

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.Е. Максименко
Н.Е. Проскуряков

АВТОМАТИЗАЦИЯ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Учебное пособие

Издание 2-е, стереотипное

Под редакцией д.т.н., профессора В.А. Демина

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов
по образованию в области машиностроения и приборостроения
в качестве учебного пособия для студентов специальности
150201 «Машины и технология обработки металлов давлением»*

Москва 2009

УДК 621.83
ББК 34.623
А18

Рецензенты:

*Е. Н. Сосенюшкин, профессор, д-р техн. наук,
Московский государственный технический университет «Станкин».
И. Ф. Шпунькин, профессор, канд. техн. наук,
Московский государственный технический университет «ММФ»*

Максименко А.Е., Проскуряков Н.Е.

А18 Автоматизация кузнечно-штамповочного производства: Учебное пособие. Изд. 2-е, стереотипное / А.Е. Максименко, Н.Е. Проскуряков; Под ред. В.А. Демина. – М.: МГТУ, 2009. – 192 с.

ISBN 978-5-2760-1662-7

Изложена последовательность проектирования цикловых механизмов загрузки рабочей зоны технологических машин – шибберных, валковых, револьверных питателей, пневматических приводов подачи, роботизированных технологических комплексов

и гибких производственных модулей штамповки. Представлены образцы оформления студентом вариантов расчета при проектировании средств автоматизации – текста, ссылок, иллюстраций, таблиц. Приведены расчеты показателей экономической эффективности, технико-экономические показатели проектируемых средств автоматизации.

Предназначено для практических занятий и выполнения контрольно-курсовых работ по курсу «Автоматизация, роботизация и гибкие производственные системы кузнечно-штамповочного производства».

УДК 621.83
ББК 34.623

ISBN 978-5-2760-1662-7

© А.Е. Максименко, Н.Е. Проскуряков, 2006
© МГТУ, 2006

Оглавление

Введение	5
1. Состав средств автоматизации современных листоштамповочных прессов и автоматов	6
2. Циклограммы и циклограммирование устройств загрузки ...	21
3. Проектирование цикловых механизмов загрузки рабочей зоны штамповочных машин	31
3.1. Выбор типа загрузочного устройства	31
3.2. Определение размеров исполнительного органа питателя.....	32
3.3. Конструкция подающего механизма.....	34
3.4. Кинематика привода подачи (питателя), возможные циклограммы, размеры звеньев.....	35
3.5. Расчет кинематики питателей для обеспечения шага подачи	37
3.6. Время срабатывания подачи	40
3.7. Циклограммирование подачи	41
3.8. Проектирование пневмопривода	42
4. Валковые подачи	47
4.1. Общие сведения.....	47
4.2. Валковые подающие устройства с кинематическим замыканием звеньев привода.....	49
4.3. Валково-секторное подающее устройство	50
4.4. Валковые подающие устройства с приводом от делительного механизма.....	52
4.5. Валковые подачи с индивидуальным приводом.....	54
4.6. Расчет и проектирование валковых подач с кинематическим замыканием звеньев привода.....	55
4.7. Расчет и проектирование валковых подающих устройств с приводом от делительного механизма.....	67
5. Шибберные питатели	72
6. Револьверные питатели.....	80
6.1. Храповой механизм.....	81
6.2. Рабочие диски	82
6.3. Мальтийский механизм	85

7. Расчет мальтийских механизмов	86
8. Проектный расчет автоматических подач с пневмоприводом	93
8.1. Проектный расчет.....	93
8.2. Проверочный расчет	99
9. Расчет зажимов заготовки дыропробивных прессов с числовым программным управлением	109
10. Требования к изменению технологии листовой штамповки на РТК.....	116
11. Проектирование ртк листовой штамповки	120
12. Разработка типовых ртк штамповки	144
13. Пути повышения производительности РТК листовой штамповки	155
Библиографический список	168
Приложение 1	169
Приложение 2	174

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение, и в частности, прессостроение и металлообработка, являются основой народного хозяйства. Листовая штамповка, ковка и объемная штамповка широко используются в авто-, тракторо- и самолетостроении, радиотехнической промышленности, приборостроении, при изготовлении предметов домашнего обихода и т. д.

Технический уровень кузнечно-штамповочных машин, уровень их механизации и автоматизации, совершенствование форм организации технологических процессов штамповки во многом определяют промышленный потенциал государства.

Углубленное изучение схемных и конструкторских решений позволяет студенту применить в конструкторской практике теоретические основы автоматизации и механизации производственных процессов — одного из главных средств интенсификации производства, овладеть основными методами расчета и проектирования роботизированных технологических систем и гибких производственных модулей штамповки, позволяющих повысить производительность и гибкость оборудования, культуру производства и качество изготовления изделий.

1. СОСТАВ СРЕДСТВ АВТОМАТИЗАЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ЛИСТОШТАМПОВОЧНЫХ ПРЕССОВ И АВТОМАТОВ

Современные листоштамповочные прессы и автоматы имеют 1000 и более ходов ползуна в минуту. Поэтому время, затрачиваемое на вспомогательные операции (загрузку заготовок, транспортировку полуфабрикатов между переходами, удаление и укладку деталей), оказывает решающее влияние на производительность машин.

Основное средство увеличения производительности – автоматизация процесса и достигаемое при этом наилучшее использование наибольшей частоты ходов прессы.

В зависимости от размеров и формы изделий, серийности производства и других факторов автоматизация технологического процесса штамповки решается созданием полуавтоматов или автоматов.

Полуавтоматы облегчают труд рабочего. Однако при работе на полуавтомате рабочий сам производит загрузку заготовки, а иногда и снимает готовые детали. Подача заготовок и удаление детали из зоны штампа производятся механизмами машины. Использование полуавтоматов существенно увеличивает производительность и создает условия безопасности работы, так как рабочие выполняют вспомогательные операции вне зоны штампа.

Механизация загрузки заготовок и съема деталей превращает пресс-полуавтомат в автомат. Заготовки загружаются рабочим через относительно длительные промежутки времени.

Переход от полуавтоматов к автоматам возможен при условии постоянства размеров формы и материала заготовок и получения удовлетворительной стойкости инструмента, позволяющей длительное время штамповать детали с заданными допускаемыми отклонениями по качеству и размерам.

Рабочий, обслуживающий автомат, при повышенной быстроте современного листоштамповочного оборудования не всегда в состоянии проследить за процессом работы машины. Поэтому для контроля наличия материала, проверки правильности расположения заготовки, точности подачи материала в прессы-автоматы встраиваются специальные устройства, которые при

нарушении нормальной работы останавливают машину, выключая ее привод.

Обязанности рабочего сводятся к устранению неполадок. Это позволяет во многих случаях одному рабочему обслужить группу прессов-автоматов.

Применение прессов-автоматов обеспечивает высокий уровень безопасности работы.

Для увеличения производительности листоштамповочного оборудования необходимо также создавать специализированные машины, параметры и конструкция которых в наибольшей степени учитывают особенности технологического процесса, формы и размеры детали.

Различают универсальные, специализированные и специальные листоштамповочные прессы-полуавтоматы и автоматы.

По конструкции станины прессы-автоматы бывают вертикальные, горизонтальные, наклонные и наклоняемые.

Прессы-автоматы изготовляют с верхним и нижним приводом.

Для работы на автоматах используют штучные заготовки, полосовой, листовой и ленточный материалы.

Прессы-полуавтоматы и автоматы с верхним приводом относятся к наиболее распространенному типу листоштамповочного оборудования. Эти полуавтоматы и автоматы можно разделить на две группы.

К первой группе относятся практически любые универсальные листоштамповочные прессы с верхним приводом, снабженные средствами механизации и автоматизации. Это могут быть открытые или закрытые прессы, простого или двойного действия, одно-, двух- или четырехкривошипные. Оснащение таких прессов средствами механизации и автоматизации обеспечивает наиболее полное использование их производительности.

Ко второй группе относятся специализированные листоштамповочные прессы-автоматы, созданные с учетом специфических особенностей автоматической работы и имеющие, как правило, увеличенную частоту ходов.

Таблица 1

Основные параметры шиберных подач

Параметры	Модели	
	ПШ-1	ПШ-2
Наибольший ход шибера, мм	100	250
Наибольший размер подаваемой заготовки, мм:		
круглой	35-90	90-240
прямоугольной:		
в продольном направлении подачи	12-90	30-240
поперек направления подачи	35-90	90-240
Наименьшая толщина заготовки, мм	0,5	1,0
Наибольшее число подаваемых заготовок в минуту	100	70
Габарит подачи в плане, мм	370×750	400×1100
Масса подачи (без пресса), кг	320	400

Однокривошипные открытые прессы простого действия, оснащенные шиберными, револьверными, грейферными подачами, шаговыми транспортерами, механическими руками для подачи штучных заготовок, превращаются в полуавтоматы. При установке соответствующих загрузочных устройств (магазинных или бункерных) полуавтоматы становятся автоматами. Все эти устройства предназначены для транспортировки штучных заготовок от места загрузки на рабочую позицию прессов.

Шиберная подача (табл. 1) монтируется на отдельной стойке, устанавливаемой рядом с прессом. Привод подающего устройства осуществляется от пневмоцилиндра.

Скорость рабочего хода пневмоцилиндра регулируется дросселем. Конструкция шибера зависит от размеров и формы штампуемого конкретного изделия, поэтому шибер выполнен быстросменным. Положение шибера и его ход регулируются бесступенчато.

Подача оснащается магазином, который выполнен с регулируемым расстоянием между стенками, для того чтобы его можно было использовать для заготовок различных размеров в определенном диапазоне.

Основные параметры револьверных подач

Параметры	Модели	
	РП9А	РП11А
Высота заготовки, мм:		
наименьшая	0,8	0,8
наибольшая	35	47
Количество гнезд в диске, шт.	10	10
Диаметр отверстия гнезда под вкладыш, мм	125	160
Наружный диаметр револьверного диска, мм	700	820
Толщина транспортного диска, мм	18	18
Наибольшая частота ходов подачи в минуту совместно с прессом	40	40
Точность совмещения оси гнезда диска с осью штампа, мм	$\pm 0,25$	$\pm 0,25$
Наименьший допустимый ход ползуна, мм	65	85
Ход ползуна, используемый для выполнения технологической операции, мм	20	29
Габарит пресса с подачей в плане, мм	1710×1655	2050×1530
Масса подачи (без пресса), кг	500	705

Револьверные подачи выполняют с приводом от пресса или с индивидуальным приводом.

Централизованно выпускаемые револьверные подачи (табл. 2) имеют индивидуальный пневмопривод. В отличие от конструкций с приводом от пресса, револьверные подачи с индивидуальным приводом могут устанавливаться на быстроходных прессах.

Револьверный стол выполнен в виде храпового механизма, ведущим звеном которого является подающая «собачка» укрепленная на ползушке, а ведомым – револьверный диск с пазами. Точность установки револьверного диска фиксируют специальные устройства (две «собачки» и тормоз постоянного действия).

Прямолинейное возвратно-поступательное движение ползушка получает от пневмоцилиндра с пневматическими амортизационными подушками и встроенной рычажной системой, воздействующей на пневматические и электрические переключатели в конце хода.

Для проталкивания готовых изделий на позиции выгрузки имеется механический выталкиватель. Подача модели РП9А предназначена для установки на прессе силой 630 кН (модели К2128), подача модели РП11А- на прессе силой 1 МН (модели К2130).

Грейферные подачи (табл. 3) чаще всего применяют для передачи в ориентированном положении штучных заготовок при многопозиционной штамповке.

Таблица 3

Основные параметры грейферных устройств

Параметры	Типоразмеры				
	I	II	III	IV	V
Размер заготовки, мм	40-63	63-100	100-160	160-250	250-400
Продольный ход грейферных линеек, мм	90	140	220	360	560
Частота ходов в минуту для устройств с приводом: индивидуальным от вала пресса	Не менее 50% частоты ходов пресса Равное частоте ходов пресса				

Подачей оснащается один пресс или связываются в автоматические линии несколько прессов. ГОСТ 15989-70 предусматривает изготовление грейферных устройств двух типов, приставных и стационарных, имеющих индивидуальный привод или привод от вала пресса.

Механические руки используют для подачи заготовок сложной конфигурации, когда невозможно перемещать их в одной плоскости, а также для плоских заготовок толщиной меньше 0,2-0,3 мм.

Подачей оснащается один пресс или связываются в автоматические линии несколько прессов. ГОСТ 15989-70 предусматривается изготовление грейферных устройств двух типов, приставных и стационарных, имеющих индивидуальный привод или привод от вала пресса.

Механические руки используют для подачи заготовок сложной конфигурации, когда невозможно перемещать их в одной плоскости, а также для плоских заготовок толщиной меньше 0,2-0,3 мм.

Таблица 4

Основные параметры механических рук

Параметры	Типоразмеры		
	I	II	III
Размер заготовки, мм	До 100	До 160	До 250
Наибольшая толщина заготовки, мм	4	5	5
Наибольшая длина пути заготовки от положения захвата до рабочего положения штампа, мм	250	350	500
Вертикальное перемещение захватного узла, мм	10	15	15
Число подаваемых заготовок в минуту:			
тип I			Равно частоте ходов пресса
тип II	50	40	30

ГОСТ 16558-71 предусматривает выпуск механических рук для подачи листовых заготовок в рабочую зону однокривошипных открытых прессов простого действия. Предусматривается изготовление механических рук двух типов: с приводом от пресса и с индивидуальным приводом. Руки каждого типа намечено изготавливать в трех исполнениях: с механическим, электромагнитным и вакуумным захватом.

Механические руки I типоразмера (табл. 4) предназначены для прессов силой от 100 до 400 кН, II -- от 400 до 1000 кН, III -- от 1 до 2,5 МН.

Шаговые транспортеры применяют для перемещения в зону штампа коробчатых или плоских заготовок сложной формы. Шаговые транспортеры выполняются с приводом от пресса.

Однокривошипные открытые прессы простого действия для автоматизации работы из ленточного материала оснащают клещевыми валковыми и ролико-клиновыми подачами.

Клещевые подачи (табл. 5) выполняются с пневмоприводом. Подача состоит из подвижной каретки, на которой смонтирована прижимная рамка; неподвижной каретки, выполненной совместно с фланцем пневмоцилиндра; двух цилиндрических направляющих для подвижной каретки; пневмоцилиндра привода подачи и кронштейна, на котором крепится все устройство.

Таблица 5

Основные параметры клещевых подач

Параметры	Модели		
	КП6	КП7	КП8
Размеры подаваемого ленточного материала, мм:			
ширина	10-100	10-160	10-200
толщина	0,1-2	0,1-2	0,1-2
Наибольший шаг подачи, мм	100	160	200
Наибольшая частота ходов пресса в минуту, при которой обеспечивается подача материала на наибольший шаг, мм.	120	100	90
Погрешность работы подачи (при наибольшем шаге), мм	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$
Масса подачи, кг	63,6	70,1	75,3

Клещевые подачи могут работать в тянущем и толкающем режимах. Шаг подачи регулируется ходом цилиндра. Подача модели КП6 предназначена для оснащения прессов силой 160-250 кН, модели КП7 – прессов силой 400 кН, модели КП8 – прессов силой 630-1000 кН.

Таблица 6

Основные параметры валковых подач

Параметры	Модели				
	ВП32	ВП29	ВП30	ВП31	ВП35
Размеры подаваемого материала, мм:					
наибольшая ширина	40	63	100	160	250
толщина	0,3-1,0	0,3-1,0	0,5-1,5	0,5-2,0	0,5-2,5
Шаг подачи, мм	10-40	10-63	10-100	10-160	10-250
Погрешность по шагу (при наибольшем шаге подачи), мм	$\pm 0,125$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,625$
Масса подачи, кг	90	270	320	575	1020

Валковые подачи (табл. 6) приводятся в действие от кривошипного вала пресса через кривошипно-рычажный механизм, приводной рычаг, муфту обгона и зубчатую передачу. Повышению точности работы подачи способствует применение муфты обгона увеличенных размеров. Однако при наличии повышенных

технологических требований к точности шага подачи ленты штамповка осуществляется с применением ловителей (рис. 1).

В положении (а) ловитель вошел в ранее пробитое центрирующее отверстие и скорректировал положение ленты, после чего ползун прессы может совершить следующий ход. В положении (б) сломан пуансон, которым пробивается отверстие для ловителя, и ловитель не может скорректировать установку ленты (полосы). В положении (в) подающее устройство настолько недодало материал, что ловитель не может попасть в центрирующее отверстие. В положениях (б-в) ловители размыкают контакты блокирующего конечного выключателя, и ползун прессы не совершает очередного хода.

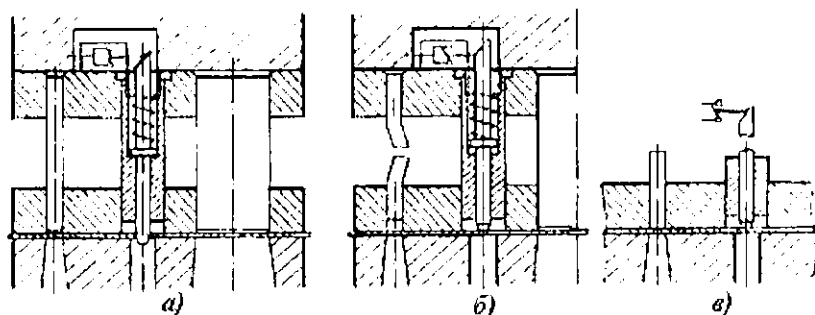


Рис. 1. Схема установки и работы ловителей

Шаг подачи регулируется изменением эксцентриситета на планшайбе привода подачи.

Поддачи выполнены двухсторонними. Они могут работать в тянущем или толкающем режимах, что достигается перестановкой муфты обгона.

Подача модели ВП32 предназначена для установки на прессы силой 40–63 кН, модели ВП29 – на прессы силой 100–160 кН, модели ВП30 – на прессы силой 250 кН, модели ВП31 – на прессы силой 400–630 кН и модели ВП35 – на прессы силой 1 МН.

Ролико-клиновые поддачи (табл. 7) состоят из подвижной и неподвижной кареток. Подвижная каретка перемещается по направляющим при помощи двуплечего рычага, закрепленного на валу привода каретки. Качание двуплечему рычагу сообщается

приводом от пресса. Подача материала происходит при перемещении каретки, имеющей три пары роликов, которые движением каретки вперед зажимают материал. При обратном ходе ролики освобождают материал и свободно проскальзывают по нему.

Таблица 7

Основные параметры роliko-клиновых подач

Параметры	Модели			
	РКП110	РКП9	РКП8	РКП11
Размеры подаваемого материала, мм:				
наибольшая ширина	40	63	100	160
толщина	0,3-1,5	0,3-2,5	0,3-2,5	0,3-2,5
Шаг подачи, мм	28-40	15-63	40-100	160
Погрешность подачи материала (при наибольшем шаге), мм	±0,05	±0,075	±0,1	±0,15
Масса подачи, кг	64	144	172	200

Неподвижная каретка имеет две пары роликов, которые зажимают материал при обратном ходе подвижной каретки и удерживают его от обратного движения.

Подачи выполняются односторонними и могут работать как в тянущем, так и в толкающем режимах.

Шаг подачи регулируется изменением эксцентриситета на планшайбе привода подачи. Точная установка шага подачи регулируется упором, ограничивающим движение подающей каретки.

Подачей модели РКП110 оснащаются прессы силой 40...63 кН, модели РКП9 – прессы силой 100...160 кН, модели РКП8 – прессы силой 250 кН и модели РКП11 – прессы силой 400...630 кН.

На базе однокривошипных прессов простого действия начат выпуск комплексов оборудования для штамповки деталей из ленточного материала. Комплексы оснащаются клещевыми, валковыми или роliko-клиновыми подачами, правильно-разматывающими и наматывающими устройствами.

Так, например, Таганрогский завод КПО выпускает комплекс с валковой подачей на базе однокривошипного открытого пресса силой 630 кН. В состав комплекса входят: правильно-разматывающее устройство НУ-7, пресс модели КД2328, валковая подача ВП31, наматывающее устройство НУ9.

Тюменский завод КПО выпускает комплекс с клещевой подачей на базе однокривошипного открытого пресса силой 160 кН. В состав комплекса (рис. 2) входят: 1 – правильно-разматывающее устройство ПУ8; 2 – клещевая подача КП6; 3 – пресс модели КД2322; 4 – наматывающее устройство НУ10 и т. д.

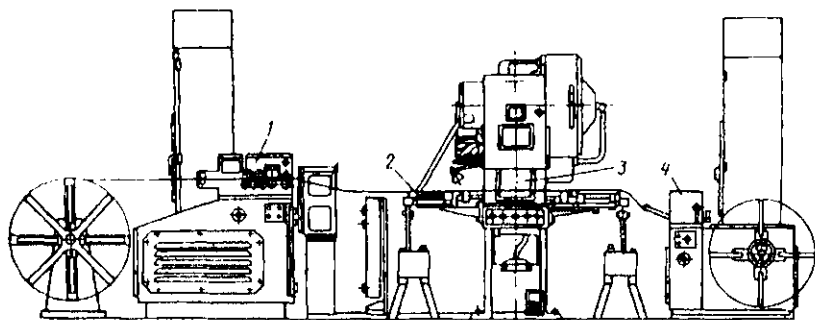


Рис. 2. Однокривошипный открытый пресс простого действия со средствами автоматизации

Таблица 8

Основные параметры правильно-разматывающих устройств для ленты

Параметры	Модели			
	ПУ8	ПУ7	ПУ9	ПУ10
Наибольшие размеры разматываемой ленты, мм:				
ширина	63	140	250	400
толщина (при $\sigma_b=400$ МПа)	1,4	1,8	4	3,6
Скорость разматывания ленты с рулона, м/с:				
наибольшая	0,4	0,4	0,4	0,4
наименьшая	0,04	0,04	0,04	0,04
Наибольший диаметр рулона ленты, мм	800	1000	1100	1200
Мощность электродвигателя, кВт	1	1,5	3,2	4,5
Габарит устройства в плане, мм	2040×520	1815×570	2200×600	2290×835
Высота устройства над уровнем пола, мм	1100	1360	1290	1470
Масса устройства, кг	620	1088	1560	2350

Правильно-разматывающие устройства обеспечивают сматывание ленты с рулона и правку ее перед подачей в листоштамповочные автоматы. Фиксация рулонов в одних устройствах выполняется по наружному диаметру, в других – по внутреннему диаметру (табл. 8).

Таблица 9

Основные параметры наматывающих устройств
для отходов ленты

Параметры	Модели			
	НУ10	НУ9	НУ11	НУ17
Наибольшие размеры наматываемой ленты, мм:				
ширина	63	140	250	400
толщина	18	14	4	3,6
Скорость наматывания ленты, м/с:				
наибольшая	0,4	0,4	0,4	0,4
наименьшая	0,04	0,04	0,04	0,04
Наибольший диаметр рулона, мм	700	700	1200	1200
Диаметр наматывающего барабана, мм	300	300	300	350
Мощность электродвигателя, кВт	1,0	1,0	1,3	1,5
Габарит устройства в плане, мм	1850×750	1660×740	1850×840	2000×1625
Высота устройства над уровнем пола, мм	857	1100	1325	1420
Масса устройства, кг	289	528	1250	1020

Наматывающие устройства предназначены для наматывания отработанной ленты, выходящей из листоштамповочных автоматов. В устройствах предусмотрены наматывающие барабаны и натяжные ролики для создания натяжения при наматывании отходов ленты для получения плотного рулона (табл. 9).

Для автоматизации работы из листового материала одно-кривошипные открытые прессы оснащаются автоматическими подачами листа (табл. 10).

Штамповка непосредственно из листа исключает операции разрезки листа на полосы и транспортировки их. При этом повышается коэффициент использования материала в результате исключения припусков на разделку листа на полосы и снижения общего числа перемычек, а также применения шахматного раскроя для деталей круглой формы.

*Основные параметры автоматических подач листа
к открытым прессам*

Параметры	Модели	
	АП48	АП49
Наибольшие размеры подаваемых листов, мм:		
длина	1600	2200
ширина	800	1100
толщина	0,5-4	0,5-4
Шаг подачи в продольном и поперечном направлениях, мм	30-150	30-150
Наибольшая частота перемещений листа в минуту	100	90
Наибольшее расстояние от захватов до оси ползуна пресса, мм	35	35
Точность шага подачи, мм	±0,6	±0,6
Габарит подачи с прессом в плане, мм	2350×3400	3100×4060
Масса подачи, кг	1800	2000

Перемещение листа в продольном и поперечном направлениях осуществляется от привода пресса, возврат в исходное положение – от индивидуального электродвигателя.

