределителей с перекрестными каналами. Работа в нормальном режиме и в режиме отказа (ответ по чертежу).

34. Назначение, принцип действия и схемы блокирования отдельных муфт и тормозов в начале и конце режима.

35. Главный привод кривошипных прессов. Устройство. Принцип квазистатического расчета механической части. Критерии и физическая суть цикловой и тепловой устойчивости.

36. Баланс работы кривошипной машины за один цикл. Способы определения его составляющих. Принципы подбора мощности электродвигателя и запасенной энергии маховика.

37. Классификация частных вспомогательных устройств кривошипных прессов. Классификация, устройство, режимы и расчет пневматических и гидропневматических подушек.

38. Устройство, назначение классификация и область применения нижних и верхних выталкивателей, упоров, устройств регулировки закрытой высоты, выдвижных плит и быстродействующих захватов.

39. Конструкции, области применения и расчет предохранителей от перегрузок и устройств вывода из распора кривошипных прессов.

40. Назначение, устройство и расчет гравитационных уравнивателей кривошипных прессов.

41. Назначение, устройство и принципы расчета динамических уравнивателей кривошипных прессов.

42. Классификация, устройство и принципы расчета станин кривошипных прессов.

43. Классификация, устройство и принципы расчета фундаментов кривошипных прессов.

44. Устройства смазки кривошипных прессов.

45. Устройства управления кривошипных прессов.

46. Классификация, устройство и расчет фундаментов кривошипных прессов.
47. Кривошипные прессы и автоматы для листовой штамповки. Классификация. Конструкция. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Графики движения ползунов и номинальные усилия главных исполнительных механизмов.
48. Универсальные листоштамповочные прессы. Классификация. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Особенность применения. Диапазон номинальных усилий.
49. Листоштамповочные прессы для глубокой вытяжки простого и двойного действия. Классификация. Конструкция. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Графики движения ползунов и номинальные усилия главных исполнительных механизмов. Области применения.
50. Автоматы для штамповки в ленте. Классификация. Конструкция. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Циклограммы. Преимущества и недостатки по сравнению с многопозиционными листоштамповочными автоматами. Диапазон номинальных усилий. Область применения.
51. Многопозиционные листоштамповочные автоматы. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Диапазон номинальных усилий. Циклограммы. Преимущества и недостатки по сравнению с автоматами для штамповки в ленте. Области применения.
52. Кривошипные прессы и автоматы для горячей объемной штамповки. Классификация. Конструкция. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Графики движения ползунов и номинальные усилия главных исполнительных механизмов.
53. Универсальные кривошипные горячештамповочные прессы простого действия. Диапазон номинальных усилий. Область применения. Технологические особенности по сравнению с паровоздушными штамповочными молотами двойного действия. Конструктивные особенности по сравнению с универсальными листоштамповочными закрытыми однокривошипными вертикальными прессами.
54. Конструкции универсальных и сверхтяжелых кривошипных горячештамповочных прессов простого действия. Особенности основных и частных вспомогательных устройств. Область применения.
55. Классификация кривошипных горячештамповочных прессов. Конструктивные особенности и области применения многопозиционных кривошипных горячештамповочных прессов, кривошипных горячештамповочных прессов для холодного выдавливания, кривошипных горячештамповочных прессов двойного действия. Графики движения ползунов и номинальные усилия кривошипных горячештамповочных прессов двойного действия.
56. Горизонтально-ковочные машины с вертикальным разъемом матриц. Структурная схема. Графики движения ползунов главного исполнительного механизма. Номинальные усилия. Конструкция основных и частных вспомогательных устройств. Области применения. Пружинно-рычажные предохранители: назначение, устройство, работа.

57. Конструктивные и технологические особенности горизонтально-ковочных машин с горизонтальным разъемом матриц по сравнению с горизонтально-ковочными машинами с вертикальным разъемом матриц. Области применения горизонтально-ковочных машин с горизонтальным разъемом матриц. Номинальные усилия.

58. Конструктивные разновидности и области применения автоматов для горячей объемной штамповки.

59. Кривошипные штамповочные машины двойного действия. Структурные схемы. Конструктивные и технологические особенности. Назначение (области применения). Графики движения и номинальные усилия ползунов главного исполнительного механизма. Набор и особенности конструкций ЧВУ прессов двойного действия различного назначения.

60. Классификация кривошипных прессов и автоматов для холодной объемной штамповки. Структурные схемы, устройство и области применения чеканочных прессов и прессов для холодного выдавливания.

61. Классификация, структурные схемы, циклограммы и области применения холодновысадочных автоматов.

62. Классификация, устройство и области применения кривошипных гибочных прессов и автоматов. Понятие о гибочных автоматах с шестерней.