Продольное перемещение листа производится путем движения каретки вдоль станины, поперечное – движением по каретке захватов с вырубаемым листом. Периодическое движение каретки и захватов, а также изменение направления движения осуществляются при помощи трехшестеренного механизма и автоматически переключаемых кулачковых муфт.

Останов пресса и возврат каретки в исходное положение происходят автоматически.

Работа пресса с подачей происходит в следующей последовательности. Вначале происходит продольная подача листа вперед для вырубки первого ряда, после чего лист перемещается на один шаг в поперечном направлении и на полшага назад или вперед (в зависимости от принятой схемы раскроя листа) в продольном направлении и т. д.

После вырубки деталей последнего ряда ползун пресса останавливается в верхнем положении, а захваты с остатком листа возвращаются в исходное положение.

Подачей модели АП48 оснащаются прессы силой 400 кН, модели АП49 -- прессы силой 630-1000 кН.

Для автоматизации работ при штамповке деталей из полосовых заготовок однокривошипные открытые прессы снабжаются автоматическими подачами, которые состоят из трех самостоятельных устройств: агрегата поштучной выдачи полос валковой подачи и укладчика полосовых отходов. Основные технические данные установки для автоматической подачи полосовых заготовок к прессу силой 400 кН модели КД2326 приведены в табл. 11.

Таблица 11

*Техническая характеристика установки
для автоматической подачи полосовых заготовок*

Наибольшие размеры подаваемой полосы, мм:	
длина	710-1500
ширина	40-100
толщина	0,5-3,0
Шаг подачи, мм	0-100
Наибольшая высота стопы загружаемых полос, мм	170
Расстояние между осями валков тянущей и подающей кареток, мм	630
Габариты пресса модели КД2326 (силой 400 кН) в плане с установкой для автоматической подачи полосовых заготовок, мм	4110×1660
Наибольшая высота над уровнем пола, мм	2535
Масса установки, кг	1667

Различными средствами механизации и автоматизации оснащаются, как указывалось выше, закрытые прессы. Двухкривошипный закрытый пресс простого действия силой 5 МН модели К3537А, показанный на рис.3,а (1), оснащен листоукладчиком ЛУ1 (4), клещевой подачей КП9 (3), механизмом выгрузки (2) модели МВ2 (механизированный участок УВ11) и предназначен для вырубki заготовок из полосовой или листовой стали.

Тот же пресс, оснащенный листоукладчиком и клещевой подачей, но не имеющий механизма выгрузки, образует механизированный участок УВ10.

На участке УВ10 вырубленные заготовки проталкиваются под плиту пресса и укладываются на ленточный транспортер, который выносит их за пределы пресса.

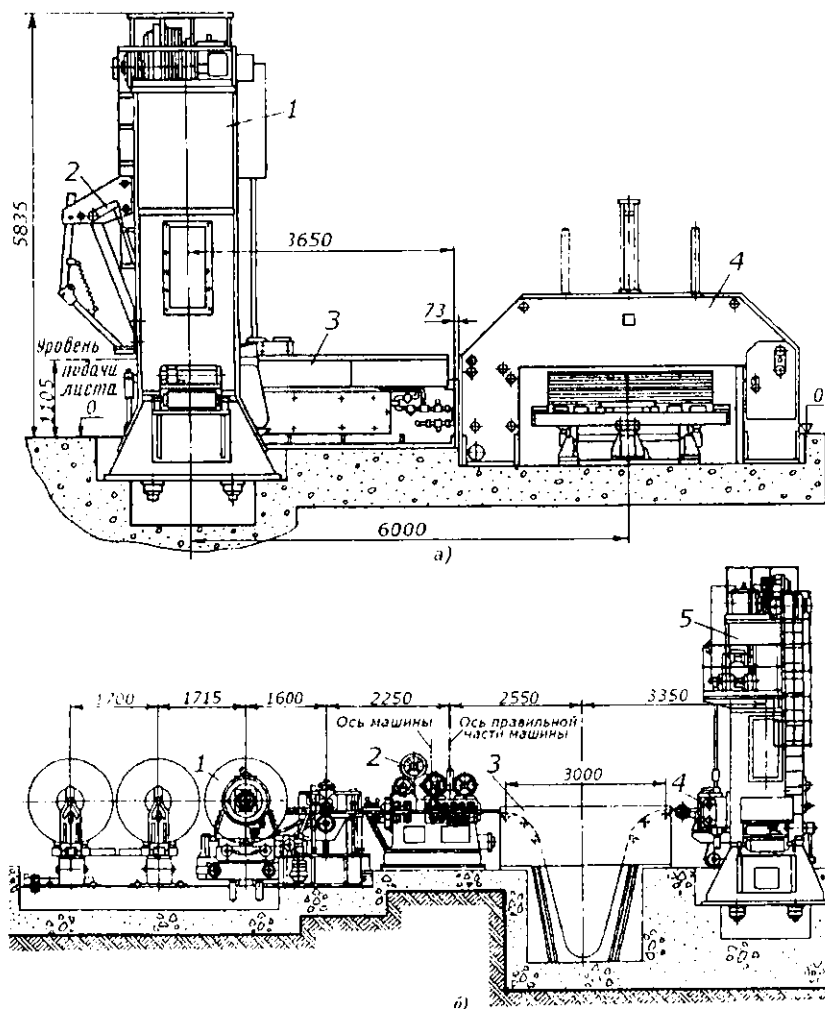


Рис. 3. Пресс двухкривошипный закрытый простого действия модели К3537А со средствами автоматизации: а – для подачи листа и выгрузки изделий; б – для подачи рулонного материала

В прессе, показанном на рис. 3,а, вырубленные заготовки остаются в верхней половине штампа и в крайнем верхнем положении ползуна прессы сбрасываются жестким выталкивателем на лоток механизма выгрузки.

Этот же пресс (5) (рис. 3,б), используемый для вырубki заготовок из рулонного материала и укладки заготовок в тару и снабженный разматывающим устройством РУ10В (1), листопрямительной машиной модели 3598П (2), петлевым компенсатором ПК9 (3), валковой подачей ВП32 (4), образует автоматическую линию ЛП13.

Основные технические данные комплексов оборудования, показанных на рис. 3, приведены в табл. 12.

Таблица 12

Основные параметры автоматического оборудования
(на базе прессы модели К3537А)

Параметры	Модели		
	УВ10	УВ11	ЛП13
Наибольшие размеры вырубаемых деталей, мм:			
длина	100-700	75-700	100-700
ширина	400-1600	400-1500	300-1100
толщина	0,8-2,5	0,8-2,5	0,8-1,0
Проектная производительность при двухсменной работе, шт/год	1 500 000	1 852 500	2 700 000
Габарит участков (линии) в плане, мм	4500×6500	10000×6500	14400×7100
Масса оборудования, кг	77000	78000	120000

Специализированные листоштамповочные прессы-автоматы с верхним приводом, со средствами автоматизации, выпускаемые различными фирмами, характеризует уменьшенный ход ползуна (у прессов, предназначенных для рубочных операций) и повышенная частота ходов ползуна в минуту.

Для лучшего направления ползуна применяют удлиненные призматические направляющие, безззорные призматические направляющие качения или круглые направляющие. Прессы имеют увеличенную жесткость, в ряде случаев подвесную конструкцию коленчатого вала и др.

У большинства машин предусматривают бесступенчатое регулирование частоты ходов, усовершенствованные конструкции подач и других узлов и механизмов, обеспечивающих высокую производительность и способствующих повышению стойкости инструмента и качества штампуемых изделий.

2. ЦИКЛОГРАММЫ И ЦИКЛОГРАММИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ЗАГРУЗКИ

Устройства механизации и автоматизации загрузки кузнечно-штамповочных машин (КШМ) обязательно имеют в своей структуре цикловой механизм, подающий заготовки в рабочую зону машины – так называемый питатель, исполнительный орган (ИО) которого работает в цикле машины, т. е. синхронно взаимодействует с основным ИО – ползуном.

Циклограмма ползуна КШМ, выполняющей операцию, обычно трехинтервальная: холостой ход вперед обработка холостой ход назад.

Интервал холостого хода вперед – подвод ползуна к рабочей зоне машины.

Интервал обработки в общей случае может состоять из двух участков: собственно деформации (силовое взаимодействие инструмента и заготовки) и проталкивания обработанной детали.

Интервал холостого хода назад включает участок выхода ползуна с инструментом из рабочей зоны (обратный ход), по длительности примерно равный интервалу обработки, и участок движения ползуна в исходное положение (собственно холостой ход).

Рабочий ход циклового механизма загрузки рабочей зоны (питателя) возможен в конце интервала холостого хода ползуна назад, и в начале интервала холостого хода ползуна вперед, т. е. когда ползун удален от рабочей зоны и рабочая зона свободна от инструмента и предметов обработки.

Выбор типа питателя определяется размерами подаваемого предмета (толщина и ширина полосового материала, габаритные размеры штучной заготовки), требуемой точностью подачи на позицию обработки, характером заголовки (наличие полостей и выступов, положение центра тяжести, состояние поверхности, свойства материала) и осуществляется по рекомендациям справочной и информационной литературы.

В общем случае:

- для подачи лент, полос требуются валковые, клещевые, крючковые, клиноножевые, клиноролниковые механизмы;

- для подачи листов применяют механизмы с пневмоприсосами, механические руки, широкозахватные валки;
- для подачи прутков - валковые, клещевые подачи;
- для подачи штучных заготовок - шибберные, грейферные, револьверные питатели.

Шибберные питатели подают заготовки поштучно: раздельно, дорожкой и каскадом; могут выбираться по ГОСТ 15824-70; применяются для штучных заготовок с поперечными размерами до 250 мм из материалов толщиной более 0,5 мм, обеспечивают шаг подачи в пределах 16...630 мм.

Грейферные подачи (ГОСТ 15489-70) обеспечивают шаг до 1000 мм.

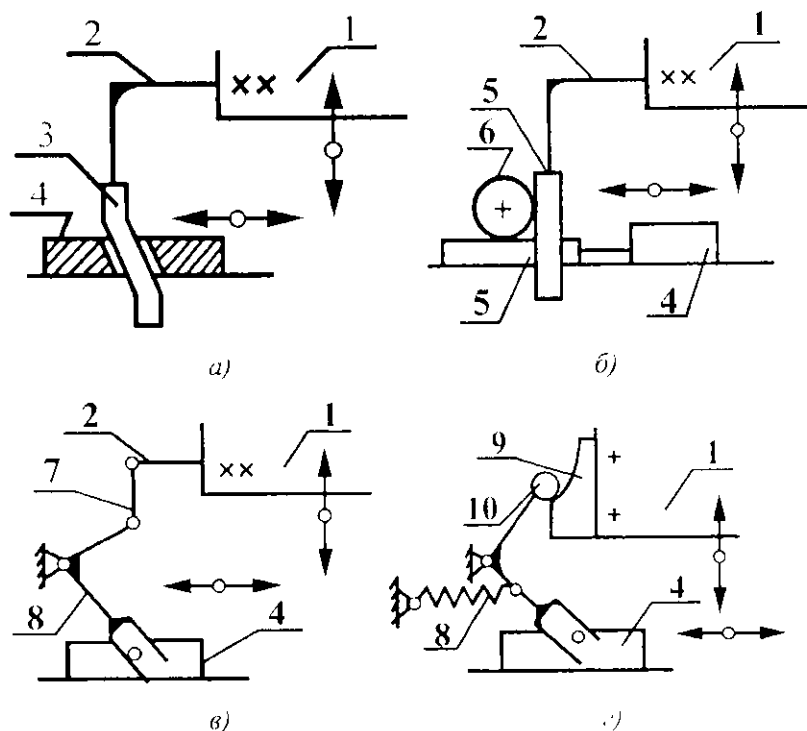


Рис. 4. Схемы привода ползушки питателя от ползуна машины с помощью клина (а), рейки (б), рычага (в), кулачка (г): 1 - ползун, 2 - кривошип, 3 - клин, 4 - ползушка, 5 - рейка, 6 - зубчатое колесо, 7 - тяга, 8 - рычаг, 9 - кулачок, 10 - ролик

Механические руки (ГОСТ 16558-71) – шаг до 300 мм.

Револьверные питатели служат для подачи разнообразных заготовок с шагом до 300 мм.

Область применения и некоторые характеристики подач листовых материалов приведены в табл. 13.

Таблица 13

Характеристики подач листовых материалов

Тип подачи	Параметры заготовки		Параметры подачи		
	ширина, мм	толщина, мм	шаг, мм	скорость, м/с	точность, мм
Валковая	10...730	0.3...4.0	10...630	25	0.15
Ролико-клиновья	10...160	0.3...2.5	10...200	1	0.06
Клещевья	10...500	0.1...6.0	0...400	20	0.05
Крючковья	до 150	0.3...5.0	10...100	1	0.25

Возвратно-поступательное прерывистое движение ИО питателя (шибер, трейфер, захваты руки, ползушка) можно обеспечить приводом от ползуна машины с помощью клина, рейки, рычага, кулачка (рис. 4); от главного вала машины с помощью кулачка, эксцентрика (рис. 5); от индивидуального пневмонивода (рис. 6).

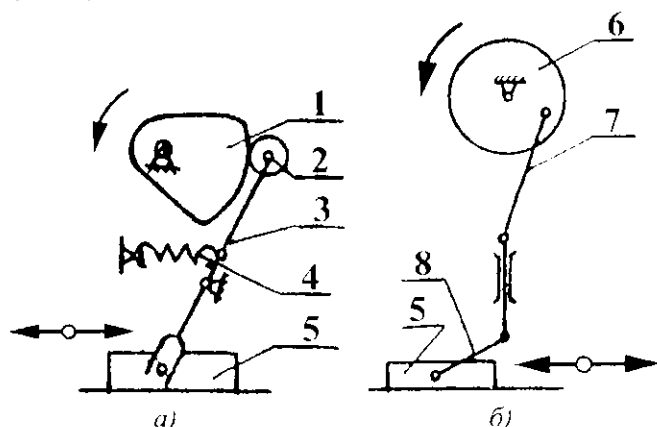


Рис. 5. Схемы привода ползушки питателя от вала машины с помощью кулачка (а), эксцентрика (б): 1 – кулачок, 2 – ролик, 3 – рычаг, 4 – пружина, 5 – ползушка, 6 – диск, 7 – тяга, 8 – серьга

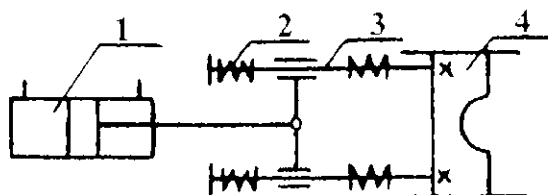


Рис. 6. Схема индивидуального привода питателя:
1 - пневмоцилиндр, 2 - амортизационные пружины,
3 - тяги, 4 - шибер

Для обеспечения прерывистого вращательного движения питателя в схему привода вводят дополнительные механизмы (рис. 7).

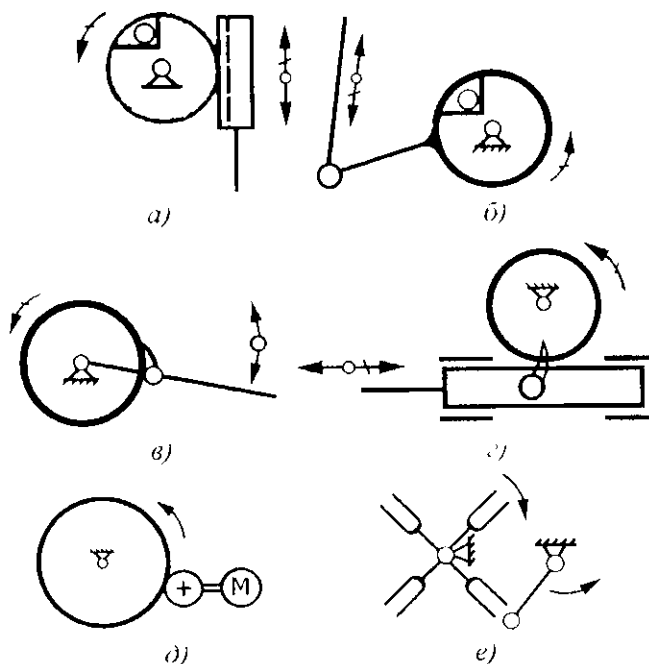


Рис. 7. Механизмы прерывистого вращательного движения питателя: а) муфта обгона с реечным приводом; б) муфта обгона с рычажным приводом; в) храповой механизм с рычажным приводом; г) храповой механизм с приводом от ползушки; д) зубчатый привод от электродвигателя; е) мальтийский механизм

Вид и структура циклограммы		Тип привода питателя						эуфonia обора
		к.лин	рейка	рычаг	поступл	куличок	бракш	
1.1	0 π 2π	—	—	—	—	—	—	—
	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—
1.2	0 π 2π	—	—	—	—	—	—	—
	0 π 2π	—	—	—	—	—	—	—
2.1	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—
	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—
2.2	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—
	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—
3	0 π 2π	—	—	—	—	—	—	—
	0 π 2π	✱	✱	✱	✱	✱	✱	—

Рис. 8. Варианты циклограмм и кинематических схем питателей

Выбор 2-х, 3-х или 4-интервальной циклограммы (рис. 8) обуславливают:

- размеры стола машины;
- длина хода ползуна (время срабатывания);

- соотношение длин ходов ползуна и питателя;
- величина ускорения в момент рабочего и холостого ходов питателя;
- масса подвижных частей питателя и заготовки;
- условия передачи заготовки под инструментом (в том числе соосность).

Можно рекомендовать применение:

- индивидуального привода питателя для подачи заготовок большой массы или в случае больших конструктивных размеров машины (стол, высота машины);
- привод питателя от вала машины для большого шага подачи;
- привод питателя от ползуна машины для малых шагов подачи;
- привод питателя от ползуна с 4-интервальной циклограммой в случае быстроходных машин.

Стабильная и спокойная работа питателя обеспечивается в случае небольших инерционных нагрузок в процессе рабочего хода. Величины ускорений при рабочем и холостом ходах питателя определяются анализом динамики привода и устанавливают оптимальный момент срабатывания питателя или выбор типа его привода. В случае получения движения от ползуна машины ускорение ИО питателя определяется характером графика ускорения ползуна (рис. 9,а).

В случае получения движения от стола машины посредством тяги, характер ускорения ИО питателя аналогичен движению ползуча кривошипного механизма с элементами коррекции (рис. 9,б), а посредством кулисно-рычажного привода характер ускорения ИО питателя определяет синусоида (рис. 9,в). В случае получения движения от индивидуального привода величина ускорения ИО питателя определяется динамикой привода. Так, например, для пневмо-, гидропривода в первом приближении при постоянной скорости характер движения дан на рис. 9,г-д.

Циклограммирование питателя предусматривает определение соответствия свободного хода ползуна (вне рабочей зоны машины) шагу подачи.

Для кривошипных машин перемещение ползуна (рабочее – L_p , технологическое – L_m , обратное – $L_{об}$) и перемещение ИО

питателя (шаг подачи – $H_{нод}$, обратный ход – $H_{ох}$) выражаются в углах поворота кривошипа ($H_{нод} \approx L_{св.х} = L_{пр} - L_{сх} \approx \alpha_{св.х}$).

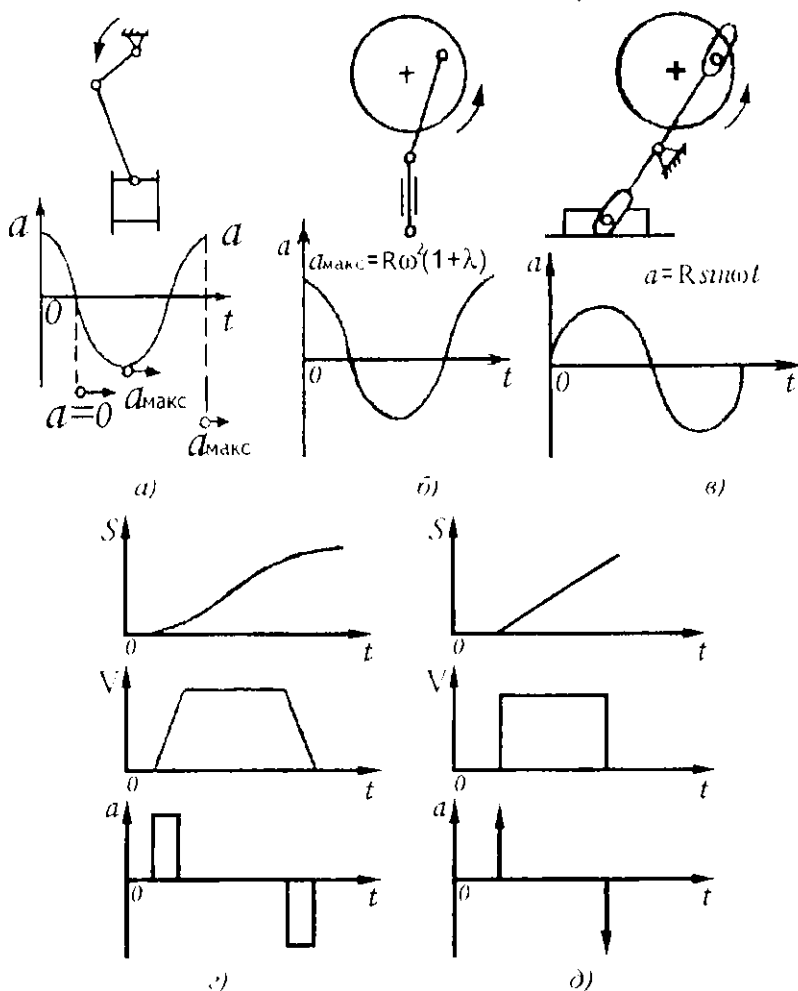


Рис. 9. Характер ускорения питателя при получении движения от: а) ползуна; б) вала посредством тяги; в) вала посредством рычага; г) пневмопривода с переходными интервалами движения; д) пневмопривода без переходных интервалов движения

Для гидравлических прессов перемещение ползуна и ИО питателя выражается соответственно через интервалы времени $t_{нод} \approx t_{св.х} = t_{пр} - t_{сх}$, где $t_{пр}$ – время перемещения ползуна на полную длину хода $L'_{пр}$.

Для роторных машин время перемещения ползуна машины и ИО питателя ограничивается длительностью соответствующих интервалов цикла и углами поворота ротора.

В общем случае

$$H_{нод} = f(L_{св.х}) \rightarrow \alpha_{св.х} \rightarrow t_{св.х}, \quad (1)$$

где для кривошипных машин

$$\cos \alpha_{св.х} = 1 - \frac{L_{св.х}}{R}, \quad t_{св.х} = \frac{\alpha_{св.х}}{2\pi} T_k; \quad (2)$$

для гидравлических машин

$$t_{св.х} = \frac{L_{св.х}}{v_{св.х}}. \quad (3)$$

Расчетные соотношения для определения параметров различных видов питателей приведены на рис. 10.

Поэтапное определение исходных параметров для циклограммирования питателя включает:

1. Привод питателя от ползуна пресса

- определение величины свободного хода ползуна и соответствующего ему угла поворота вала;
- определение шага подачи и соответствующего ему угла поворота вала;
- оценку условий срабатывания питателя;
- для гидропрессов сравнение тех же величин по интервалам времени.

2. Привод питателя от вала пресса

- определение величины хода тяг (рычагов), соответствующей шагу подачи;
- определение свободного угла поворота вала;
- расчет требуемого перемещения приводного элемента (эксцентрик, кулачок);
- оценку условий срабатывания питателя по длительности интервалов цикла.

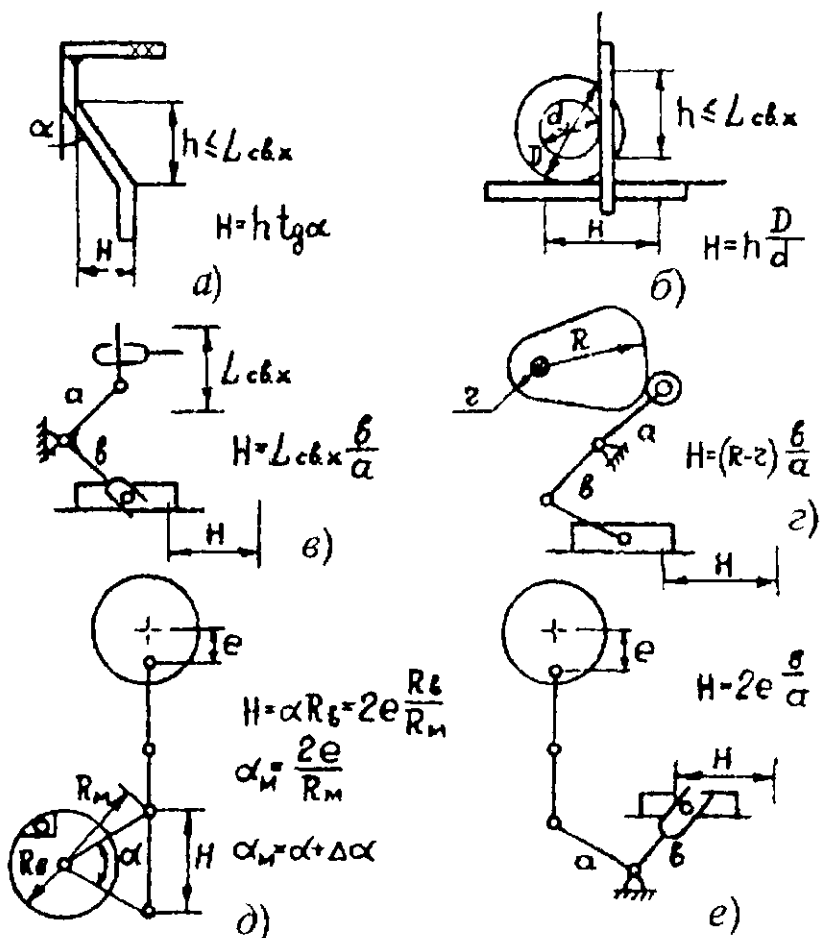


Рис. 10. Расчет шага питателя с приводом:

а - клином, б - рейкой, в - рычагом от ползуна, г - кулачком на валу, д - муфтой обгона, е - рычагом от вала

3. Привод питателя индивидуальный - время срабатывания питателя входит в интервал времени свободного хода ползуна.

Структура кинематических циклов выражается соотношениями

$$T_{k_{полн}} = t_{х\ вп} + t_{р.х} + t_{о.х} + t_{нал} + t_{выст}; \quad (4)$$

$$T_{k_{нод}} = t_{p.x.n} + t_{x.x.n} + t_{o.n}; \quad (5)$$

$$t_{p.x.n} < t_{св.х} = t_{x.вп} + t_{x.наз} + t_{выст}, \quad (6)$$

где $T_{k_{нод}}$, $T_{k_{нод}}$ – кинематические циклы ползуна машины и питателя; $t_{x.вп}$, $t_{x.нод}$, $t_{p.x}$, $t_{сх}$ – интервалы ходов ползуна вперед, назад, рабочего и обратного соответственно; $t_{p.x.n}$, $t_{x.x.n}$ – интервалы рабочего и холостого ходов питателя; $t_{выст}$, $t_{o.n}$ – интервалы выстоя ползуна и остановка питателя; $t_{св.х}$ – интервал свободного хода ползуна.

Методическая последовательность циклограммирования питателей:

- Оценка вариантов и выбор типа подачи с учетом размеров заготовки, характера ее конструкции и материала и требуемой точности подачи.
- Конструирование исполнительного органа подачи.
- Определение технологических параметров подачи. Сравнение параметров подачи с основными параметрами машины и выбор кинематики привода подачи (от ползуна, вала или индивидуальный).
- Анализ динамики подачи в интервалах рабочего и холостого ходов; уточнение кинематики привода.
- Проектирование циклограммы.

Варианты конструктивного исполнения и технические характеристики шиберных подач приведены в *Приложении 1*.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИКЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ЗАГРУЗКИ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ШТАМПОВОЧНЫХ МАШИН

3.1. Выбор типа загрузочного устройства

Выбор типа загрузочного устройства осуществляется на основе оценки и анализа области применения различных типов загрузочных устройств (ЗУ).

Рассмотрены три вида ЗУ:

- валковые подачи (для полос, лент, проволоки, прутков);
- шиберные подачи – для штучных заготовок с шагом до 250 мм;
- револьверные подачи – для штучных заготовок с шагом до 300 мм.

Рассмотрим характеристики, достоинства и недостатки ЗУ (питателей рабочей зоны машины).

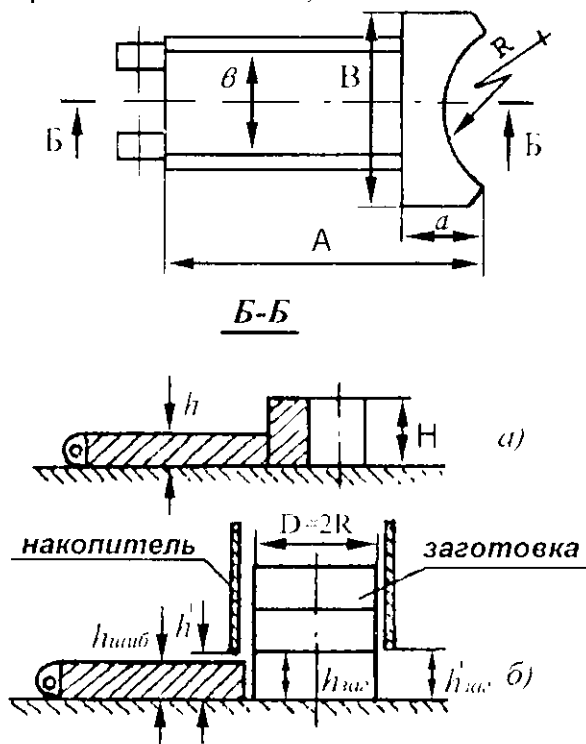


Рис. 11. Шибер

3.2. Определение размеров исполнительного органа питателя

3.2.1. Шибер

- а) для крупных заготовок с поштучной загрузкой в шибер;
- б) для мелких штучных и плоских заготовок с загрузкой в шибер из накопителя (магазина).

Основные размеры шибера (см. рис.11) могут быть определены по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} A &= 2H_{\text{под}} + a; \quad \omega = 20 \div 30 \text{ мм}; \quad h = 10 \div 20 \text{ мм}; \\ H &= h_{\text{цм}} + (5 \div 10) \text{ мм}; \quad B = 2R - 2\Delta B; \quad b = B - 2\Delta B; \\ \Delta B &= 1 \div 4 \text{ мм}; \quad h_{\text{шиб}} = h_{\text{заг}} - \Delta h; \quad \Delta h = 1 \div 2 \text{ мм}; \\ h' &= h_{\text{шиб}} + (1 \div 2) \text{ мм}; \quad h'_{\text{заг}} = h_{\text{заг}} + (1 \div 2) \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $H_{\text{под}}$ - шаг подачи, мм; $h_{\text{цм}}$ - высота центра масс заготовки, мм; R - радиус заготовки, мм; $h_{\text{заг}}$ - высота заготовки, мм.

3.2.2. Валки

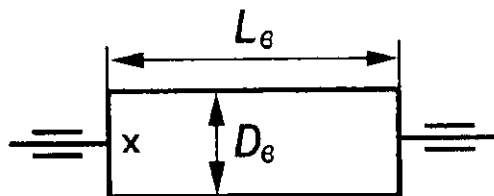


Рис. 12. Валки

Размеры валков (см. рис. 12): из условий захвата материала с наименьшим проскальзыванием

$$D_{\text{в}} \geq 30S, \quad (7)$$

где S - толщина материала, из условий спокойной работы механизма

$$D_{\text{в}} \geq 1,57 H_{\text{под}}. \quad (8)$$

Полученное значение $D_{\text{в}}$ округляем до ближайшего целого по ГОСТ 6636-69:

$$L_{\text{в}} = B_{\text{лент}} + (20 \div 30) \text{ мм}.$$

3.2.3. Поворотный круг

Диаметр окружности расположения центров гнезд (начальный диаметр)

$$D_0 = \frac{z(d' + \Delta d')}{\pi}, \quad (9)$$

где z - число позиций (гнезд); $d' = d + 2(5 \div 7)$ мм, d - размер заготовки (внутренний диаметр гнезда), $\Delta d' = (0,3 \div 0,4)d'$.

Размер круга по наружному диаметру (рис. 13)

$$D_{kp} = D_0 + d' + 2b, \quad (10)$$

где $b = 20 \div 30$ мм.

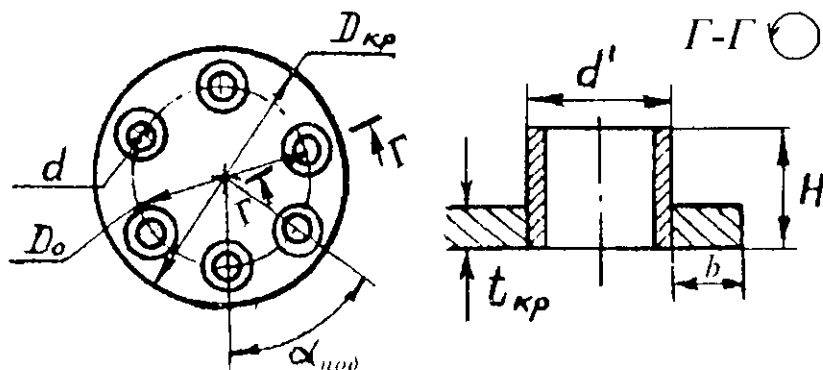


Рис. 13. Поворотный круг

При использовании в средней части круга дискового колодочного тормоза необходимо, чтобы

$$D_0 \geq D_{торм} + 2c + d'. \quad (11)$$

Допустимая скорость по начальной окружности

$$V_0 = R \omega_{kp} = R \cdot \frac{\pi n_{kp}}{30} \leq (0,8 \div 0,9) \text{ м/с}, \quad (12)$$

где частота вращения круга (условная)

$$n_{kp} = \frac{60}{z t_{nod}};$$

здесь t_{nod} - время поворота на один шаг, с.

1551424

Из условий обеспечения допустимой скорости

$$D_0 = \frac{60(0,8 \div 0,9)}{\pi n_{kr}} = \frac{60(0,8 \div 0,9)}{\pi 60} z t_{nod} \approx (0,26 \div 0,29) z t_{nod};$$

$$t_{kr} = 10 \div 20 \text{ мм}; H = h_{ум} + (5 \div 10) \text{ мм}.$$

Угол поворота круга на шаг подачи

$$\alpha_{nod} = \pi D_0 / z. \quad (13)$$

Шаг подачи по наружному диаметру

$$H_{nod} = \alpha_{nod} R_{kr}. \quad (14)$$

3.3. Конструкция подающего механизма

3.3.1. Шибер

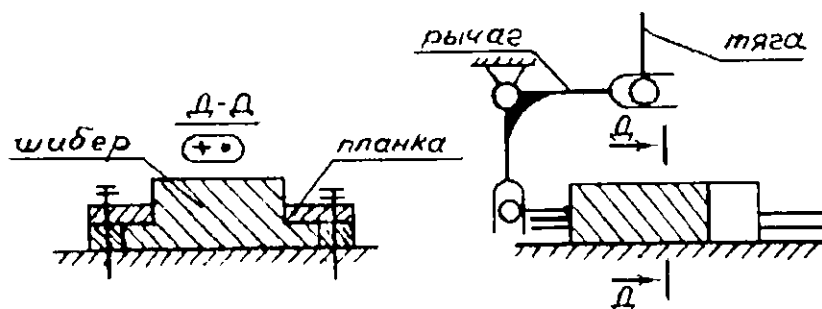


Рис. 14. Конструктивная схема шибера

3.3.2. Валки

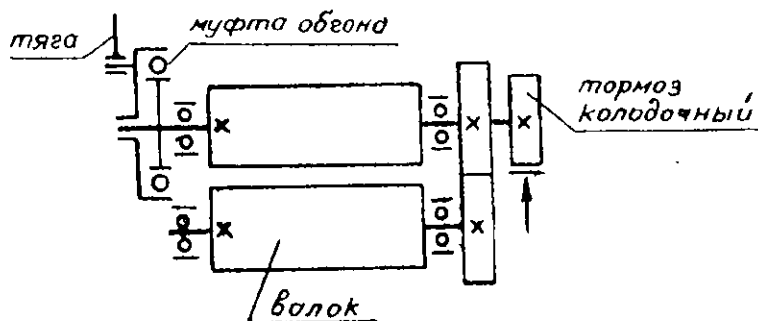


Рис. 15. Конструктивная схема валков

3.3.3. Круг поворотный

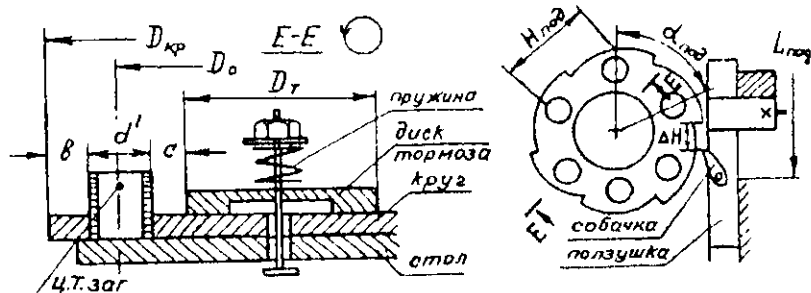


Рис. 16. Конструктивная схема поворотного круга

3.4. Кинематика привода подачи (питателя), возможные циклограммы, размеры звеньев

3.4.1. Шибер

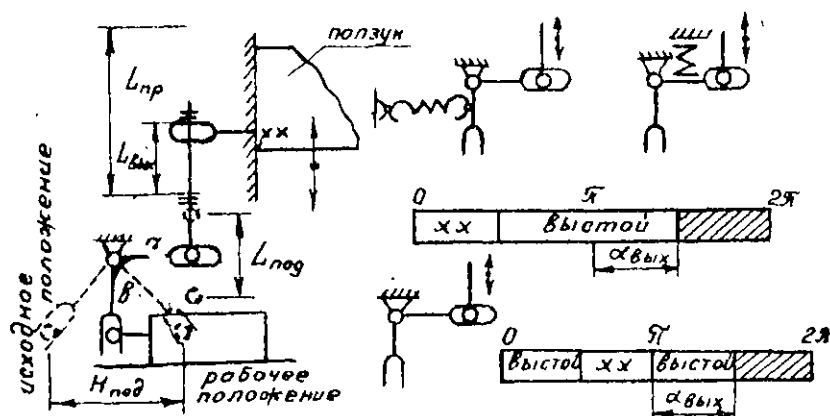


Рис. 17. Шибер с приводом от ползуна прессы

3.4.2. Валки

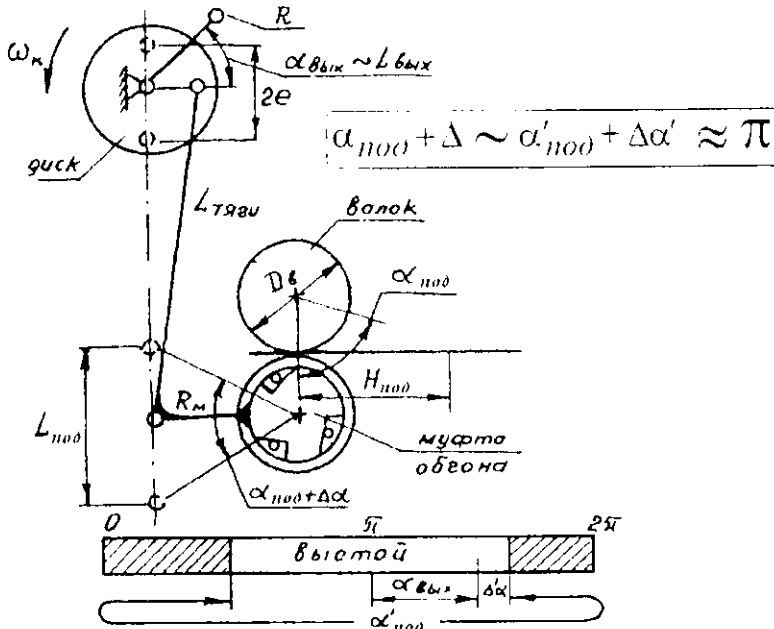


Рис. 18. Валки с приводом от главного вала

3.4.3. Круг поворотный

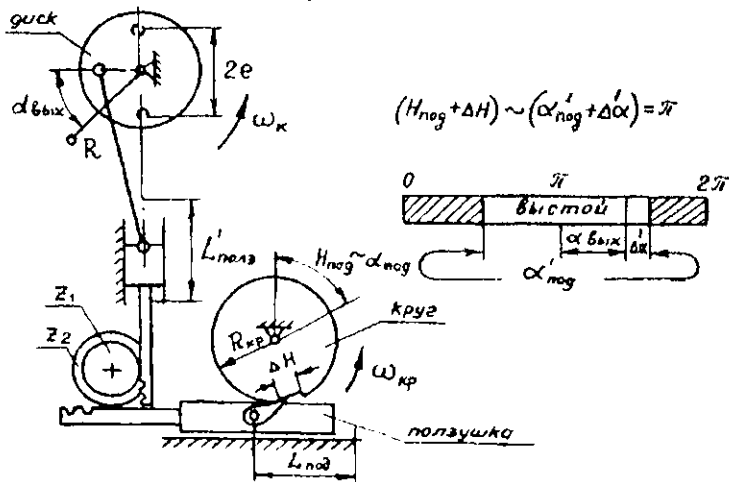


Рис. 19. Поворотный круг с приводом от главного вала КИМ

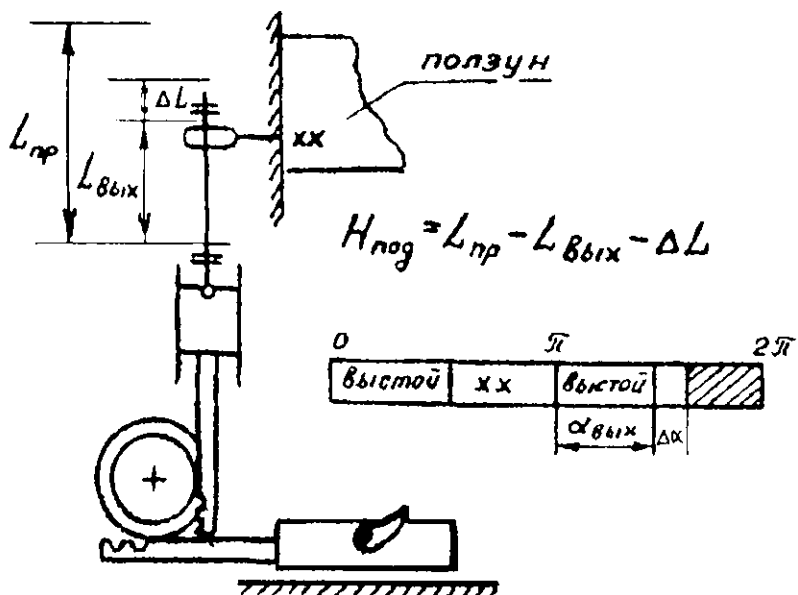


Рис. 20 Поворотный круг с приводом от ползуна КШМ

3.5. Расчет кинематики питателей для обеспечения шага подачи

3.5.1. Шибер

Кинематическая цепь привода: ползун пресса кронштейн ползуна – тяга – двуплечий рычаг-шибер (рис. 17).

$$H_{под} \rightarrow \frac{b}{a} \rightarrow L_{под} = L_{пр} \cdot L_{вых}; \quad (15)$$

$$i = \frac{b}{a} = \frac{H_{под}}{L_{под}}; \quad (16)$$

$$L_{тяги} = L_{вых} + \Delta L + 0,5 L_{под}; \quad (17)$$

где $\Delta L = H_{ЗВЛР} - (H_{ПШ.ПЯ} + 0,5 H_{ЗВ.ПНГ} + 0,5 h + b)$.

3.6. Время срабатывания подачи

Допустимый интервал срабатывания в цикле любой штамповочной машины (рис. 23)

$$t_{ca} = T_k - (t_m + t_{bblx}). \quad (25)$$

Возможное время срабатывания:

- индивидуального привода -- $t'_{св} \leq t_{св}$;
- привода от главного вала -- $t'_{св} \leq T_k / 2$;
- привода от ползуна -- $t'_{св} \leq t_{омг}$,

где $t_{омв} = T_k - (t_m + t_{вых} + t_{нов}) = t_{св} - t_{нов}$; для кривошипного пресса $t'_{св} \leq 0,5 \cdot T_k - t_{вых}$.

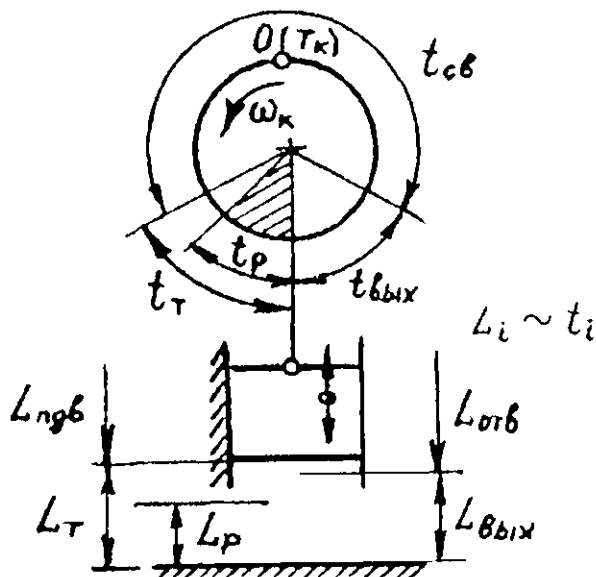


Рис. 23. Цикловая схема кривошипного прессы

Время для привода подачи:

- индивидуального $t_{n00} = H_{n00} / V_{n00}$;
- от главного вала - $t_{n00} = \pi / \omega_k$;
- от ползуна $t_{n00} = (L_{np} - L_{6bx}) / V_{n00}$.

Необходимо, чтобы $t_{нод} \leq t_{св}$; для кривошипного пресса $t_{нод} = t'_{св}$.

3.7. Циклограммирование подачи

Перемещению исполнительного органа питателя соответствует интервал цикла машины или угол поворота главного вала (кривошипного пресса):

$$H_{нод} \sim t_{нод} \sim \alpha_{нод};$$

$$L_{хх\,нод} \sim t_{хх\,нод} \sim \alpha_{хх\,нод}.$$

Рабочий ход питателя, как правило, целесообразен в конце холостого хода ползуна машины после выхода инструмента из рабочей зоны. Механизмы прерывистого движения (муфты обгона, храповые) требуют части хода на заклинивание роликов, перебег собачек.

3.7.1. Шибер (рис. 24)

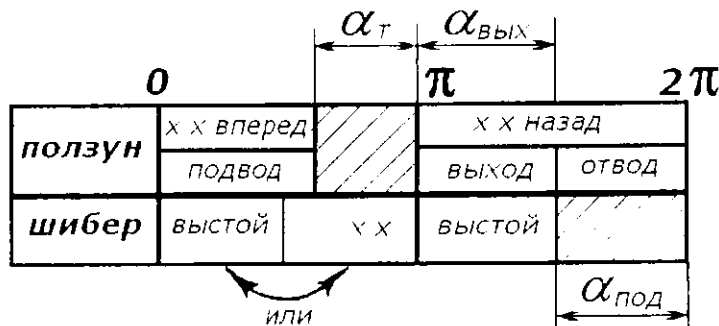


Рис. 24. Циклограмма работы шиберной подачи

3.7.2. Валки или поворотный круг с приводом от главного вала КШМ (рис. 25)

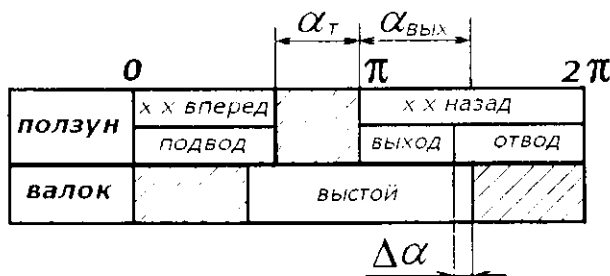


Рис. 25. Валки или поворотный круг с приводом от главного вала

Здесь $\Delta\alpha$ – угол, соответствующий заклиниванию муфты обгона или перебегу собачки.