63. Классификация, назначение, конструктивные особенности основных и частных вспомогательных устройств кривошипных прессов и автоматов для разделительных операций.

64. Общая последовательность проектирования и расчета кривошипных прессов. Содержание технического задания, технической характеристики и паспорта кривошипной машины.

65. Понятие о гаммах кузнечно-штамповочного оборудования. Десятичный ряд главных параметров. Принципы его образования и маркировки членов ряда. Принципы маркировки типажных представителей кузнечно-штамповочного оборудования.

66. Соотношения полного (геометрического) подобия кривошипных прессов. Использование этих соотношений при проектировании гамм прессов по прессу-представителю. Перечень параметров, отклоняющихся от соотношений полного подобия. Причины отклонений. Принципы подбора или расчета параметров, не подчиняющихся соотношениями полного подобия.

67. Принцип действия и основные типы винтовых прессов. Кинематическая схема двухдискового винтового фрикционного пресса, его техническая характеристика и область применения.

68. Главный и основные параметры винтовых прессов. Особенности конструкции и работы электровинтовых и гидровинтовых прессов.

69. Винтовой исполнительный механизм пресса. Особенности рабочего хода. Конструкция. Расчет на прочность.

70. Принцип действия и классификация гидравлических прессов. Главный и основные параметры. Области применения.

71. Основные типы гидроцилиндров. Рабочие жидкости и применяемые давления. Уплотнение подвижных соединений.

72. Типы, классификация и основные элементы гидропривода. Особенности расходования энергии в зависимости от типа привода.
73. Принцип действия насосного гидропривода постоянной подачи. Гидравлическая схема. Пути повышения эффективности работы насосного гидропривода.
74. Принцип действия насосно-аккумуляторного гидропривода. Гидравлическая схема. Классификация и конструкция аккумуляторов.
75. Принцип работы гидравлического мультипликатора. Области применения мультипликаторного гидропривода. Гидравлическая схема и режимы работы.
76. Область применения и схема работы одноплунжерного кривошипного насоса простого действия. Диаграмма подачи и выравнивание пульсаций. Рабочие давления.
77. Принцип работы и конструкция радиально-поршневого и аксиально-поршневого насосов. Расчет теоретической подачи. Рабочие давления.
78. Принцип работы и конструкция трехпозиционного золотникового гидрораспределителя, применяемые материалы. Виды управления распределителем.
79. Типы и назначение клапанов в гидросистемах прессов. Гидравлический удар и конструкции компенсаторов гидроударов.
80. Баки, трубопроводы и гидроарматура. Назначение, материалы, конструкции. Уплотнение неподвижных соединений.
81. Расчет гидроцилиндров на прочность. Формулы Ляме. Соотношение размеров цилиндра. Материалы и требования к рабочим поверхностям цилиндра и плунжера.
82. Классификация станин гидравлических прессов. Основные требования к конструкции станин, поперечин, столов.
83. Основные типы гидравлических прессов. Параметры и особенности конструкции в зависимости от назначения.
84. Принцип действия, назначение и классификация молотов. Главный, основной и зависимый параметры. Соотношение ударных масс.
85. Принцип действия, схема, классификация и энергоносители паровоздушных молотов. Режимы работы и КПД.
86. Конструкции ковочных и штамповочных паровоздушных молотов. Шаботные и бесшаботные молоты. Импакторы.
87. Принцип действия, схема и классификация приводных пневматических молотов. Двухцилиндровые молоты двухстороннего действия. Режимы работы, воздухораспределение и КПД.
88. Принцип действия, схема и классификация гидравлических и газогидравлических молотов. Конструкция газогидравлических молотов двойного действия.
89. Принцип действия, схема и классификация высокоскоростных молотов. Конструкции и области применения гидравлических и взрывных молотов.
90. Принцип действия, схема и классификация электрических и электромеханических молотов. Конструкции и области применения.

91. Классификация назначение и конструкции фундаментов молотов. Схемы установки шабота. Перспективы усовершенствования молотов.
92. Классификация и назначение ротационных машин. Главные параметры. Области применения.
93. Классификация и назначение правильных и гибочных машин. Схемы расположения валков. Принцип действия и особенности конструкции машин.
94. Назначение и область применения дисковых ножниц. Конструкции и кинематические схемы одно-, двух- и многодисковых ножниц.
95. Классификация назначение и область применения ковочных вальцов. Особенности конструкции двухопорных и консольных вальцов. Вальцы для поперечно-клиновой прокатки.
96. Машины для ротационного выдавливания, обкатки и раскатки. Назначение, схемы работы и области применения.
97. Назначение, принцип действия и конструкции ротационно-ковочных машин. Радиально-обжимные машины.
98. Назначение, принцип действия и схема работы сферодвижного прес-са. Конструктивные особенности и технологические возможности.