3.7.3. Поворотный круг с приводом от ползуна КШМ (рис. 26)

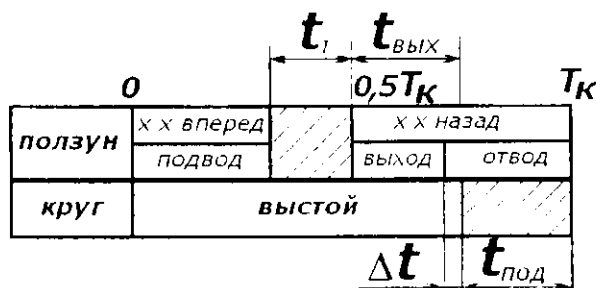


Рис. 26. Поворотный круг с приводом от ползуна

3.8. Проектирование пневмопривода

Для привода механизмов подачи может быть применен пневмоцилиндр одностороннего действия: рабочий ход совершается под действием сжатого воздуха; холостой ход (возврат) – пружинной или силой тяжести (рис. 27, 28, 29).

3.8.1. Шибер

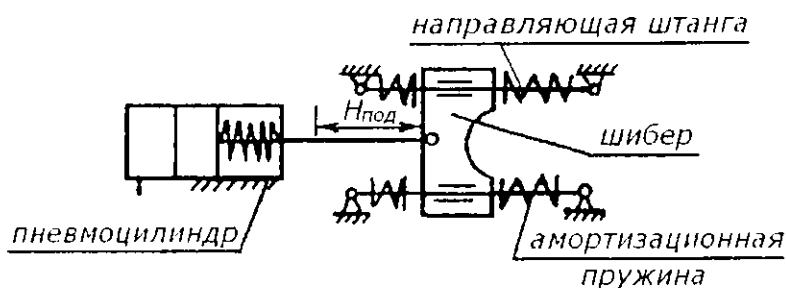


Рис. 27. Конструктивная схема привода шибера

3.8.2. Валки

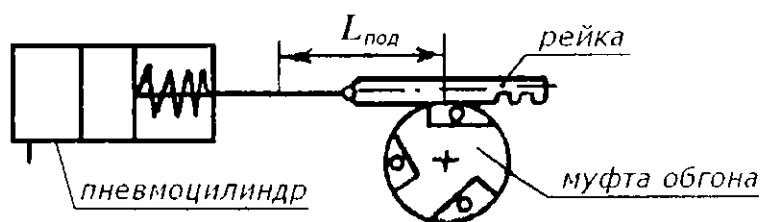


Рис. 28. Конструктивная схема привода валков

3.8.3. Поворотный круг

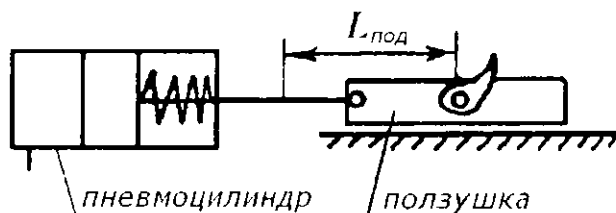


Рис. 29. Конструктивная схема привода круга

3.8.4. Расчет пневмопривода

Принципиальная схема индивидуального пневмопривода представлена на рис. 30.

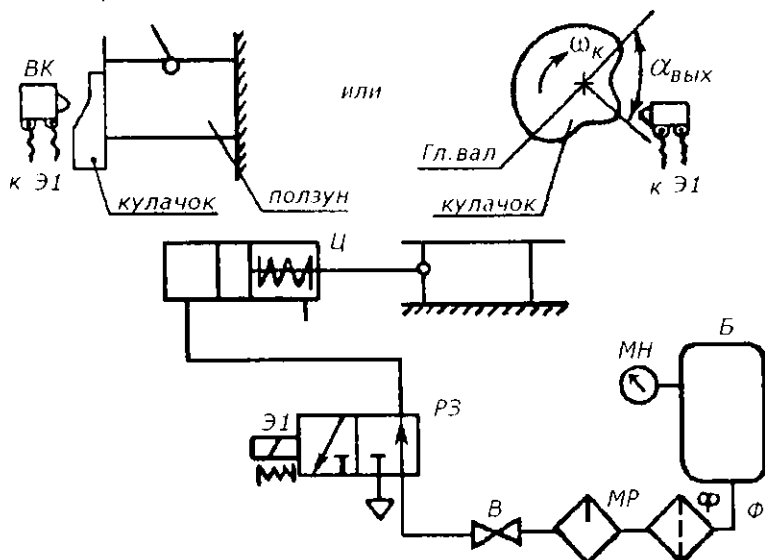


Рис. 30. Схема пневматическая принципиальная индивидуального пневмопривода

Расчет и проектирование пневмопривода включает определение следующих параметров:

3.8.4.1. Силы, действующие в системе (рис. 31)

Из уравнения равновесия поршня

$$P_{пр} = P_m + P_{тр} + P_{атм} + P_{пруж}, \quad (26)$$

$$\text{где } P_{пруж} = 2P_{атм} + P_{тр}; \quad P_m = \mu \cdot m \cdot g; \quad P_{тр} = 0,1 P_m; \\ P_{атм} = p_0 F,$$

Находим площадь поршня

$$F_n = \frac{1,27 P_m}{p - 3 p_0} = \frac{1,27 \cdot \mu \cdot m \cdot g}{p - 3 p_0}, \quad (27)$$

где $p = 0,5 \text{ МПа}$, $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

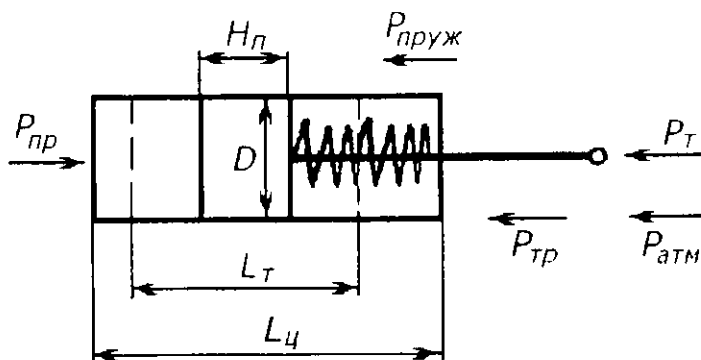


Рис. 31. Схема действующих сил

3.8.4.2. Диаметр пневмоцилиндра

$$D = 1,13 \sqrt{F_n} = 1,13 \sqrt{\frac{1,27 \cdot \mu \cdot m \cdot g}{p - 3 p_0}}. \quad (28)$$

Согласно ГОСТ 6636-84 округляем D до ближайшего стандартного.

3.8.4.3. Длина пневмоцилиндра

$$L_{ц} = 1,15 L_T + H_n,$$

где $L_T = H_{нод}$ или $L_T = L_{нод} = H_{нод} + \Delta H$; $H_n = (0,6 \div 0,8) D$.

3.8.4.4. Время срабатывания пневмоцилиндра, с

$$t_{вкл} = 3,617 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\xi_n f_n} \left[\frac{p_{дв} - p_0}{p} V_0 + 1,4 \frac{p_{дв}}{p} V_1 + \left(1,274 - \frac{p_{дв}}{p} \right) (V_0 + V_1) \right],$$

где ξ_n определяется по рис. 32.

Принимая диаметр пневмотрубопровода наполнения - $d_{тр}$ и его длину до распределителя - $\sum L$, определяем сопротивление пневмотрубопровода

$$\xi = 0,015 \frac{\sum l}{d_{mp}}, \text{ и } f_H = \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \text{ см}^2; p_{об} = (0,6 \div 0,7) p; p_0 = p_{атм} = 0,1 \text{ МПа}; V_0 = \frac{\pi D^2}{4} 0,075 L_T \text{ см}^3; V_1 = \frac{\pi D^2}{4} L_T \text{ см}^3.$$

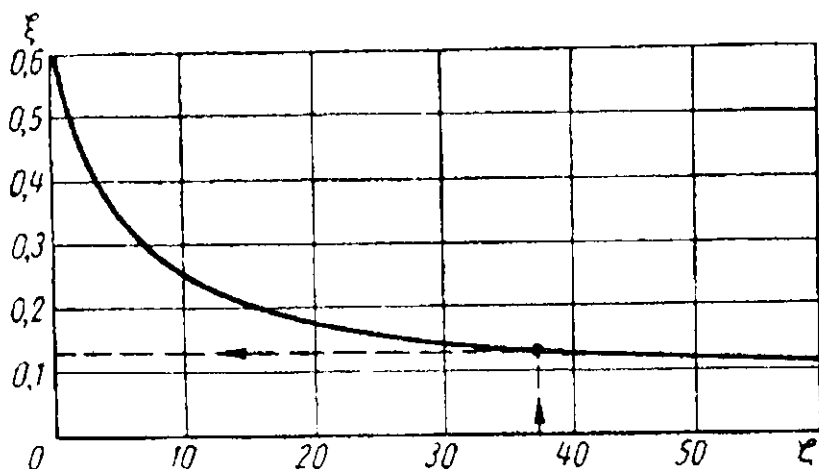


Рис. 32. Зависимость коэффициента расхода ξ от сопротивления пневмотрубопровода ζ

3.8.4.5. Циклограммирование (рис. 33)

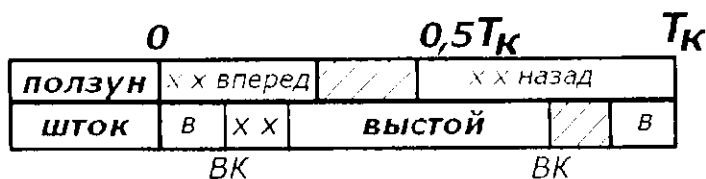


Рис. 33. Примерная циклограмма привода
(ВК – выключатель конечный, в – выстой, хх – холостой ход)

Варианты конструктивного исполнения и технические характеристики подач приведены в **Приложениях 1 и 2**.

4. ВАЛКОВЫЕ ПОДАЧИ

4.1. Общие сведения

В мировой практике используют валковые подачи с приводом от пресса и с индивидуальным приводом. Поддачи с приводом от пресса известны двух типов: подачи с силовым замыканием звеньев привода и подачи с кинематическим замыканием звеньев привода.

Валковые подачи с силовым замыканием звеньев привода в большинстве своем приводятся в движение от вала технологической машины (пресса). Кривошипно-рычажный (реже кривошипно-реечный механизм) и механизм свободного хода (муфта обгона) преобразуют постоянное вращение вала машины в прерывистое вращение валков подачи. Типовая кинематическая схема валковой подачи с силовым замыканием звеньев привода приведена на рис. 34.

Подача состоит из приводной планшайбы 1, жестко закрепленной на валу пресса, пальца 2, тяг 3 и 4, приводных валов 5 с механизмами свободного хода 6, постоянно действующих тормозов 7 и двух пар валков – нижних 8 и верхних 9.

Вращение планшайбы 1 через палец 2, тяги 3 и 4, связанные с рычагами валов 5, сообщает последним качательное движение, а от них через механизмы свободного хода 6 – прерывистое одно-стороннее вращение валкам 5 и 9.

Постоянство угла поворота валков обеспечивается тормозами 7. Величина угла поворота валков (шаг подачи материала) регулируется изменением эксцентриситета пальца 2 на планшайбе 1.

Освобождение материала при штамповке с ловителями осуществляется подъемом верхних валков 9 через кулачково-рычажный механизм 10, связанный с ползуном пресса.

Применение постоянно действующих тормозов является существенным недостатком подач, так как при частоте ходов пресса (автомата), приближающимся к 500 в минуту, они отбирают до 50% установленной мощности привода, снижая технологические возможности оборудования. В то же время такие подачи являются универсальными и получили широкое распространение для автоматизации штамповки деталей из ленточного (полосового) ма-

48

Погрешность шага этих подач находится в пределах величин, приведенных ниже:

Шаг подачи, мм	40...100
Погрешность шага подачи, мм	$\pm 0,125 \dots \pm 0,25$
Шаг подачи, мм	160...315
Погрешность шага подачи, мм.....	$\pm 0,4 \dots \pm 0,625$

Основными способами уменьшения погрешности работы по шагу являются:

- сокращение числа кинематических пар в приводе подачи;
- обеспечение минимальных зазоров или беззазорных соединений в шарнирах;
- максимальное облегчение подвижных деталей с целью снижения инерционных сил;
- обеспечение жесткости конструкции;
- выбор зазоров в механизмах регулировок;
- погрешность изготовления валков – не ниже шестого качества;
- отклонение от соосности поверхностей вращения валков – не более 0,02/100 мм;
- твердость рабочих поверхностей валков – не менее HRC₂, 58...62, параметр шероховатости поверхности, $R_a = 0,32$ мкм.

Современное листоштамповочное производство предъявляет более высокие требования к погрешности шага подачи подающих устройств листоштамповочных прессов (автоматов), что может быть достигнуто при оснащении их подающими устройствами с кинематическим замыканием звеньев привода.

4.2. Валковые подающие устройства с кинематическим замыканием звеньев привода

В отличие от валковых устройств с механизмами свободного хода характеризуются двусторонней жесткой кинематической связью приводного вала прессы с ведущим валком. В них отсутствуют тормозные устройства для гашения сил инерции валков; короткая кинематическая цепь механизма привода валков не имеет зазоров в сочленениях, что обеспечивает достаточно высокую точность шага подачи и устойчивую работу при повышенных скоростях.

На основании анализа известных конструктивных схем валковых подающих устройств с кинематическим замыканием звеньев привода и данных по погрешности шага подачи для широкого внедрения в производство рекомендуются толкающие подающие устройства двух типов:

валково-секторные с колебательным движением подающего вала с приводом от кривошипа;

устройства с односторонним прерывистым движением ведущего вала с приводом от делительного механизма.

4.3. Валково-секторное подающее устройство

Валково-секторное подающее устройство (рис. 35) содержит: ведущий валок 6, выполненный в виде сектора и соединенный посредством шатуна 7 с кривошипом 8 приводного вала 10. Прижимной валок 5 установлен в стакане 4, подпружиненном относительно корпуса 3. Стакан 4 снабжен регулировочным винтом 1, с которым взаимодействует рычаг 16, связанный тягой 11 с кривошипом 9 приводного вала 10. Тормозное устройство для фиксации материала содержит подпружиненный толкатель 13 с регулировочным винтом 15, с которым периодически взаимодействует второе плечо рычага 16.

При вращении приводного вала 10 с кривошипами 5 и 9 ведущий валок 6, рычаг 16 и тяга 11 совершают колебательные движения. В крайних положениях ведущего вала 6, что соответствует положению осей шарниров O_1, O_2 и O_3 на одной прямой линии, рычаг 16 своими концами взаимодействует одновременно с двумя регулировочными винтами 1 и 15. При дальнейшем повороте ведущего вала из левого крайнего положения против часовой стрелки, рычаг 16 продолжает взаимодействовать с винтом 15, перемещая толкатель 13 вниз и освобождая при этом ленту 12, а прижимной валок 5 силой пружины 2 осуществляет прижим ленты 12 к ведущему валку 6, чем обеспечивается при дальнейшем повороте ведущего вала подача ленты слева направо. При достижении ведущим валком 6 крайнего правого положения рычаг 16 начинает взаимодействовать с регулировочным винтом 1, снимает пружину 2 и отводит прижимной валок 6 вниз.

Одновременно толкатель 13 под действием силы пружины 14 осуществляет зажим и фиксацию ленты 12 относительно корпуса устройства. Далее циклы повторяются.

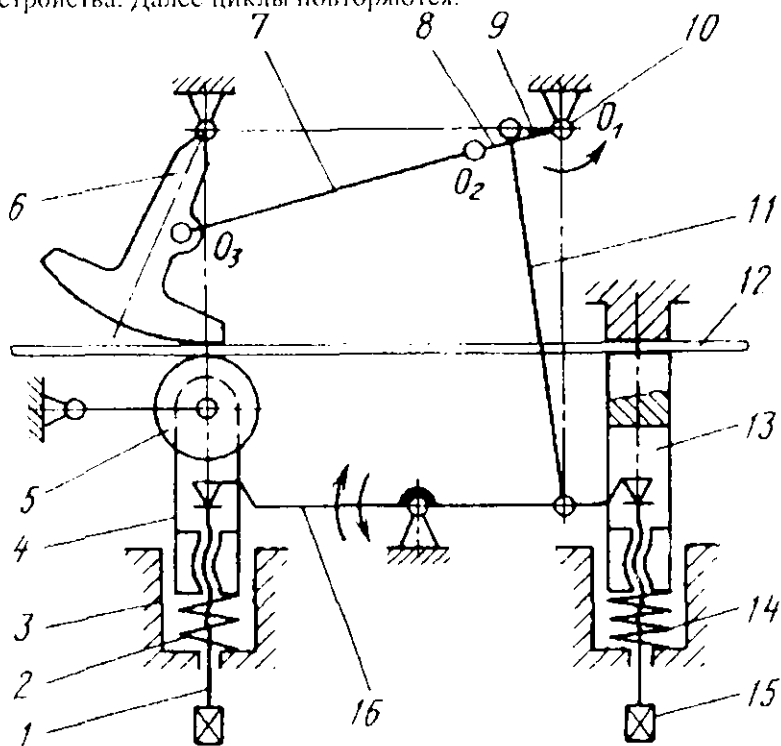


Рис. 35. Кинематическая схема валково-секторного подающего устройства

Бесступенчатая регулировка величины шага подачи достигается изменением радиуса кривошипа 8, а настройка подающего устройства на заданную толщину ленты осуществляется регулировочными винтами 1 и 15 при крайнем левом положении ведущего вала. Устройство снабжается механизмом, обеспечивающим освобождение ленты в тормозе при использовании штампов с ловителями.

4.4. Валковые подающие устройства с приводом от делительного механизма

Принципиальные схемы валковых подающих устройств с приводом от делительного механизма в зависимости от конструктивной схемы делительного механизма несколько отличаются друг от друга, однако принцип их действия одинаков. На рис. 36 приведены схемы подающих устройств с приводом от делительного механизма: на рис. 36,а – на базе плоского кулака, на рис. 36,б – на базе глобоидного кулака.

Подающее устройство содержит приводной вал 4 с жестко закрепленным на нем кулаком 3. Вращение вала 4 осуществляется от эксцентрикового вала автомата через коническую пару 5 или непосредственно зубчато-ременной передачей. Ролики 1 коромысла 2 выходного вала 11 находятся в контакте с профилем кулака 3. На выходном валу жестко закреплен подающий валок 10. Прижимной валок 9 установлен на подпружиненной опоре 8. Подъем прижимного валика для освобождения материала в случае его фиксации ловителями штампа осуществляется рычагом 7 с приводом от кривошипа (рис. 36,а) или кулака 6 (рис. 36,б).

При непрерывном вращении приводного вала 4 (рис. 36,а) выходной вал 11 с подающим валком 10 получает прерывистое вращение с жесткой фиксацией вала в момент выстоя, что обеспечивается взаимодействием роликов коромысла с кольцевыми участками профиля кулака.

Для комплектации подающих устройств отечественная промышленность в настоящее время освоила производство делительных механизмов на базе плоского кулака с передаточным отношением 3, числом циклов до 800 в минуту.

Валково-секторные подающие устройства являются универсальными, так как имеют бесступенчатую регулировку шага подачи. Средняя скорость подачи ленты может достигать 60 м/мин при частоте ходов автомата до 1500 в минуту, а погрешность шага подачи $\pm 0,05 \dots 0,2$ мм. Поэтому такие подачи могут быть рекомендованы для использования во всех видах производства при изготовлении деталей и полуфабрикатов методом вырубки из лент нормальной и пониженной погрешности при шаге подачи до 500 мм.

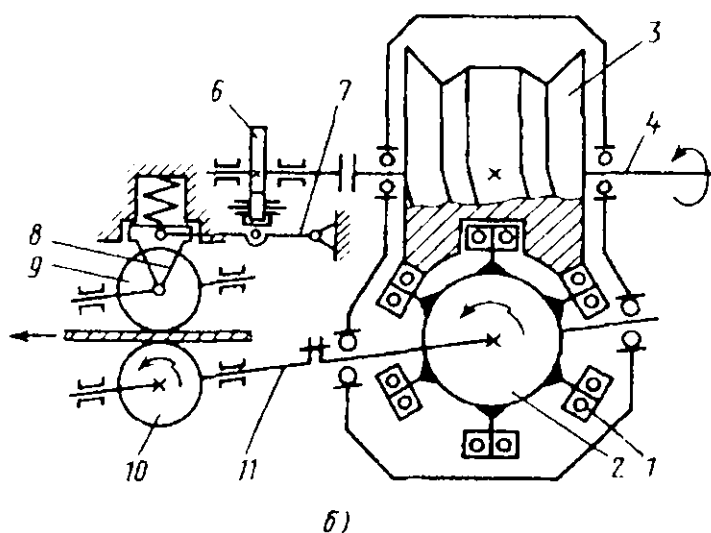
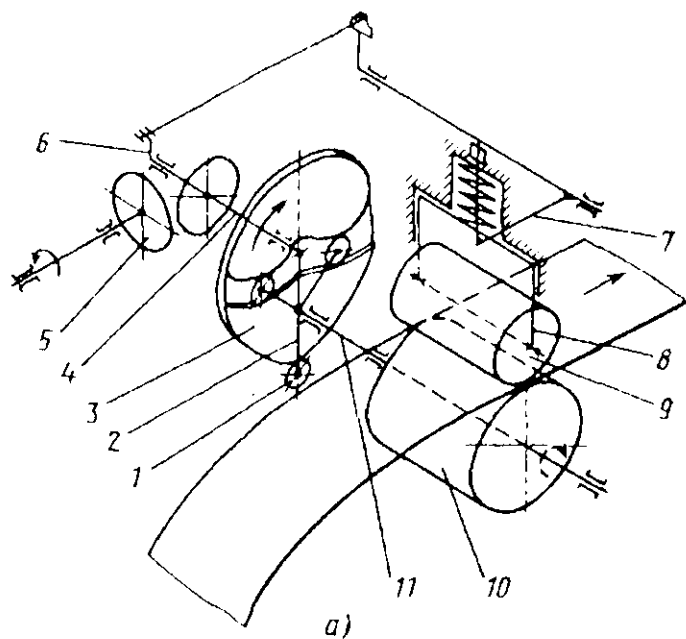


Рис. 36. Схема подающего устройства с приводом от делительного механизма

Валковые подающие устройства с приводом от делительного механизма не имеют бесступенчатой регулировки шага подачи, величина шага задается диаметром сменного подающего вала, минимальный диаметр которого ограничивается жесткостью выходного вала делительного механизма. Средняя скорость подачи ленты до 60 м/мин при максимальной частоте ходов автомата до 800...1000 в минуту, погрешность шага подачи $\pm 0,03 \dots 0,15$ мм.

Данный тип подающих устройств рекомендуется использовать в крупносерийном и массовом производствах, а также при изготовлении деталей и полуфабрикатов из лент с повышенными отклонениями по толщине, предусмотренными соответствующими ГОСТами или ТУ.

4.5. Валковые подачи с индивидуальным приводом

Для встраивания в гибкие производственные модули (ГПМ) используют валковые подачи для ленточного (рулонного) материала с индивидуальным приводом. При этом программируется шаг подачи материала, закон разгона – торможения валков подачи, необходимое число штампуемых деталей, цикловые команды исполнительным механизмам, переход на штамповку последующих изделий. После завершения штамповки одной детали автоматически осуществляется переход на штамповку последующей детали.

Подачи с программным управлением (ПУ) предназначены для автоматизации штамповки материала шириной до 1000 мм. Дискретность установки шага – до 0,01 мм, погрешность шага от $\pm 0,05$ мм до $\pm 0,13$ мм. Валковые подачи оснащаются электро-механическими управляемыми приводами или шаговыми гидро-приводами. Скорость подачи материала достигает 60 м/мин при электроприводе и до 140 м/мин при гидроприводе. Схема участка для штамповки из рулонного материала с подачами с индивидуальным приводом приведена на рис. 37.

Валковые подачи с индивидуальным приводом и ПУ имеют ряд преимуществ перед валковыми подачами с приводом от машины. Основными из них являются: более низкая погрешность по шагу; легкая регулировка шага (набором с пульта или от ПУ); универсальность и автономность от рабочей машины.

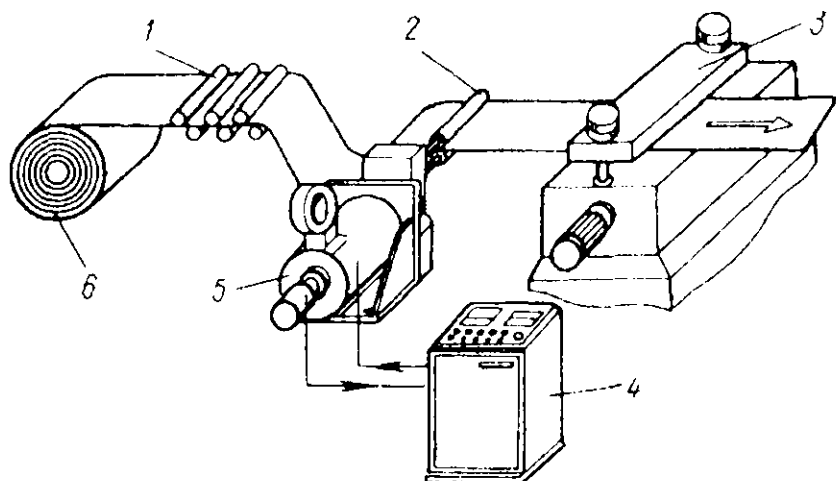


Рис. 37. Схема участка для штамповки из рулонного материала с подачами с индивидуальным электромеханическим приводом:

1 – правильная машина; 2 – подающие валки; 3 – ТМ;
4 – устройство ЧПУ; 5 – привод; 6 – рулон

В то же время валковые подачи с индивидуальным приводом и программным управлением более дорогие, занимают большие площади и более трудоемки в обслуживании.

Краткие технические характеристики некоторых валковых подач приведены в табл. 6.

Общий принцип проектирования валковых подач различных типов аналогичен и заключается в обеспечении условия перемещения материала на заданный шаг при оптимальном законе разгона – торможения подвижных масс, исключающем проскальзывание материала в захватных устройствах.

4.6. Расчет и проектирование валковых подач с кинематическим замыканием звеньев привода

Технологическими параметрами, необходимыми для проектирования и расчета, являются:

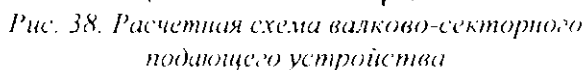
- материал подаваемой ленты;
- ширина и толщина ленты;
- шаг подачи;

- наибольшая частота ходов прессы с подачей в минуту;
- требуемая погрешность работы по шагу;
- коэффициент использования материала при штамповке;
- расположение оборудования, т.е. его геометрические размеры.

Требования к конструкции. Конструкция подающего устройства должна удовлетворять следующим требованиям:

- зазоры в шарнирах четырехзвенных механизмов привода ведущего вала и механизма зажима не допускаются;
- в качестве опор шарниров рекомендуется использовать конические роликоподшипники с установкой их с предварительным натягом;
- в качестве опор приводного вала и валков следует использовать подшипники повышенной точности;
- направление толкателя тормоза относительно корпуса рекомендуется выполнять беззазорным с использованием направляющих качения или, в случае использования направляющих скольжения с минимальным зазором, обеспечивающим подвижность соединения при заданных режимах работы;
- соотношения геометрических размеров звеньев четырехзвенных механизмов подающего устройства должны быть строго определенными, удовлетворяющими требованиям настоящих рекомендаций;
- упругая суммарная деформация деталей четырехзвенных механизмов (шатун, рычаг, пальцы, оси) подающего устройства при передаче максимальных нагрузок не должна превышать требуемой (заданной) погрешности шага подачи;
- масса подвижных частей (валки, шатуны, рычаги, толкатели) должна быть минимальной благодаря выбору рациональных форм сечений и применению легких сплавов;
- механизм регулировки радиуса кривошипа должен обеспечивать жесткую фиксацию пальца кривошипа в заданном положении на всем диапазоне регулировки;
- устройства следует оснащать указателями положения эксцентриковой оси
- шатуна и крайнего положения ведущего вала при изменении шага подачи или толщины материала;

- Расчет геометрических размеров звеньев исполнительных механизмов подающего устройства.** Исходными параметрами для расчета геометрических размеров звеньев исполнительных механизмов подающего устройства являются максимальные значения шага подачи $H_{\max}$ и толщина ленты $\Delta_{\max}$ (рис. 38).



Расчет выполняется в такой последовательности.

Вычисляют диаметр ведущего вала

$$D_1 = 2 H_{\max}$$

Максимальное и минимальное значения радиуса соединения ведущего вала с шатуном будут составлять;

$$R_{3\max} = 0.25 D_1,$$

$$R_{3\min} = R_{3\max} \cos \frac{\psi_{5\max}}{2},$$

при $H = 0$, где $\psi_{5\max}$ — максимальный угол поворота (размах) ведущего вала при максимальном шаге подачи;

$$\psi_{5\max} = 2 \cdot H_{\max} / D_1.$$

Угол β наклона шатуна к линии центров O_1O_4 при крайних положениях ведущего вала рекомендуется принимать в пределах $\beta = 15 \dots 20^\circ$ ($0,2618 \dots 0,3491$ рад).

Текущее значение радиуса соединения ведущего вала с шатуном для заданной величины шага подачи H

$$R_3 = \frac{R_{3\max}}{\cos H / D_1}.$$

Радиус расположения расточки ведущего вала под установку оси шатуна

$$R_4 = \frac{R_{3\max} + R_{3\min}}{2}.$$

Эксцентриситет оси шатуна O_3

$$e_3 = \frac{R_{3\max} - R_{3\min}}{2}.$$

Радиус кривошипа привода ведущего вала для заданной величины шага подачи

$$R_1 = R_{3\min} \operatorname{tg} \frac{H}{D_1}.$$

Радиус кривошипа R_2 привода механизма зажима ленты рекомендуется принимать в пределах $(0,01 \dots 0,03) H_{\max}$, в зависимости от величины и требуемой погрешности шага подачи, но не менее 3...3,5 мм.

Далее вычисляют параметры:

- расстояние между осями вращения приводного вала и ведущего вала

$$l_1 = \frac{R_{3\min}}{\sin \beta};$$

- длину шатуна, связывающего кривошип приводного вала и ось ведущего вала,

$$l_2 = \frac{R_{3\min}}{\lg \beta};$$

- длины плеч рычага механизма зажима

$$l_4 = l_5 = l_6 = 0.5l_1.$$

Диаметр прижимного вала D_2 и расстояние l_7 между осями вращения приводного вала и рычага механизма зажима определяют конструктивно, исходя из общей компоновки узла

Длину валков рекомендуется принимать в пределах $(0,4 \dots 0,6) B_{\max}$ с последующим уточнением данного параметра при проверочном расчете на контактную прочность пары валок – лента.

Расстояние между осями вращения ведущего вала и рычага прижимного вала рассчитывают по формуле

$$l_8 = \frac{D_1 + D_2}{2} + \Delta_{cp},$$

где

$$\Delta_{cp} = \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{\min}}{2}.$$

Длина тяги привода механизма зажима

$$l_3 = \sqrt{l_7^2 + R_2^2}.$$

Угловое положение ведущего вала в начале и в конце цикла подачи соответственно:

$$\psi_1 = 0.5(\pi - \psi_5) + \beta;$$

$$\psi_4 = \psi_1 + \psi_5.$$

Определение необходимой тянущей силы ведущего вала

При проектном расчете размеры компенсационной петли ленты можно принять следующими (рис. 39):

$L_1 = 1.2$ м; $h_1 = 0,6$ м; $\varphi' = 0,785398$ рад, где L_1 – расстояние между осями опорных роликов правильно-разматывающего и подающего устройств, м; h_1 – величина провисания ленты в компенсационной петле, м; φ' – угол между вертикалью и линией, соединяющей нижнюю точку компенсационной петли с осью верхнего ролика.

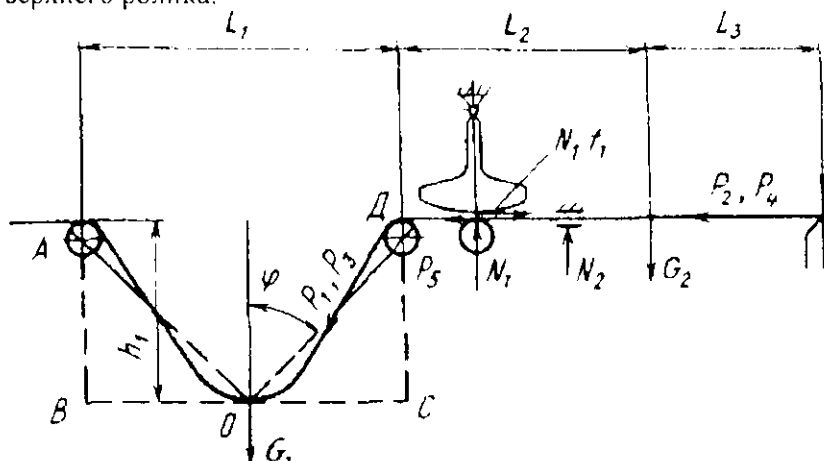


Рис. 39. Схема сил, действующих на ленту в начале цикла подачи

При расчете необходимо обеспечить условие равновесия ленты относительно валков

$$N_1 \mu_1 \geq k_2 P_{0\max},$$

где N_1 – общая сила прижима ленты к валку; μ_1 – коэффициент трения скольжения пары «валок – лента»; k_2 – коэффициент запаса тянущей силы ведущего валка.

Общая сила сопротивления перемещению ленты P_0 равна сумме составляющих сил сопротивления, обусловленных силой гяжести компенсационной петли P_1 , трением ленты в проводках подающего устройства P_2 и штампа P_3 , силами инерции ленты P_4 и прижимного валка P_5 , т. е.

$$P_0 = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5.$$

В соответствии с колебанием длины ленты компенсационной петли сила тяжести ленты колеблется в определенных пределах, вызывая тем самым переменное сопротивление перемещению ленты.

Максимальная и минимальная силы тяжести компенсационной петли ленты:

$$G_{1\max} = B\Delta\rho \times \left(\frac{L_1 + 2h_1 + \sqrt{4h_1^2 + L_1^2}}{2} \right);$$

$$G_{1\min} = B\Delta\rho L_1,$$

где B – ширина ленты; Δ – толщина ленты; ρ – плотность материала ленты. Сила сопротивления движению, обусловленная компенсационной петлей будет составлять:

$$P_{1\max} = \frac{G_{1\max}}{2\cos\varphi'}; \quad P_{1\min} = 0,$$

так как

$$\cos 90^\circ = 0.$$

Сила тяжести ленты, лежащей на столе автомата,

$$G_2 = B\Delta\rho [L_2 + L_3(1 - k_1) + k_3 H(1 - k_1)],$$

где L_2 – расстояние между осями приемного ролика подающего устройства и автомата; L_3 – расстояние между осью автомата и линией реза отхода ленты ножницами; k_1 – коэффициент использования материала при штамповке; k_3 – кратность реза отвода ленты ножницами.

Зная величины G_1 и G_2 , можно рассчитать силу сопротивления движению, обусловленную трением ленты в проводках подающего устройства и штампа:

$$P_{2\max} = \left(\frac{G_{1\max}}{2} + G_2 \right) \mu_3;$$

$$P_{2\min} = \left(\frac{G_{1\min}}{2} + G_2 \right) \mu_3,$$

где μ_3 – коэффициент трения скольжения ленты в проводках подающего устройства и штампе.

Максимальное значение углового ускорения ведущего вала определяют для положения радиуса кривошипа R_1 при $\alpha = \beta$ с использованием зависимости для кривошипно-шатунного механизма (см. рис. 38)

$$\varepsilon_1 = \frac{R_1 \omega^2 (1 + \lambda_0)}{R_{3\min}},$$

где ω - угловая скорость вращения приводного вала; $\lambda = R_1 / l_2$ - безразмерный коэффициент шатуна кривошипно-шатунного механизма,

Максимальное ускорение прижимного вала

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

Определив ε_1 и ε_2 , рассчитываем силу сопротивления движению, обусловленную ускорением петли ленты:

$$P_{3\max} = \frac{G_{1\max} \varepsilon_1 D_1}{4g}; \quad P_{3\min} = \frac{G_{1\min} \varepsilon_1 D_1}{4g}.$$

Силы сопротивления движению ленты, обусловленные ускорением лежащего на столе автомата участка ленты P_4 и ускорением прижимного валика P_5 , определяют по формулам

$$P_4 = \frac{G_1 \varepsilon_1 D_1}{2g}; \quad P_5 = \frac{J_2 \varepsilon_2}{D_2},$$

где J_2 - момент инерции прижимного валика относительно его оси вращения. Предельные значения сил сопротивления движению ленты будут составлять:

$$P_{0\max} = P_{1\max} + P_{2\max} + P_{3\max} + P_4 + P_5;$$

$$P_{0\min} = P_{2\min} + P_{3\min} + P_4 + P_5.$$

Вычислив P_0 , можно определить силы зажима ленты в валах N_1 и в тормозе N_2 .

$$N_1 \geq \frac{k_2 P_{0\max}}{\mu_1}, \quad N_2 = \frac{k_2 P_{0\max}}{2\mu_2},$$

где $k_2 = 1.2 \div 1.3$, μ_2 - коэффициент трения скольжения пары «тормоз-лента».

Расчет погрешности шага подачи для заданного режима работы

Процесс перемещения ленты валковыми подающими устройствами сопровождается упругим скольжением ленты относительно ведущего вала, вследствие чего фактический шаг подачи меньше геометрического, а отношение разности между геометрическим H_g и фактическим H_{ϕ} значениями шага подачи к геометрическому характеризует относительное упругое скольжение

$$s = \frac{H_g - H_{\phi}}{H_g}.$$

Величина относительного упругого скольжения зависит от ряда постоянных и переменных факторов. К постоянным факторам относят материал и толщину ленты, давление в паре «валок-лента», коэффициент трения скольжения пары «валок-лента», диаметр вала и некоторые другие, которые практически не влияют на погрешность шага подачи, так как вызванное ими уменьшение шага имеет постоянную величину и компенсируется регулировкой шага подачи при настройке подающего устройства.

Переменным фактором, вызывающим изменение относительного упругого скольжения и влияющим на погрешность шага подачи, является сила сопротивления движению ленты, которое изменяется в процессе работы в определенных пределах в зависимости от размеров компенсационной петли ленты. Поэтому при оценке погрешности шага подачи учитывают только влияние упругого скольжения, вызванного изменением силы сопротивления движению. Для случая прерывистой подачи стальной ленты с ускорениями ведущего вала, изменяющимися по косинусоиде или модернизированной синусоиде,

$$S = \frac{1 - \sqrt{1 - \frac{P_0^2}{N_1^2}}}{4}. \quad (29)$$

Погрешность шага подачи h для заданного режима работы характеризуется полуразностью предельных его значений

$$h = + \frac{H_{\max} - H_{\min}}{2}.$$

При отсутствии динамического проскальзывания ленты относительно ведущего вала и минимальном относительном упругом скольжении максимальное значение шага подачи

$$H_{\max} = H_2 - H_2 S_{\min} = H_2(1 - S_{\min}),$$

где $H_2 = 0.5 \cdot D_1 \cdot \varphi_5$ – геометрическое значение шага подачи, которое при расчете погрешности принимают равным номинальному шагу подачи.

Минимальное и максимальное значения относительного упругого скольжения определяют по зависимостям (29):

$$S_{\min} = \frac{1 - \sqrt{1 - \frac{P_{0\min}^2}{N_1^2}}}{4}; \quad S_{\max} = \frac{1 - \sqrt{1 - \frac{P_{0\max}^2}{N_1^2}}}{4}.$$

В случае максимальных значений динамического проскальзывания и упругого скольжения минимальное значение шага подачи

$$H_{\min} = (H_1 + H_2 + H_3 + H_4) - H_2 S_{\max},$$

где $H_1 \dots H_4$ – перемещения ленты на отдельных стадиях цикла подачи.

С учетом полученных значений погрешности и минимального упругого скольжения для обеспечения требуемого номинального значения шага уточняют величину геометрического шага, на которую осуществляют настройку подающего устройства:

$$H_2 = \frac{H + h}{1 - S_{\min}}.$$

Перемещения ленты на отдельных стадиях цикла подачи и минимальный шаг подачи находят в определенной последовательности. Вычисляют угол поворота ведущего вала для заданной величины шага подачи φ_5 и его положение в начале φ_1 и в конце φ_4 цикла подачи:

$$\varphi_5 = \frac{2H}{D_1};$$

$$\varphi_1 = 0.5(\pi - \varphi_5) + \beta;$$

$$\varphi_4 = \varphi_1 + \varphi_5.$$

Затем рассчитывают радиус соединения ведущего вала с шатуном R_3 и радиус кривошипа привода ведущего вала R_1 :

$$R_3 = \frac{R_{3\min}}{\cos H / D_1}; \quad R_1 = R_{3\min} \operatorname{tg} \frac{H}{D_1}.$$

Значения безразмерных коэффициентов для заданного шага подачи будут составлять:

$$\lambda_0 = \frac{R_1}{l_2}; \quad \lambda = \frac{R_1}{l_1}; \quad \lambda_1 = \frac{R_3}{l_1};$$

Зазоры между валами и лентой в крайних положениях ведущего вала в начале и в конце цикла подачи можно рассчитать по формулам соответственно:

$$C_1 = \delta + l_2 \cdot [1 + \cos(\psi_5 \cdot \frac{D_1}{2D_2})];$$

$$C_2 = \delta + l_2 \cdot [\cos(\psi_5 \cdot \frac{D_1}{D_2}) + \cos(\psi_5 \cdot \frac{D_1}{2D_2})].$$

Далее определяют углы поворота приводного вала, соответствующие моменту зажима ленты в валах в начале цикла подачи α_0 и в начале согласованного движения ведущего вала и ленты α_1 :

$$\alpha_0 = \beta + C_1 \frac{l_6}{R_2 l_4};$$

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_0 - \beta}{1 - \frac{\omega^2 R_1 D_1 (1 + \lambda_0) \times \left((0.5 G_1 + G_2) / g + 4 J_2 / D_2^2 \right)}{2 R_{3\min} [N_1 \mu_1 - (P_1 + P_2)]}} + \beta.$$

При получении результата $\alpha_1 < \beta$ расчет следует прекратить, так как в этом случае тянущей силы ведущего вала недостаточно для обеспечения нормальной работы подающего устройства в заданном режиме.

Угловое положение ведущего вала момент окончания динамического проскальзывания ленты

$$\psi_2 = \arccos \frac{2\lambda \cos \alpha_1 - 1 - \lambda^2 - \lambda_1^2 + v^2}{2\lambda_1 \sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha_1 + \lambda^2}} - \arccos \frac{1 - \lambda \cos \alpha_1}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha_1 + \lambda^2}}.$$

Скорость движения ленты в момент окончания динамического проскальзывания ленты в валках

$$v_1 = \omega \frac{D_1}{2} \frac{\lambda \sin \alpha_1 + \lambda \lambda_1 \sin(\alpha_1 - \psi_2)}{\lambda_1 \sin \psi_2 - \lambda \lambda_1 \sin(\alpha_1 - \psi_2)}.$$

Время динамического проскальзывания ленты относительно ведущего вала

$$t_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_0}{\omega}.$$

Перемещение ленты в течение периода динамического проскальзывания

$$H_1 = \frac{v_1}{2} t_1.$$

Угол поворота приводного вала, соответствующий моменту разжима ленты в валках в конце цикла подачи,

$$\alpha_2 = (\beta + \pi) - C_2 \frac{l_6}{R_2 l_5}.$$

Угловое положение ведущего вала в момент разжима ленты в валках

$$\psi_3 = \arccos \frac{2\lambda \cos \alpha_2 - 1 - \lambda^2 - \lambda_1^2 + v^2}{2\lambda_1 \sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha_2 + \lambda^2}} + \arccos \frac{1 - \lambda \cos \alpha_2}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha_2 + \lambda^2}}.$$

Перемещение ленты в период согласованного движения валков и ленты

$$H_2 = \frac{D_2}{2} (\psi_3 - \psi_2).$$

Скорость перемещения ленты в момент ее разжима в валках

$$v_2 = \omega \frac{D_1}{2} \frac{\lambda \sin \alpha_2 + \lambda \lambda_1 \sin(\alpha_2 - \psi_3)}{\lambda_1 \sin \psi_3 - \lambda \lambda_1 \sin(\alpha_2 - \psi_3)}.$$

Время движения ленты под действием сил инерции

$$t_3 = \frac{(C_2 + \delta) l_6}{\omega R_2 l_5}.$$

Скорость движения ленты в момент схватывания ее тормозом

$$v_3 = v_2 - \frac{g t_3 (P_1 - P_2)}{G_2}.$$

При получении отрицательного значения v_3 следует принимать значение $H_4 = 0$, а перемещение ленты под действием сил инерции определять по зависимости

$$H_3 = \frac{G_2 v_2^2}{2g(P_1 + P_2)}.$$

При значении $v_3 > 0$ перемещение ленты под действием сил инерции

$$H_3 = \frac{v_2 + v_3}{2} t_3.$$

Перемещение материала под действием сил инерции и сил сопротивления тормоза

$$H_4 = \frac{G_2 v_3^2}{2g(P_1 + P_2 + 2N_2 \mu_2)}.$$

Общее перемещение лента за цикл с учетом упругого скольжения

$$H_{\min} = (H_1 + H_2 + H_3 + H_4) - H_2 S_{\max}$$

При получении неудовлетворительного значения h погрешность шага подачи может быть уменьшена при прочих одинаковых параметрах путем:

- увеличения радиуса кривошипа R_2 ;
- увеличения силы зажима материала в валах N_1 ;
- использования для работы ленты повышенной точности с уменьшенным допуском на толщину;
- уменьшения эксцентриситета прижимного вала l_2 ;
- снижения силы тяжести лента компенсационной петли и ее колебания;
- снижения момента инерции прижимного вала.

4.7. Расчет и проектирование валковых подающих устройств с приводом от делительного механизма

При выполнении проектного расчета предварительно выбирают тип делительного механизма, характеризующийся такими параметрами, как передаточное отношение (число остановов выходного вала за его полный оборот), погрешность деления, безразмерный коэффициент ускорения выходного вала, угол пово-

рота выходного вала, в течение которого осуществляется цикл подачи. По результатам расчета определяют потребный крутящий момент на выходном валу делительного механизма, с учетом которого подбирают конкретный типоразмер делительного механизма с его габаритными и присоединительными размерами.

Определение необходимого крутящего момента на выходном валу делительного механизма

Исходя из величины шага и передаточного отношения намеченного к установке типа делительного механизма, определяют предварительный диаметр ведущего вала

$$D_1 = H \cdot i \cdot \pi.$$

Диаметр прижимного вала D_2 принимают минимальным из расчета обеспечения необходимой жесткости оси вала и установки в него подшипников качения.

С учетом принятых в результате конструктивной проработки геометрии валков и их длин определяют моменты инерции ведущего J_1 и прижимного J_2 валков.

Дальнейший расчет выполняют в следующем порядке.

Рассчитывают максимальное угловое ускорение выходного и прижимного валков делительного механизма:

$$\varepsilon_1 = Q \frac{2\pi}{i} \left(\frac{\pi n}{30 \alpha_3} \right)^2; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{D_1}{D_2},$$

где Q – безразмерный коэффициент ускорения принятого закона движения выходного вала делительного механизма; α_3 – угол поворота приводного вала, за который осуществляется цикл подачи материала.

Общую силу сопротивления перемещению ленты определяют по зависимостям:

$$P_{0\max} = P_{1\max} + P_{2\max} + P_{3\max} + P_4 + P_5;$$

$$P_{0\min} = P_{1\min} + P_{2\min} + P_{3\min} + P_4 + P_5.$$

Крутящие моменты, необходимые для сообщения требуемого ускорения ведущему валку M_1 и для преодоления сил сопротивления движению ленты M_2 рассчитывают по формулам:

$$M_1 = J_1 \varepsilon_1; \quad M_2 = P_{0\max} \frac{D_1}{2}.$$

Моменты трения в опорах качения ведущего и прижимного валков обычно не превышают 1 % от общего момента, и в данном расчете их не учитывают, так как принимают типоразмер делительного механизма с большим на коэффициент запаса крутящим моментом по сравнению с полученным расчетом.

Потребный крутящий момент на выходном валу делительного механизма

$$M_3 = M_1 + M_2.$$

По полученному значению потребного крутящего момента и заданной частоте ходов автомата выбирают типоразмер делительного механизма.

Расчет погрешности шага подачи для заданного режима работы

Погрешность шага характеризуется полуразностью его предельных значений:

$$h = \pm \frac{H_{\max} - H_{\min}}{2}.$$

Максимальное значение шага подачи соответствует минимальному относительному упругому скольжению, максимальному углу поворота выходного вала, делительного механизма $(\psi_5 + \theta)$ и максимальным текущим значениям радиуса кривизны рабочей поверхности валка:

$$H_{\max} = H_2(1 - S_{\min}) + 0.5(D_1\theta + ne_1),$$

где θ – отклонение угла поворота выходного вала делительного механизма от номинального значения (погрешность деления);

e_1 – эксцентриситет ведущего валка.

Минимальное значение шага подачи соответствует максимальному упругому скольжению, минимальному углу поворота выходного вала делительного механизма $(\psi_5 - \theta)$ и минимальным текущим значениям радиуса кривизны рабочей поверхности валка:

$$H_{\min} = H_2(1 - S_{\max}) - 0.5(D_1\theta + ne_1).$$

Предельные значения входящего в зависимости для $H_{\max}$ и $H_{\min}$ упругого скольжения s определяют по зависимости:

$$s = \frac{H_s - H_{\phi}}{H_s}$$

Значения безразмерного коэффициента n , учитывающего влияние эксцентриситета ведущего вала и передаточного числа делительного механизма на погрешность шага подачи, приведены ниже:

Передаточное число делительного механизма	Коэффициент n
1	0
2	4
3	2,6
4	2,82
6	2
8	1,53

После подстановки предельных значений шага подачи получаем погрешность шага подачи

$$h = \pm \frac{H_2(S_{\max} - S_{\min}) + D_1\theta + n e_1}{2}$$

По расчетным значениям погрешности и минимального упругого скольжения уточняют геометрическое значение шага подачи, по которому определяют необходимый диаметр ведущего вала:

$$D_1 = H_2 \cdot i / \pi,$$

где

$$H_2 = \frac{H + h - 0.5(D_1\theta + n e_1)}{1 - S_{\min}}$$

Полученный расчетным путем диаметр ведущего вала уточняют по результатам пробной штамповки.

При неудовлетворительном полученном значении h погрешность шага подачи может быть уменьшена следующей корректировкой:

- увеличением силы зажима материала в валках N_1 ;
- уменьшением эксцентриситета ведущего вала;

- снижением силы тяжести ленты компенсационной петли и его колебания;
- снижением момента инерции прижимного вала.

Во всех случаях, увеличивая силу N_1 зажима материала в валах, необходимо помнить о возможной пластической деформации подаваемого материала. Поэтому следует осуществлять проверку на контактное напряжение смятия, особенно при подаче мягкого материала, например алюминия.

Максимальное контактное напряжение смятия $\sigma_{\max}$ при взаимодействии цилиндра с плоскостью можно определить по формуле Герца

$$\sigma_{\max} = 0.564 \times \sqrt{\frac{2N_1}{D_2 b \left(\frac{1 - \mu_g^2}{E_g} + \frac{1 - \mu_M^2}{E_M} \right)}},$$

где μ_g , μ_M – коэффициент Пуассона для материала соответственно вала и подаваемого материала; E_g , E_M – модуль упругости материала соответственно вала и подаваемого материала.

5. ШИБЕРНЫЕ ПИТАТЕЛИ

Шиберные питатели применяют для перемещения предмета обработки (ПО) от места загрузки к рабочей зоне обработки в направлении, совпадающем с направлением движения шибера. При несовпадении этих направлений их применяют вместе с другими питателями.

Шиберные питатели используют для плоских ПО толщиной свыше 0,3 мм, размером в направлении перемещения до 150 мм, а также полых цилиндрических или прямоугольных ПО высотой до 100 мм. В последнем случае на пути перемещения шибера необходимо устанавливать направляющие планки толщиной не менее половины высоты перемещаемых ПО, такого же размера должен быть и шибер.

В этих питателях, как правило, ведомое звено передаточного механизма является ведущим для шибера. Байонетный передаточный механизм можно применять при маятниковом перемещении шибера. Иногда при индивидуальном приводе шибера соединяют непосредственно со штоком пневмо- или гидродвигателя.

Захватными элементами шибера могут быть открытые или закрытые трафареты, конструктивное исполнение которых зависит от толщины ПО и их конфигурации, точности и скорости подачи, вида технологической операции и способа удаления из рабочей зоны. Закрытые трафареты применяют редко, так как в этом случае требуется дополнительное время для выстоя на период входа и выхода рабочего инструмента. При открытых трафаретах имеется опасность отрыва ПО от шибера в начале движения и при остановке в конце рабочего хода, что снижает точность подачи и ухудшает условия ориентации. Для исключения этого явления необходимо устанавливать рациональный закон движения, т. е. чтобы в начале движения шибер имел наименьшую скорость и плавное интенсивное нарастание скорости после соприкосновения с ПО, т. е. имел бы наибольшую величину положительного ускорения. Это позволит сократить разницу между скоростями шибера и ПО в момент, когда шибер догонит отскочивший от него ПО. Следовательно, шибер должен двигаться в период выбега с ускорением, не превышающим по абсолютной величине ускорение, с которым перемещается по инерции ПО, а

длина пути выбега S_a шибера не должна быть меньше длины пути торможения ПЮ S_m , т. е. условия движения ПЮ в период торможения будут следующими:

$$a_{a \max} \leq -\mu g; \quad (30)$$

$$S_a \geq S_m = \frac{v_{a \max}^2}{2\mu g}, \quad (31)$$

где $a_{a \max}$ -- максимальное ускорение движения шибера в период выбега; μ -- коэффициент трения.

Как следует из этих формул, наибольшее влияние на длину пути торможения ПЮ оказывает максимальная скорость перемещения шибера $v_{a \max}$. Следовательно, необходимо выбирать законы движения, которые бы обеспечили минимальное значение этого параметра. Кроме того, увеличение производительности питателя наряду с построением рациональной циклограммы его работы и уменьшением периода холостого перемещения захватного органа может быть достигнуто и путем увеличения периода рабочего перемещения. Последнее может быть достигнуто уменьшением периода разбега, так как уменьшение периода выбега нежелательно ввиду существенного его влияния на точность положения ПЮ перед рабочей позицией.

Таким образом, критериями для выбора рационального закона движения шибера являются: минимальное значение величины максимальной скорости шибера; наибольшая величина его положительного ускорения; наименьшая величина его отрицательного ускорения; плавное изменение скоростей и ускорений; нулевое значение скоростей и ускорений на границах интервала рабочего перемещения.

Исходя из указанных критериев, можно сделать вывод о том, что закон движения шибера должен быть не симметричным, а со смещенным к началу координат центром тяжести графика изменения скоростей. Коэффициент асимметрии закона движения

$$r_a = \frac{v_{a \max}^2}{2\mu g S_p}, \quad (32)$$

где S_p -- путь разбега, мм.

Коэффициент асимметрии с учетом геометрических размеров кулачка привода питателя обычно принимают $k_a \approx 3$. На основании

анализа известных законов движения и с учетом перечисленных требований в качестве рационального движения может быть принят закон с модифицированной трапецидальной кривой ускорения, образованной сочетанием кривых постоянного и синусоидального изменения ускорения. С учетом принятой величины коэффициента асимметрии относительная продолжительность периода разбега

$$u_1 = \frac{t_p}{t_H} \approx 0,25, \quad (33)$$

где t_p - период разбега; t_H - интервал рабочего перемещения.

Относительная продолжительность движения по закону синусоидального изменения ускорения внутри периодов разбега b_1 и выбега b_2 будет

$$\frac{t_1}{t_p} = \frac{t_2}{t_b} = b_1 = b_2 \approx 0,25, \quad (34)$$

где t_1 и t_2 - периоды движения по закону синусоидального изменения ускорения; t_b - период выбега.

Скорости и ускорения шибера, обеспечивающие получение большой точности подачи ПЧ на рабочую позицию, представлены графиками (рис. 40).

Уравнения для определения перемещений, скоростей и ускорений за период разбега имеют вид:

для участка I (см. рис. 40) при значении текущего времени $0 \leq t \leq 0,0625 t_H$:

$$S = S_H \left(\frac{0,388t}{t_H} - 0,015 \sin \frac{8\pi t}{t_H} \right); \quad (35)$$

$$v = \frac{0,388 S_H}{t_H} \left(1 - \cos \frac{8\pi t}{t_H} \right); \quad (36)$$

$$a = \frac{9,746 S_H}{t_H^2} \sin \frac{8\pi t}{t_H}; \quad (37)$$

$$a_{p \max} = \frac{9,746 S_H}{t_H^2}, \quad (38)$$

где S - текущее перемещение шибера, мм; S_H - величина всего перемещения шибера (ход шибера), мм; v - текущая скорость, мм/с; a - текущее ускорение, мм/с²;

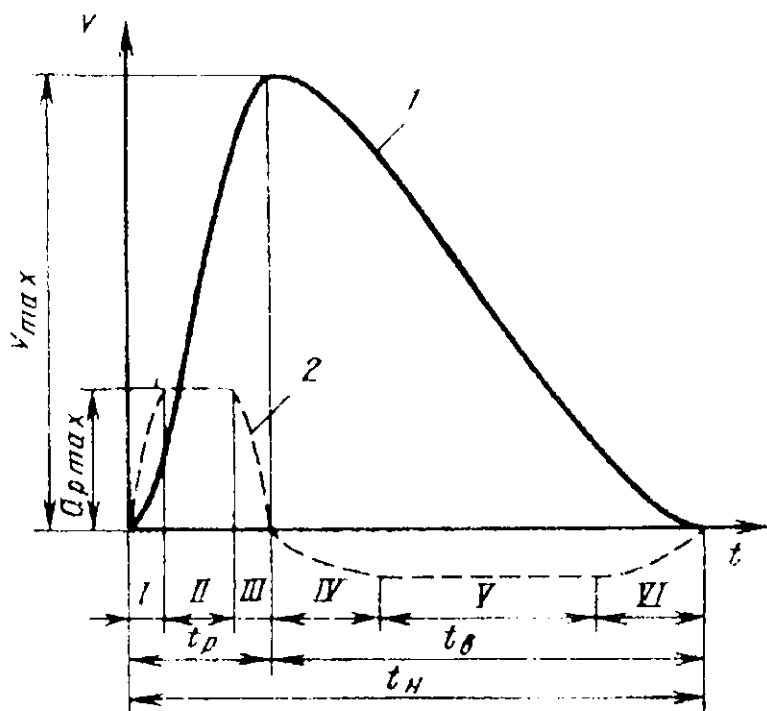


Рис. 40. График изменения скорости (кривая 1) и ускорения (кривая 2)

для участка II при значении текущего времени $0,0625t_H \leq t \leq 0,1875t_H$:

$$S = S_H \left[0,009 + 0,388 \frac{(t - 0,0625t_H)}{t_H} + 4,873 \frac{(t - 0,0625t_H)^2}{t_H^2} \right]; \quad (39)$$

$$v = \frac{S_H}{t_H} \left[0,388 + 9,746 \frac{(t - 0,0625t_H)}{t_H} \right]; \quad (40)$$

для участка III при значении текущего времени $0,1875t_H \leq t \leq 0,25t_H$:

$$S = S_H \left[0,149 + \frac{1,112(t - 0,1875t_H)}{t_H} - 0,015 \sin \frac{4\pi(2t - 0,25t_H)}{t_H^2} \right] \quad (41)$$

$$v = \frac{S_H}{t_H} \left[1,612 - 0,388 \sin \frac{4\pi(2t - 0,25t_H)}{t_H^2} \right]; \quad (42)$$

$$a = \frac{9,746 S_H}{t_H} \sin \frac{4\pi(2t - 0,25t_H)}{t_H^2}; \quad (43)$$

$$v_{\max} = 2 S_H / t_H; \quad (44)$$

для участка IV, при значении текущего времени $0,25t_H \leq t \leq 0,4375t_H$:

$$S = S_H \left[0,25 + 1,61 \frac{(t - 0,25t_H)}{t_H} + 0,046 \sin \frac{2,67\pi(t - 0,25t_H)^2}{t_H^2} \right]; \quad (45)$$

$$v = \frac{S_H}{t_H} \left[1,61 + 0,388 \cos \frac{2,67\pi(t - 0,25t_H)}{t_H^2} \right]; \quad (46)$$

$$L_T = H_{\text{нод}}; \quad (47)$$

$$a_{\max} = -3,25 S_H / t_H^2; \quad (48)$$

для участка V, при значении текущего времени $0,4375t_H \leq t \leq 0,8125t_H$:

$$S = S_H \left[0,599 + 1,61 \frac{(t - 0,4375t_H)}{t_H} - 1,625 \frac{(t - 0,4375t_H)^2}{t_H} \right]; \quad (49)$$

$$v = \frac{S_H}{t_H} \left[1,61 - 3,25 \frac{(t - 0,4375t_H)}{t_H} \right]; \quad (50)$$

$$a = a_{\text{в max}}; \quad (51)$$

для участка VI, при значении текущего времени $t = 0,8125t_H = t_H$:

$$S = S_H \left[0,927 + 0,388 \frac{(t - 0,8125)}{t_H} + 0,046 \sin \frac{2,67\pi(2t - 1,25t_H)}{t_H} \right]; \quad (52)$$

$$v = 0,388 \frac{S_H}{t_H} \left[1 + \cos \frac{2,67\pi(2t - 1,25t_H)}{t_H} \right]; \quad (53)$$

$$a_{\max} = \frac{3,25 S_H}{t_H^2} \sin \frac{2,67\pi(2t - 1,25t_H)}{t_H}. \quad (54)$$

При подаче ПО с прижатием его к плоскости, по которой он перемещается, характер закона движения шибера оказывает незначительное влияние на точность подачи ПО.

Рекомендации по выбору приводов, передаточных механизмов шиберных питателей представлены в табл. 14.

Подача ПО шибером может осуществляться тремя способами: поштучно (рис. 41,а), дорожкой (рис. 41,б) и ступенчато (каскадом) (рис. 41,в). Рабочий ход $S_{ш}$ шибера определяют в зависимости от размера ПО в направлении подачи l и способа перемещения:

при подаче поштучно

$$S_{ш} = l + S_n + L; \quad (55)$$

при подаче дорожкой и ступенчато

$$S_{ш} = l + z + S_n, \quad (56)$$

где $S_{ш}$ - перебег шибера, устанавливаемый конструктивно; L - расстояние от магазина до рабочей зоны; z - зазор, равный 3–5 мм.

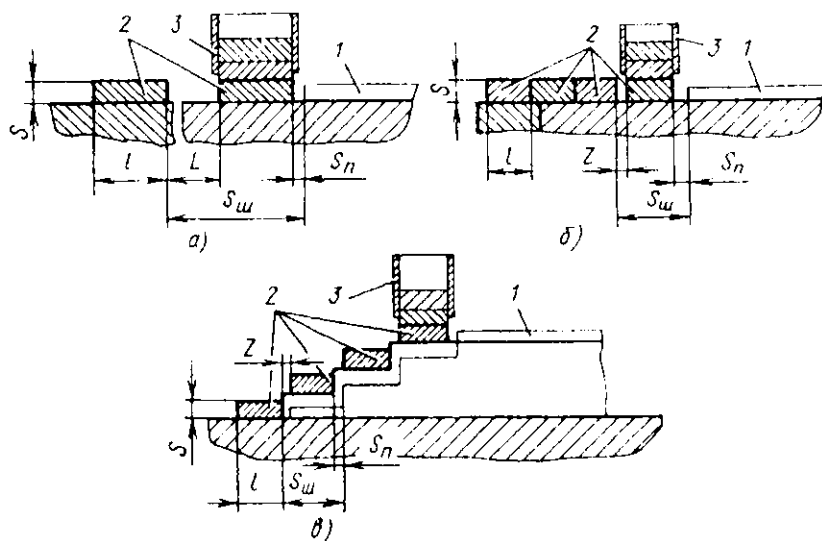


Рис. 41. Схемы способов подачи ПО:

1 - шибер; 2 - ПО; 3 - магазин

Расчетная сила, необходимая для продвижения шибера при отсекании ПО из магазина (рис. 42):

$$Q_{ш} = Q_1 + Q_2 = \beta 2T + \frac{G_{ш}}{g} a = 2\beta \mu G_N + G_{ш} \frac{a}{g}, \quad (57)$$

где Q_1 – сила перемещения ПО из магазина; Q_2 – динамическая сила, возникающая при разгоне шибера; β – коэффициент запаса, учитывающий возможное сцепление, обычно принимают $\beta = 1,5 \div 2,0$; T – сила трения, развиваемая при движении ПО во время выталкивания из магазина; $G_{ш}$ – сила тяжести шибера и жестко связанных с ним деталей; a – ускорение, развиваемое в период разгона и определяемое приводом; g – ускорение силы тяжести; μ – коэффициент трения скольжения, равный для стали по стали со слабой смазкой, $\mu = 0,12 \div 0,15$; G_N – нормальная составляющая от сил тяжести ПО, находящихся в магазине.

Питатель с индивидуальным пневмоприводом (рис. 43) позволяет увеличивать ход шибера по сравнению с ходом ползуна прессы и поршня привода более чем в 2 раза благодаря наличию редуктора с зубчатой передачей. Питатель монтируется в штамп. Вырубленная заготовка проталкивается через матрицу и попадает на загрузочную позицию питателя, откуда перемещается на следующий переход штампа, где производится вытяжка.

6. РЕВОЛЬВЕРНЫЕ ПИТАТЕЛИ

Револьверные питатели наиболее эффективно используют при выполнении на одной операции двух и более переходов для подачи плоских ПО толщиной свыше 0,5 мм и объемных диаметром до 60 мм. Исходными технологическими данными, определяющими конструкцию питателя, являются: характеристика ПО - конфигурация, размеры, точность изготовления, серийность выпуска, вид технологической операции и переходов; характеристика технологической машины - частота ходов или оборотов в минуту, закрытая высота (между ползуном или шпинделем и столом), величина хода ползуна или шпинделя; действительная производительность (необходимая), равная числу ПО, которые обрабатываются в единицу времени при реальных условиях эксплуатации.

В общем виде револьверные питатели состоят из привода, механизмов периодического движения, торможения и фиксации диска, блокировки и конструктивных элементов для загрузки питателя, фиксации ПО и удаления готовых ПО. В зависимости от вида технологической операции и переходов, точности изготовления ПО, конструкции привода и механизма периодического движения можно обойтись без механизмов передаточного, фиксации, торможения и блокировки. Их функции зачастую совмещают оставшиеся механизмы и конструктивные элементы.

Основным требованием, предъявляемым к приводу, механизмам передаточному, периодического движения и торможения диска, является выполнение заданных законов движения, обеспечивающих плавность поворота диска, отсутствие скачков угловой скорости и пиков кривой угловых ускорений, приводящих к ударам и значительному увеличению сил, действующих на механизмы, а, следовательно, быстрому износу и потере точности в работе.

Механизм периодического движения диска поворачивает рабочий диск на определенный угол в зависимости от числа гнезд в нем с последующим выстоем на период, необходимый для выполнения технологической операции, входа и выхода инструмента, загрузки и разгрузки питателя. Конструкция этого механизма определяет точность работы всего питателя и наличие механизмов фиксации, торможения и блокировки. Ведущее звено имеет одно из следующих видов движения: непрерывно или прерыви-

сто вращательное и колебательное по дуге окружности. Число ведущих звеньев может быть одно, два и более.

Периодическое движение рабочего диска осуществляет один из следующих механизмов: мальтийский, кулачковый полочервячный, фрикционный, шарнирно-зубчатый, с обгонной муфтой и храповой.

6.1. Храповой механизм

Храповой механизм является наиболее распространенным, поскольку прост в изготовлении. У него нет жесткой связи между ведущим звеном – собачкой и ведомым – свободно сидящим на оси храповым колесом, поэтому при остановке собачки рабочий диск продолжает вращение по инерции. Это явление вызывает необходимость установки постоянно действующих тормозов и фиксаторов.

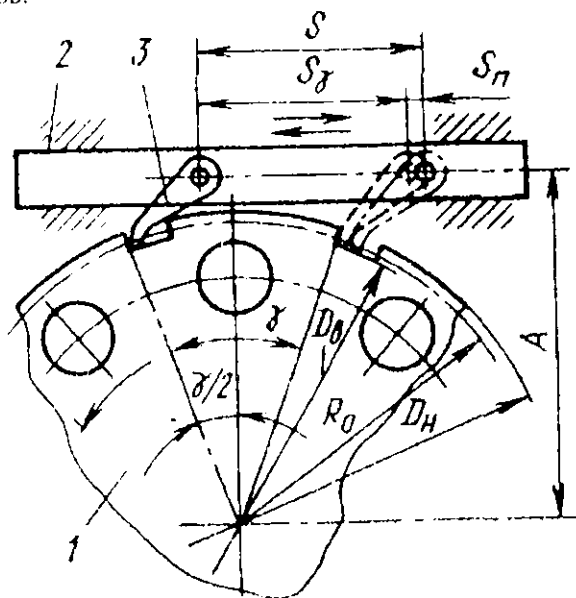


Рис. 44. Схема храпового механизма

В механизмах с двумя и более собачками уменьшаются нагрузки в местах контакта собачки с храповым колесом, а следовательно, повышается их износостойкость. Внутреннее зацепле-

ние уменьшает габариты питателя, но увеличивает нагрузки на собачки, так как с уменьшением радиуса действия собачек увеличивается сила поворота. В случае если рабочий диск является и храповым колесом, в местах контакта с собачкой необходимо устанавливать вставки повышенной износостойкости. Размеры основных элементов храпового механизма (рис. 44) определяют по приведенным ниже формулам.

Полный ход ползушки, мм

$$S = S_{\gamma} + S_n, \quad (58)$$

где S_{γ} – ход ползушки, соответствующий повороту на угол γ , мм; S_n – перебег ползушки, мм, принимаемый равным $(0,03 \div 0,05)S_{\gamma}$.

Перебег ползушки должен обеспечивать свободный вход собачки во впадину храпового колеса.

Ход ползушки

$$S_{\gamma} = 2 R_0 \sin \frac{\gamma}{2}, \quad (59)$$

где R_0 – расстояние от точки касания собачки с диском до центра, мм:

$$R_0 \approx 0,25(D_n + D_g). \quad (60)$$

Здесь D_n – наружный диаметр, мм; D_g – диаметр впадин, мм;

$$D_g = D_n - (0,2 \div 0,25)d_z, \quad (61)$$

где d_z – диаметр гнезда, мм.

Расстояние между осями диска и собачки, мм,

$$A = (0,55 \div 0,6)D_n. \quad (62)$$

6.2. Рабочие диски

Рабочие диски транспортируют ПО от места загрузки через рабочую зону до их удаления.

Конструктивное их исполнение зависит от многих факторов, как технологических, так и конструктивных, связанных с общей компоновкой питателя. Диски должны быть жесткими, сохраняющими в работе первоначальные размеры и в то же время максимально облегченными для уменьшения инерционных масс.

Стационарные диски обеспечивают большую точность транспортирования и совпадения с фиксирующими элементами.

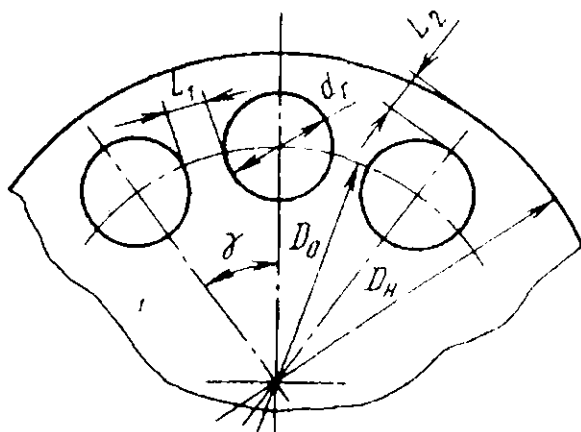


Рис. 45. Расчетная схема рабочего диска

Стационарные диски могут быть специальными, предназначенными для одного ПО, и со сменными трафаретами или рабочими частями инструмента, устанавливаемыми в универсальных переналаживаемых питателях. Как правило, по вертикальной оси рабочие диски не перемещаются, но в отдельных случаях для выполнения рихтовочных, формовочных и вытяжных операций они могут иметь такое перемещение.

Диаметр окружности центров гнезд (рис. 45)

$$D_0 = \frac{d_g + L_1}{\sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (63)$$

где d_g – диаметр гнезда, мм; L_1 – ширина перемычки между гнездами по окружности центров гнезд, мм; γ – угол поворота за один цикл, градусы.

Ширина перемычки между гнездом и наружной (торцевой) поверхностью L_2 обычно равна L_1 .

Размеры гнезда определяются номинальными размерами и допусками ПО. При предварительной фиксации ПО в гнезде его диаметр

$$d_g = (1,01 \div 1,005) d_z, \quad (64)$$

При окончательной фиксации величина одностороннего зазора должна быть не более половины допуска на фиксируемый размер ПО. Ширину перемычки L_1 по окружности центров гнезд принимают:

для круглых ПО

$$L_1 = (0,1 \div 0,3)d_f; \quad (65)$$

для прямоугольных ПО

$$L_{1n} = (0,4 \div 0,5)d_f. \quad (66)$$

Окружная скорость рабочего диска

$$v = \frac{6\pi D_0 n}{z} \leq 800 \div 1000 \text{ мм/с}, \quad (67)$$

где n — частота ходов ползуна прессы, ход/мин; z — число гнезд.

Толщину рабочего диска устанавливают в зависимости от способа загрузки, жесткости, необходимой при выполнении им своих функций и толщины ПО. При загрузке вручную или из бункерно-загрузочного устройства (БЗУ) с механизмом поштучной выдачи

$$s_D = (3 \div 5)s_B, \quad (68)$$

где s_D — толщина диска, мм; s_B — толщина ПО, мм;

при загрузке из магазина и отсекании из него

$$s_D = (0,8 \div 0,9)s_B, \quad (69)$$

Угол поворота диска

$$\gamma = 360^\circ / z. \quad (70)$$

На начальном этапе расчета наружный диаметр диска и число гнезд в зависимости от размеров подаваемых ПО можно принять по данным табл. 15. Окончательно эти величины уточняют после определения всех размеров рабочего диска.

В массовом производстве для повышения производительности и увеличения выпуска продукции с единицы оборудования гнезда в дисках могут быть расположены в два ряда. Помимо транспортных функций диск, оснащенный нижней частью штампа, выполняет функции рабочего инструмента. В первом случае, как правило, гнезда делают закрытыми, но иногда для улучшения условий загрузки и разгрузки их делают открытыми в сторону наружной окружности диска. Некоторые параметры револьверных питателей в зависимости от вида механизмов периодического движения указаны в табл. 16.

Таблица 15

Число гнезд в диске в зависимости от отношения D_H/d_3

Диаметр ПО, мм	Отношение D_H/d_3						
	4	5	6	7	8	9	10-11
20				-	12	15	18
30			-	12	15		
40			10			18	20
50				14	16		
60				15		20	24
70				16	18		
80	8	10	12	15			
90						-	-
100				-			

Таблица 16

Параметры револьверных питателей

Механизм периодического давления	Наибольшие размеры гнезд (размеры пода- ваемых ПО), мм	Допустимая частота ходов пресса в минуту	Точность позицио- нирования диска по окружности цен- тров его гнезд, мм
Мальтийский	60	40-60	0,2-0,4
Получервячный	20	40-60	0,1-0,2
Фрикционный	40	20-40	0,2-0,4
С обгонной муфтой	40	40-60	0,2-0,4
Шарнирно-зубчатый	60	105-170	0,05-0,1
Храповой	40	40-60	0,2-0,4
»	60	30-40	0,2-0,5
»	100	25-30	0,2-0,6

6.3. Мальтийский механизм

Мальтийский механизм обеспечивает точный поворот и надежную фиксацию, плавность поворота диска при входе поводка в паз под прямым углом. Этот механизм компактен. Конструкция его относительно проста, имеет высокий КПД. Недостатками являются: большой угол поворота поводка ведущего звена, особенно при большом числе пазов креста; относительно большая трудоемкость изготовления; в отдельных случаях требуется применение фиксаторов. При определенном числе пазов креста уменьшение угла поворота возможно лишь у механизмов с ударным зацеплением.

7. РАСЧЕТ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Мальтийские механизмы получили широкое применение в прессах-автоматах для периодического поворота револьверных (поворотных) столов и других механизмах периодического действия.

В последнее время в средствах автоматизации все большее распространение получают механизмы периодического движения, не требующие от ведущей части механизма движений различных по знаку.

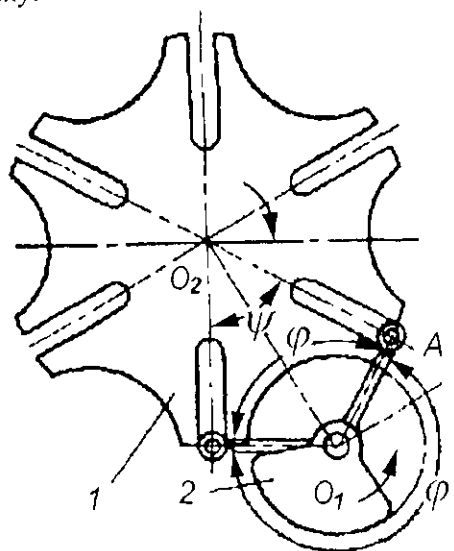


Рис. 46. Обеспечение периодичности движения за счет кинематических особенностей механизма мальтийского креста

На рис. 46 приведен мальтийский механизм с внешним зацеплением. Он состоит из креста 1, кривошипа (поводка) с пальцем (цевкой) 2.

На рисунке показан механизм мальтийского креста (цевочный механизм), который обеспечивает выставление ведомой части (креста 1) при постоянно вращающейся ведущей части (цевки 2) за счет западания хвостовика цевки в паз креста. Расчетный угол

поворота ψ обеспечивается соответствующим профилированием механизма, т. е. выбором числа пазов n :

$$\psi = \frac{2\pi}{m}.$$

Угол поворота цевки φ , соответствующий повороту креста на угол ψ , находим из треугольника O_2AO_1 :

$$\varphi = \pi - \psi = \frac{\pi(n-2)}{n}.$$

Угол поворота цевки за период выстаивания φ' равен

$$\varphi' = 2\pi - \varphi = \frac{\pi(n+2)}{n}.$$

Отношение углов φ и φ' определяет степень выстаивания ведущей части. Чем больше отношение φ/φ' , тем больше угол выстаивания.

В средствах автоматизации кузнечно-штамповочного производства обычно предусматривается не меньше шести пазов креста при одной цевке. При этом обеспечиваются оптимальные условия работы механизма. Так как механизм мальтийского креста не допускает регулировки по шагу поворота, то его применение ограничено средствами автоматизации, требующими постоянного нерегулируемого угла поворота.

Для обеспечения плавной работы механизма угловая скорость мальтийского креста 1 (см. рис. 46) должна быть равна нулю в момент входа пальца 3 кривошипа 2 в паз креста и выхода из него. Для этого центр кривошипа располагают так, чтобы в момент входа и выхода вектор скорости пальца был направлен вдоль паза креста.

Рассмотрим пример расчета основных конструктивных размеров плоского механизма с внешним зацеплением: число пазов креста $z_k = 6$, межосевое расстояние $A = 250$ мм. Время поворота стола $t_n = 1,5$ с, масса стола с приспособлениями и заготовками $m_{\text{ст}} = 1500$ кг, приведенный радиус стола $l_1 = 400$ мм, диаметр вала кривошипа конструктивно принимаем $d_k = 30$ мм.

1. Определяем углы поворота мальтийского креста и кривошипа:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{z_k} = 60^\circ; \beta = 180^\circ - 60^\circ = 120^\circ.$$

2. Определяем конструктивные размеры механизма:

а) длина (радиус) кривошипа

$$R = A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 250 \cdot \sin 30^\circ = 125 \text{ мм};$$

б) радиус мальтийского креста

$$R_k = A \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 250 \cdot \cos 30^\circ = 216.5 \text{ мм};$$

в) диаметр ролика кривошипа

$$d_p = \frac{R}{(3..4)} \approx \frac{125}{4} = 31 \text{ мм};$$

г) длина паза креста

$$l = R + R_k - A + \frac{d_p}{2} = 125 + 216.5 - 250 + \frac{30}{2} = 106.5 \text{ мм};$$

д) наружный диаметр креста

$$D_k = 2 \left(\sqrt{R_k^2 + \left(\frac{d_p}{2} \right)^2} + c \right) = 2 \left(\sqrt{216.5^2 + \left(\frac{30}{2} \right)^2} + 3 \right) = 440 \text{ мм},$$

где c – фаска в пазу креста, $c = 1.5 \dots 3 \text{ мм}$;

е) принимаем из конструктивных соображений диаметр вала креста $d_{вк} = 60 \text{ мм}$. Проверяем выполнение условий:

$$d_{вк} < 2 \left(A - R - \frac{d_p}{2} \right) = 2(250 - 125 - 30/2) = 220 \text{ мм};$$

ж) диаметр вала кривошипа принимаем конструктивно: $d_k = 30 \text{ мм}$. Проверяем выполнение условий:

$$d_k < 2(A - R_k) = 2(250 - 216.5) = 67 \text{ мм}.$$

3. Определяем угловую скорость кривошипа ω_k , частоту вращения кривошипа n_k , угловую скорость ω и ускорение ε креста:

а) угловая скорость кривошипа (автомат 2 группы).

$$\omega_k = \frac{z_k - 2}{z_k} \cdot \frac{\pi}{t_n} = \frac{6 - 2}{6} \cdot \frac{3.14}{1.5} = 1.4 \text{ рад/с}.$$

Если распределительный вал вращается с одной и той же скоростью при рабочем и холостом ходе, то ω_k определяется по формуле

$$\omega_k = \frac{z_k + 2}{z_k} \cdot \frac{\pi}{t_{нк}},$$

где $t_{нк}$ – время пребывания креста в покое, которое зависит от наибольшей длительности технологической операции;

б) частота вращения кривошипа при повороте стола

$$n_k = \frac{z_k - 2}{z_k} \cdot \frac{30}{t_n} = \frac{6 - 2}{6} \cdot \frac{30}{1.5} = 13.3 \text{ 1/мин};$$

в) максимальная угловая скорость креста

$$\omega_{\max} = \frac{\lambda}{1 - \lambda} \cdot \omega_k = \frac{0.5}{1 - 0.5} \cdot 1.4 = 1.4 \text{ рад/с};$$

где $\lambda = \frac{R}{A} = \frac{125}{250} = 0.5$;

г) ускорение креста в начале и конце поворота

$$\begin{aligned} \varepsilon_{нк} &= \pm \left(\frac{\lambda(1 - \lambda^2) \cdot \sin \varphi_3}{(1 - 2\lambda \cos \varphi_3 + \lambda^2)} \right) \omega_k^2 = \\ &= \pm \frac{0.5 \cdot (1 - 0.5)^2 \cdot 0.384}{(1 - 2 \cdot 0.5 \cdot 0.921 + 0.5^2)} \cdot 1.4^2 = 2.65 \text{ рад/с}^2, \end{aligned}$$

где

$$\cos \varphi_3 = \sqrt{\left(\frac{1 + \lambda^2}{4\lambda} \right)^2 + 2 - \frac{1 + \lambda^2}{4\lambda}} = 0.921.$$

4. Выполняем силовой расчет:

а) определяем статический момент сил трения в опорах стола. В опорах используем упорный подшипник № 8224, с параметрами: диаметр центральной окружности (по центру шариков) – $d_m = 150$ мм, $P = 1500$ Н. Статический момент сил трения может быть определен в любом подшипнике качения по формуле

$$M_{см} = f_{нр} \cdot P \cdot K \cdot d_m / 2,$$

где P – эквивалентная нагрузка на подшипник, вычисляемая по формулам динамического расчета, Н; $f_{нр}$ – приведенный к диа-

метру центральной окружности динамический коэффициент трения, который определяется по табл. 17; K -- коэффициент, учитывающий дополнительное трение за счет наличия контактных уплотнений, технологических и монтажных погрешностей, форсированных режимов эксплуатации, загрязнения смазки, $K=1.5...2$.

Таблица 17

Приведенные значения коэффициента трения качения

Тип подшипника	$f_{np} \cdot 10^{-3}$
Шариковый радиальный, в том числе сферический	1.5...2.0
Шариковый радиально-упорный	2.0...2.5
Шариковый упорный и упорно-радиальный	2.5...3.5
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2.0...3.0
Роликовый конический и сферический	3.5...5.0
Упорный роликовый	5...8
Игольчатый	5 ... 10

Тогда

$$M_{cm} = 0.003 \cdot 1500 \cdot 2 \cdot 150 / 2 = 675 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

б) определяем максимальную силу на ролике кривошипа

$$P_{\max} = \frac{M_{cm}}{A} (a + B \cdot b) = \frac{675}{250} (2 + 250 \cdot 2.39) = 1618.6 \text{ Н}.$$

Коэффициенты определяются по табл. 18 (при $a = 2.0$; $b = 2.39$).

Таблица 18

Значения коэффициентов

Число пазов креста, z_k	a	b	m	q	u
3	7.46	20.70	39.900	2.000	4.00
4	3.41	16.30	3.7100	1.000	2.70
6	2.00	2.390	0.4770	0.500	2.07
8	1.62	1.010	0.1630	0.333	1.88
10	1.45	0.602	0.0795	0.250	1.79
12	1.35	0.422	0.0465	0.200	1.73

$$B = \frac{J_{кр} \omega_k^2}{M_{см}} = \frac{1.2 \cdot 10^8 \cdot 1.4}{675 \cdot 1000} = 250,$$

где $J_{кр}$ – момент инерции перемещаемых масс (стола), приведенный к валу мальтийского креста

$$J_{кр} = \frac{m_{см}}{2} r^2 = \frac{1500}{2} 400^2 = 1.2 \cdot 10^8 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2;$$

в) находим максимальный момент сопротивления на валу креста

$$M_{с\max} = M_{см}(1 + K_{\varepsilon\max}B) = 675(1 + 1.352 \cdot 250) = 228875 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$K_{\varepsilon\max} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_k^2} = \frac{2.65}{1.4^2} = 1.352;$$

г) средний крутящий момент на валу кривошипа

$$M_k = \frac{M_{см}}{\eta_m} (q + mB) = \frac{675}{0.95} (0.5 + 0.477 \cdot 35.52) = 12394 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коэффициенты m и q определяем по табл.18 ($m = 0.477$, $q = 0.5$); η_m – КПД мальтийского механизма ($\eta_m = 0.8$, если вал креста на опорах скольжения, $\eta_m = 0.95$ – вал креста на опорах качения);

д) определяем среднюю мощность, необходимую для поворота кривошипа

$$N_{ср} = \frac{M_k \omega_k}{1000} = \frac{12394 \cdot 1.4}{1000} = 17.35 \text{ Вт};$$

е) находим максимальный крутящий момент на валу кривошипа

$$M_{k\max} = u \cdot M_k = 2.07 \cdot 12394 = 25655 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $u = 2.07$ (табл. 18).

5. Проверяем на прочность детали механизма:

а) проверяем ролик кривошипа на прочность при изгибе

$$d_p = 32 \sqrt{\frac{32 \cdot M_u}{\pi \cdot [\sigma_u]}} = 32 \sqrt{\frac{32 \cdot 4692}{3.14 \cdot 405}} = 10.86 \text{ мм},$$

здесь

$$M_u = P_{p\max} \cdot l_1 = 234.6 \cdot 20 = 4692 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $l_1 = 20$ мм — расстояние от места заделки до точки приложения силы $P_{p \max}$ на оси ролика кривошипа, принятое конструктивно; $[\sigma_U] = 405$ МПа — допустимое напряжение на изгиб для ролика из стали ШХ15. Принятый конструктивно $d_p = 30$ мм удовлетворяет условию прочности на изгиб:

б) проверяем вал кривошипа на прочность при кручении

$$d_k = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot [\tau_{kp}]}} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 25655}{3.14 \cdot 100}} = 10.93 \text{ мм},$$

где $[\tau_{kp}] = 100$ МПа для вала кривошипа из стали 45.

Принятый конструктивно диаметр вала кривошипа $d_k = 30$ мм удовлетворяет условию прочности на кручение;

в) проверяем вал креста на прочность при кручении

$$d_{вк} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot [\tau_{kp}]}} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 33090}{3.14 \cdot 100}} = 11.9 \text{ мм}.$$

Принятый конструктивно диаметр вала мальтийского креста, $d_{вк} = 60$ мм удовлетворяет условию прочности на кручение;

г) проверяем поверхности паза креста и ролика кривошипа на контактные напряжения

$$[\sigma_k] \geq 0.418 \sqrt{\frac{2P_{p \max} \cdot E}{d_p \cdot b_1}} = 0.418 \sqrt{\frac{2 \cdot 234.6 \cdot 2 \cdot 10^5}{30 \cdot 25}} = 250 \text{ МПа}.$$

где $b_1 = 30$ мм — принятая конструктивно толщина креста; $[\sigma_k] = 400$ МПа для ролика из стали ШХ15; $[\sigma_k] = 535$ МПа для креста из стали 40Х.

Рабочие поверхности ролика и креста удовлетворяют условиям прочности по контактным напряжениям.

8. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПОДАЧ С ПНЕВМОПРИВОДОМ

8.1. Проектный расчет

Цель проектного расчета – определение действующих на подачу нагрузок и основных геометрических размеров привода.

Принимаем условные обозначения:

a_B – скорость распространения звука в воздухе, см/с;

a_P, a_T – ориентировочное значение ускорения подвижных масс при разгоне и торможении, см/с²;

α – отношение F_B / F ;

α_P – угол поворота коленчатого вала пресса, соответствующий технологическому ходу ползуна, градусы;

B – ширина подаваемого (штампующего) материала, см;

b, b_B, b_{II} – ширина соответственно поршневого кольца, уплотняющих манжет по внутреннему и наружному диаметру, см;

β – коэффициент использования материала при штамповке;

γ – плотность штампуемого материала, г/см³;

$D_H, D_{шт}$ – диаметр пневмоцилиндра и штока, см;

d_{op}, d_{mp} – диаметр проходного сечения дросселя и трубопровода, см;

Λ – толщина штампуемого материала, см;

δ – отношение $\sqrt{\frac{P_M - P_H}{P_M}}$;

ξ – коэффициент потерь в трубопроводе;

F, F_B – площадь поршня соответственно со стороны рабочей полости цилиндра и со стороны выхлопа, см²;

F_B – площадь поршня зажимного механизма с рабочей стороны, см²;

F_{III} – площадь сечения штока, см²;

f, f_B, f_m – площадь сечения соответственно подводящего и выхлопного трубопроводов и дроссельного отверстия амортизатора, см²;

f_A, f_O – стрела провисания ленты и отхода, см;

G_n^A, G_n^O – сила тяжести петли ленты и отхода, Н;
 G_{γ} – сила тяжести горизонтального участка ленты, Н;
 G_{np} – сила тяжести прижимной планки механизма зажима, Н;
 g – ускорение свободного падения, см/с²;
 η – относительная нагрузка на штоке цилиндра;
 $\eta_{мех}$ – коэффициент полезного действия зажимного механизма;
 i – передаточное отношение механизма зажима;
 k_y – коэффициент восстановления при ударе;
 l_m – длина трубопровода, см;
 l_1 – расстояние от опорного ролика наматывающего устройства до опорного ролика подачи, см;
 l_2, l_3 – расстояние от оси пресса до опорных роликов подачи и тормозного механизма, см;
 l_4 – расстояние от опорного ролика тормозного механизма до опорного ролика правильно-разматывающего устройства, см;
 λ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;
 m – масса подвижных частей с учетом массы ленты, кг;
 N_{np}, N_{γ} – масса подвижных деталей подачи, кг;
 μ_1, μ_6 – коэффициенты расхода подводящей и выхлопной ветвей трубопровода;
 μ – коэффициент Пуассона;
 μ_m – коэффициент расхода дросселя амортизатора;
 $\mu_{гр}$ – коэффициент трения скольжения;
 $N_{жк}, N_{зм}$ – сила зажатия материала в каретке подачи и тормозном устройстве, Н;
 N_{ζ} – сила сопротивления перемещению материала, Н;
 N_m – тянущая сила подачи, Н;
 N_{np}, N_{γ} – сила трения подвижных масс подачи по направляющим и в уплотнениях штока и поршня, Н;
 n^* – число последовательно срабатывающих распределителей;
 h_0 – частота ходов подачи (пресса) в минуту;
 p_a – атмосферное давление, Па;

P_H, P_H – абсолютное давление воздуха в магистрали, рабочей и выхлопной полостях пневмоцилиндра в момент начала движения масс, Па;

P_{wy}, P_y – установившееся абсолютное давление воздуха в выхлопной и рабочей полостях пневмоцилиндра, Па;

$P_{wy}^{am}, P_{max}^{am}$ – установившееся и максимальное давление воздуха в полости амортизатора, Па;

Q – нагрузка в штоке, Н;

Q'_n, Q''_n – силы инерции, действующие на подвижные массы при разгоне и торможении, Н;

S – ход поршня (шаг подачи), см;

S_p – путь разгона подвижных масс, см;

S_m – путь торможения (ход амортизатора), см;

S_{m2} – эффективный путь торможения, см;

T'_u, T''_u – время цикла подачи и пресса, с;

t_1 – время прохождения сигнала от управляющего клапана до воздухораспределителя, с;

t_2 – время срабатывания воздухораспределителя, с;

$t_{2,3}$ – время от момента подачи сигнала до начала движения золотника воздухораспределителя, с;

$t_{2,4}$ – время движения золотника воздухораспределителя, с;

t_3 – время от момента срабатывания воздухораспределителя до начала движения подвижных масс (подготовительный период), с;

t_4 – полное время движения подвижных масс, с;

t'_4 – время движения подвижных масс до амортизатора, с;

t_4^m – время торможения подвижных масс, с;

t_4^{*m} – время колебания подвижных масс в результате ударов их об упор и отскоков, с;

$t_4^{*mреб}$ – время движения каретки, необходимое для обеспечения заданной частоты ходов, с;

u_0 – установившаяся скорость движения поршня (подвижных масс), см/с;

u_k – скорость встречи подвижных масс с упором, см/с;

V_1, V_2 – объем вредного пространства рабочей и выхлопной полостей цилиндра, включая объем трубопроводов, см³;

$V_{ар}$ – объем вредного пространства выхлопной полости цилиндра без учета длин трубопроводов, см³;

$\varphi\left(\frac{P_a}{P_{вы}}\right)$ – установившееся значение расходной функции выхлопной ветви трубопровода;

x_0 – ход поршня, приведенный к объему вредного пространства, см,

$\ddot{x}_p, \ddot{x}_m$ – ускорения разгона и торможения подвижных масс, см/с²;

$c.x, p.x$ – индекс, показывающий отношение величин к холостому и рабочему ходам;

φ – коэффициент запаса тянущей силы;

$G_n^j = \frac{1}{2 \cdot 100} \left(l_4 + 2 f_0 + \sqrt{4 f_0^2 + l_4^2} \right) B \Delta \gamma$ – число поршневых колец.

Нагрузка на шток силового пневмоцилиндра с учетом инерционных сил, возникающих при разгоне подвижных масс,

$$Q = N_{mp} + N_y + N_c \pm 1 \cdot 10^5 P_a \cdot F_{um} + 10 \cdot m \cdot a_p. \quad (71)$$

В проектировочном расчете величины сил могут быть заданы ориентировочно через технологические параметры.

Силы тяжести петли ленты, отходов и горизонтального участка материала определяют по формулам соответственно:

$$G_n^j = \frac{1}{2 \cdot 100} \left(l_4 + 2 f_0 + \sqrt{4 f_0^2 + l_4^2} \right) \cdot B \cdot \Delta \gamma; \quad (72)$$

$$G_n^o = \frac{1}{2 \cdot 100} (1 - \beta) \cdot \left(l_1 + 2 f_0 + \sqrt{4 f_0^2 + l_1^2} \right) \cdot B \cdot \Delta \gamma; \quad (73)$$

$$G_{\cdot} = \frac{(l_3 + (1 - \beta) l_2) \cdot B \cdot \Delta \gamma}{100}. \quad (74)$$

Суммарная нагрузка от сил вредного сопротивления может быть принята равной

$$N_{mp} + N_y \approx (1 \div 1,5) G_n^a; \quad (75)$$

Сила сопротивления перемещению ленты

$$N_c = 1 \div 1,2 (G_n^a - G_n^o). \quad (76)$$

Сила $p_a F_{in}$ ориентировочно может быть принята равной 30...50 Н и должна учитываться со знаком (+) для рабочей бесштоковой полости и со знаком (-) в случае рабочей штоковой полости цилиндра. Масса подвижных деталей конструкции

$$m' = (0,15 \div 0,2) \frac{G_n^a}{g}. \quad (77)$$

Скорости и ускорения подвижных масс определяют, исходя из частоты ходов ползуна прессы.

Принимая (с учетом выхода инструмента из съёмника штампа) угол совершения технологической операции α_p равным 60° и считая, что время срабатывания распределительной аппаратуры t_2 и подготовительное время t_3 перекрываются временем поворота коленчатого вала прессы на угол α_p , требуемое время движения подвижных масс определяют по формулам:

для подач с одной подвижной кареткой

$$t_4^{mpcb} = 20/n_0; \quad (78)$$

для подач с двумя последовательно работающими каретками

$$t_4^{mpcb} = 50/n_0; \quad (79)$$

В первом приближении требуемая скорость движения подвижных масс

$$u_0 = \frac{S + S_p + S_m}{t_4^{mpcb}}. \quad (80)$$

При расчете принимаем, $S_p + S_m = 5 \div 6$ см.

Наибольшее ускорение подвижных масс, $a_p = u_0^2/S_p$.

Диаметр цилиндра

$$D_{\eta} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \eta p_{\eta}}}, \quad (81)$$

где $\eta = 0,4$.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего размера по ГОСТ 15608-81.

Диаметр подводных трубопроводов определяют исходя из требуемой скорости перемещения подвижных масс

$$u_0 = 2 \cdot 10^4 \frac{\mu_a f_a}{F_a} \varphi \left(\frac{P_a}{P_{ay}} \right). \quad (82)$$

При $\varphi \left(\frac{P_a}{P_{ay}} \right) = 1$ и $\mu_B = 0,25 \div 0,35$

в первом приближении диаметр трубопровода

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4u_0 F}{2 \cdot 10^4 \pi \mu_a}} \approx \frac{\sqrt{u_0 F}}{70}. \quad (83)$$

Величину хода амортизатора, исходя из допустимых ускорений при торможении, равных $(5 \div 6)g$, принимают:

при $u_0 < 1$ м/с, $S_f = 2,0 \div 2,5$ см;

при $u_0 = 1 \div 1,5$ м/с, $S_m = 2,5 \div 3,0$ см;

при $u_0 > 1,5$ м/с, $S_m = 3,0 \div 5,0$ см.

При определении диаметра дросселя амортизатора необходимо исходить из требования, чтобы в момент встречи подвижных масс с упором скорость u_k не превышала 0,15 м/с.

При истечении через дроссель

$$d_{др} = \sqrt{F/30}. \quad (84)$$

Сила зажатия материала в каретках

$$N_{зк} = (1,3 \div 1,6) \cdot \frac{N_c + (G_2 + 0,5 \cdot G_n^a + G_{np}) \cdot a_{np} / g}{\mu_{mp}}. \quad (85)$$

Для предварительных расчетов силу тяжести прижимной планки механизма зажима G_{np} можно принимать равной $G_{л}^{II}$ (силы тяжести петли ленты).

Сила зажатия материала в тормозном устройстве

$$N_{zm} = (0,3 \div 0,5) (G_n^a - G_n^o) / \mu_{mp}. \quad (86)$$

Варианты конструктивных схем приводов подачи приведены в *Приложении 2*.

8.2. Проверочный расчет

Его проводят с целью уточнения быстроходности (расчет времени цикла) и условий точности работы подачи по шагу. Расчет проводят после выбора конструкции, компоновки узлов и механизмов подачи, определения массы подвижных частей, длин и диаметров трубопроводов, вредных объемов полостей цилиндров и т.д.

Расчет времени цикла. Приведенные формулы и последовательность расчета могут быть применены при определении времени цикла любых пневматических линейных приводов с относительной нагрузкой $\left(\eta = \frac{Q}{P_m F} \right)$, не превышающей $0,4 \div 0,5$, с учетом инерционных сил.

Время цикла подачи с одной подвижной кареткой

$$T_{ц} = 2t_1 + 2t_2 + t_3^{x,x} + t_4^{x,x} + t_3^{p,x} + t_4^{p,x}; \quad (87)$$

с двумя подвижными каретками

$$T_{ц} = \frac{2t_1 + 2n^* t_2 + t_3^{x,x} + t_4^{x,x} + t_3^{p,x} + t_4^{p,x}}{2}. \quad (88)$$

Примерная циклограмма работы подач приведена на рис. 47. Расчет элементов времени цикла приведен ниже.

Время прохождения сигнала от управляющего клапана до воздухораспределителя $t_1 = l_T / \alpha_B$.

Скорость распространения звука в воздухе α_B принимается равной 340 м/с.

Время срабатывания серийно выпускаемых распределителей указывается в паспорте. Время срабатывания распределителей оригинальной конструкции с пневматическим управлением определяется так же, как и для пневмоцилиндра с $\eta = 0,15 \div 0,25$ и $\alpha = 1$:

$$t_2 = t_{2,3} + t_{2,4},$$

где

$$t_{2,3} = \frac{10^{-5} \cdot V_2}{1,25 \cdot \mu_B \cdot f_B}. \quad (89)$$

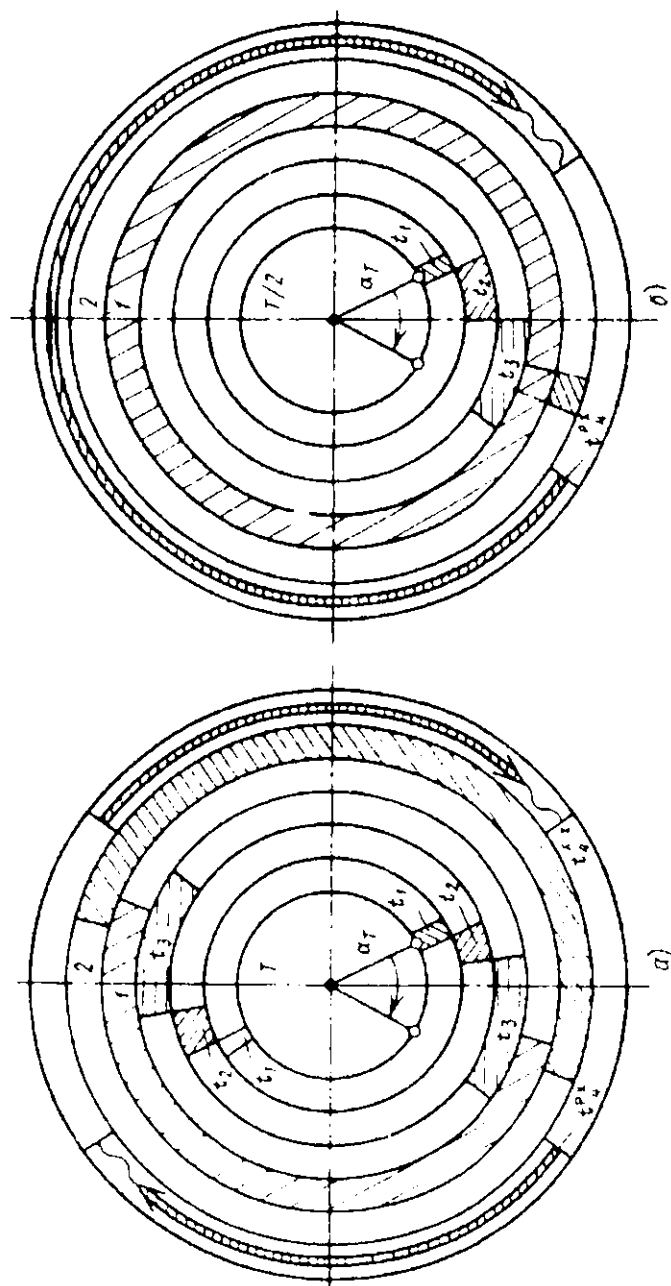


Рис. 47. Циклограмма работы клеточной подачи: а – с одной подвижной кареткой; б – с двумя подвижными каретками: 1 – захваты подающей каретки; 2 – захваты удерживающей каретки;

α_{III} -- угол поворота кривошипного вала прессы, соответствующий технологическому ходу; погрузка. Зоны, соответствующие закрытому состоянию захватов, заштрихованы

Коэффициент расхода выходного трубопровода μ_B , являющийся функцией коэффициента потерь ξ в трубопроводе,

$$\mu_B = 0.072 \cdot \lg^2 \xi - 0.404 \cdot \lg \xi + 0.592,$$

где

$$\xi = \frac{\lambda \sum l_m}{2 d_{mp}}. \quad (90)$$

Тогда

$$t_{2,4} = \frac{10^{-4} \cdot F_B \cdot S}{2.8 \cdot \mu_B \cdot f_B} \cdot \ln \frac{p_{вн}}{p_{вы}} + \frac{S}{u_0}, \quad (91)$$

где

$$p_{вн} = 0.8 p_M; \quad u_0 = 2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\mu_B \cdot f_B}{F_B} \cdot \varphi_2(p_a / p_{вы}).$$

Принимая диаметр пневмотрубопровода напояния d_{mp} и его длину до распределителя $\sum l$, определяют сопротивление

пневмотрубопровода:

$$\xi = 0.015 \cdot \frac{\sum l}{d_{mp}},$$

а затем по рис. 48 определяют коэффициента расхода μ .

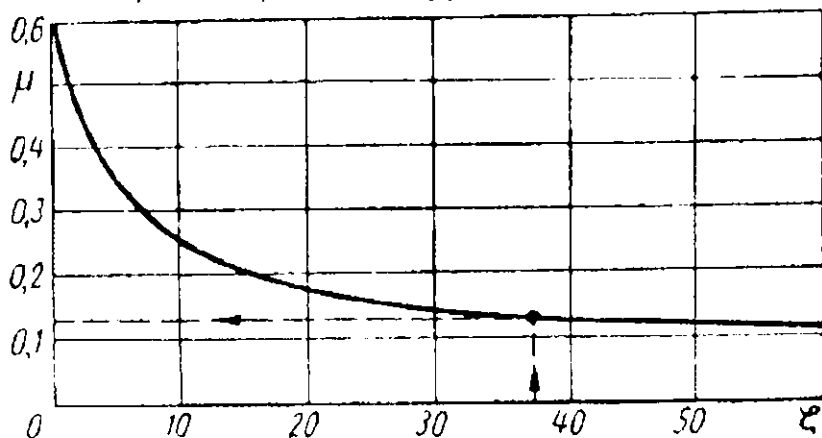


Рис. 48. Зависимость коэффициента расхода μ от сопротивления пневмотрубопровода ξ

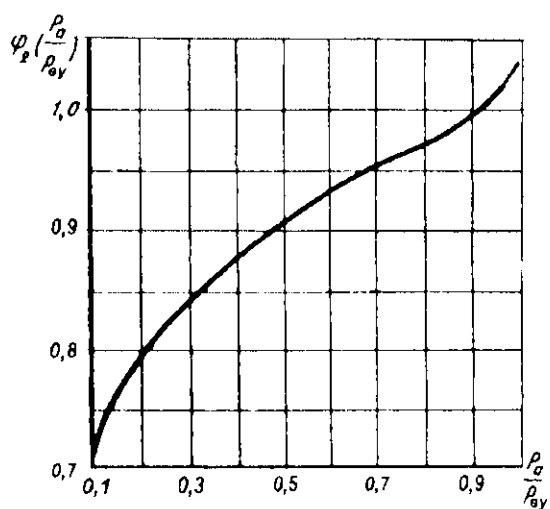


Рис. 49. Зависимость расходной функции $\varphi_2(p_a / p_{vy})$ для определения времени опораживания постоянного объема

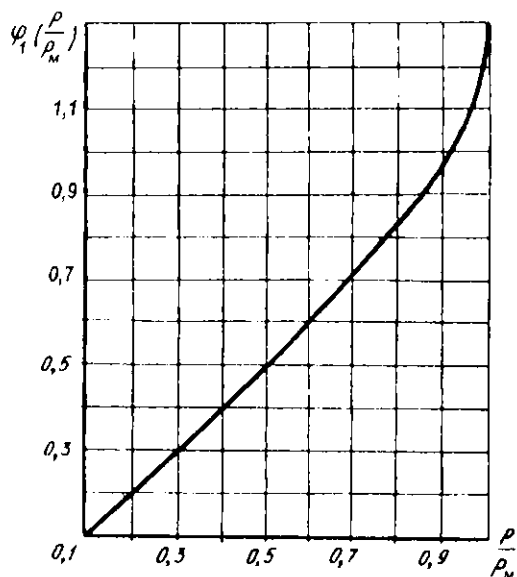


Рис. 50. Зависимость расходной функции $\varphi_1(p / p_m)$ для определения времени наполнения постоянного объема

Величина $p_{\text{св}} = (1,2 \dots 1,7) \cdot p_a$, а значение $\varphi_2(p_a / p_{\text{св}})$ принимают по графикам установившихся значений (рис. 49) в зависимости от $p_a / p_{\text{св}}$.

Коэффициент расхода подводящего трубопровода μ определяют аналогично μ_B по графику на рис. 48, а значение $\varphi_1(p/p_M)$ принимают по графикам установившихся значений (рис. 50) в зависимости от отношения p/p_M .

Расчетная схема пневмопривода подачи приведена на рис. 51.

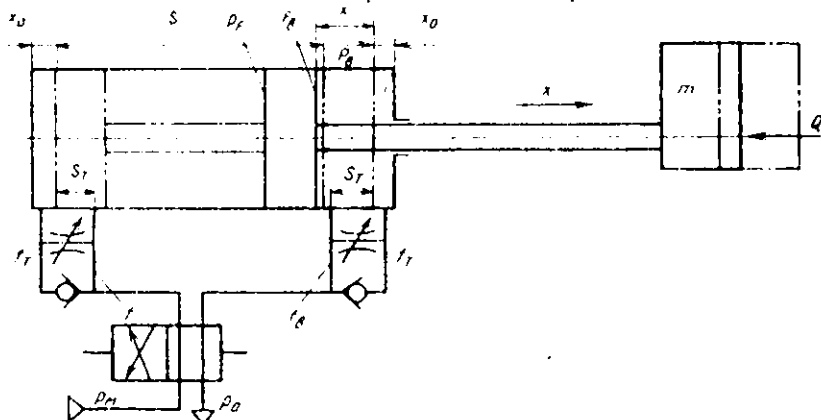


Рис. 51. Расчетная схема пневмопривода подачи

Время срабатывания пневмоцилиндра при холостом ходе каретки подачи складывается из времени подготовительного периода (от срабатывания воздухораспределителя до начала движения) t_3^{x-x} и времени движения t_4^{x-x} :

$$t_3^{x,x} = \frac{10^{-4} \cdot V_2}{2.8 \cdot \mu_B \cdot f_B} \cdot \ln \frac{\alpha}{1 - \ln \delta^2}; \quad (92)$$

Коэффициенты расхода трубопроводов, питающих цилиндр, определяют аналогично коэффициентам расхода трубопроводов воздухораспределителя.

Относительную нагрузку $\eta = Q/(p_M \cdot F)$ определяют с учетом действия только статических сил

$$Q = N_{mp} + N_v + F_{ul} \cdot p_a. \quad (93)$$

Силу трения подвижных масс подачи по направляющим определяют при коэффициенте трения покоя:

$$N_{TP} = 10 \cdot m' \cdot g \cdot \mu_{TP}. \quad (94)$$

Сила трения в уплотнениях:

при движении в сторону штоковой полости

$$N_y = 10^5 \cdot \pi \cdot \mu_{mp} \cdot z_0 \cdot [D_{ш} \cdot b_0'' \cdot (p_M + p_{вн}) + D_{шт} \cdot b_0' \cdot p_{вн}]. \quad (95)$$

при движении в сторону бесштоковой полости

$$N_y = 10^5 \cdot \pi \cdot \mu_{TP} \cdot z_0 \cdot [D_{ш} \cdot b_0'' \cdot (p_M + p_{вн}) + D_{шт} \cdot b_0' \cdot p_M]. \quad (96)$$

Ширину манжет b_0' и b_0'' определяют по ГОСТ 6678-72 и ГОСТ 14896 84.

Коэффициент трения в манжетах μ_{TP} (для резиновых манжет со смазочным материалом). Для V-образных уплотнений коэффициент $z_0 = 1$, для колец $z_0 = 2$.

При уплотнении поршня с помощью поршневых колец силу трения уплотнений по цилиндру (штоку) определяют по формулам:

при движении каретки в сторону штоковой полости

$$N_y = 10^5 \cdot \pi \cdot \mu_{mp} \cdot [D_{ш} \cdot b \cdot z \cdot (p_M + 0.9) + D_{шт} \cdot b_0' \cdot p_{вн} \cdot z_0], \quad (97)$$

где

$$p_{вн} = \frac{1}{\alpha} (1 - \eta) p_M;$$

- при движении каретки в сторону бесштоковой полости

$$N_y = 10^5 \cdot \pi \cdot \mu_{mp} \cdot [D_{ш} \cdot b \cdot z \cdot (p_M + 0.9) + D_{шт} \cdot b_0' \cdot p_{вн} \cdot z_0]. \quad (98)$$

Сила $F_m p_a$ учитывается со знаком (+) при движении каретки в сторону штоковой полости цилиндра и со знаком (-) - в сторону бесштоковой полости.

Относительная величина

$$\delta = \sqrt{0,336(1 - \eta)^2 \cdot \left(\frac{V_1 \cdot \mu_g \cdot f_g}{V_2 \cdot \mu \cdot f} \right)^2 + \left(1,317 - \frac{p_a}{p_M} \right) \cdot (1 - \eta) \times} \rightarrow$$

$$\times \frac{V_1 \cdot \mu_g \cdot f_g}{V_2 \cdot \mu \cdot f} - (1 - \eta) \cdot \ln \frac{\alpha}{1 - \eta} - 0,58 \cdot (1 - \eta) \cdot \frac{V_1 \cdot \mu_g \cdot f_g}{V_2 \cdot \mu \cdot f} \quad (99)$$

При $\frac{V_1 \cdot \mu_B \cdot f_B}{V_2 \cdot \mu \cdot f} \leq \frac{\ln [\alpha / (1 - \eta)]}{1.317 - p_a / p_m}$ величина δ получается отрицательной и ее принимают равной нулю.

Время движения

$$t_4^{13} = (t_4' + t_4'^T + t_4'')^{1-x} \quad (100)$$

Каждое из времен этапов движения вычисляют по формуле

$$t_4' = \frac{10^{-4} \cdot V_2}{2.8 \cdot \mu_B \cdot f_2} \cdot \ln \frac{p_{вн}}{p_{вн}} + \frac{S - S_m}{u_0} \quad (101)$$

Установившаяся скорость принята

$$u_0 = 2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\mu_B \cdot f_B}{F_B} \cdot \Phi \left(\frac{p_a}{p_{вн}} \right) \quad (102)$$

Величину η определяют с учетом статических сил.

Составляющая времени

$$t_4^m = \frac{S_m (1 - 1.3 \sqrt{\alpha \cdot p_{вн} / p_y}) + 2 S_{T\gamma}}{u_0} + \frac{F_B \cdot [x_0 + (0.1 : 0.2)]}{2.8 \cdot 10^4 \cdot \mu_m \cdot f_m} \cdot \ln \frac{p_{\max}^{AM}}{p_{вн}^{AM}} \quad (103)$$

где

$$p_{\max}^{AM} = \frac{10 \cdot m' \cdot u_0^2 + p_M \cdot S_{T\gamma} \cdot F - 2 \cdot Q \cdot S_{T\gamma}}{S_{T\gamma} F_B},$$

$$S_{T\gamma} = S_m \cdot 1.3 \sqrt{\frac{\alpha \cdot p_{вн}}{p_y}}; \quad x_0 = \frac{V_{BP}}{F_B}.$$

Значение p_y и $p_{B\gamma}^{AM}$ принимают при тех же условиях, что $p_{вн}$ и $\Phi(p_a / p_{вн})$.

Коэффициент μ_m определяют аналогично предыдущим значениям коэффициентов расхода с учетом приведения диаметров выхлопного трубопровода к диаметру дросселя (в случае, если сброс воздуха через дроссель происходит в выхлопной трубопровод) - см. рис. 47-50.

Составляющая времени

$$t_4'' = \frac{(1,2 \div 1,6) \cdot 10^6 \cdot K_y \cdot m \cdot \mu_m \cdot f_{ш}}{F_{\theta} \cdot (p_m \cdot F - N_{mp} - N_y)}. \quad (104)$$

Коэффициент восстановления при ударе зависит от многих факторов:

- материала соударяющихся тел,
- формы контактирующих поверхностей,
- массы соударяющихся тел и т. д.

Однако для учета времени колебаний подвижных масс t_4'' значение его может быть ориентировочно принято

$$k_y = 1 - 3\mu_n^2. \quad (105)$$

При определении величины N_y необходимо учитывать, что давление воздуха в выхлопной полости принимает значения $p_{\max}^{ам}$.

Времена $t_3^{p,x}$ и $t_4^{p,x}$ определяют по тем же формулам, что и время холостого хода. Однако при расчетах необходимо учитывать, что

$$Q = N_{mp} + N_y + N_c \pm 10 \cdot F_{ш} \cdot p_a. \quad (106)$$

Силы сопротивления перемещению (полезная нагрузка) определяют по формуле

$$N_c = 2 \cdot N_{sm} \cdot \mu_{mp} + \frac{1}{2} \cdot (G_n^a - G_n^o). \quad (107)$$

Необходимо также учитывать, что штоковая и бесштоковая полости цилиндра меняются местами, т. е. изменяется V_1 и V_2 , α , η , μ , μ_B , δ и т. д., которые определяют аналогично этим же величинам при холостом ходе.

При определении величины $p_{\max}^{AM}$ при рабочем ходе в формулу вместо m' необходимо подставить

$$m = m' + \frac{G_2 + G_n^o / 2}{10 \cdot g}. \quad (108)$$

Расчет ускорений подвижных масс. Ускорения подвижных масс с относительной нагрузкой $\eta = \frac{Q}{p_m F}$, не превышающей

0,4... 0,5, с учетом инерционных сил при разгоне определяют по формуле

$$\ddot{x} = \left[\frac{(p_u + p_y) \cdot F - (p_{vy} + p_{vu}) \cdot F_v}{2 \cdot 10^{-5}} - Q \right] / m, \quad (109)$$

где $p_{vu} = \frac{1}{\alpha} (1 - \eta) p_u$.

В рассматриваемой формуле расчетные величины принимают значения:

при рабочем ходе

$$Q = N_{mp} + N_y + N_c \pm 10 \cdot F \cdot p_a; \quad (110)$$

$$m = m' + \frac{G_2 + G_n^2 / 2}{10g};$$

при холостом ходе

$$Q = N_{mp} + N_y \pm 10 \cdot F_{ш} \cdot p_a; \quad (111)$$

$$m = m'.$$

Величины u_0 , N_{mp} , N_y , N_c , G_2 , G_n^2 рассчитывают по формулам (102), (94), (95), (107), (74), (72).

Значения p_{vy} , p_y и $\phi(p_a / p_{vy})$ принимают при тех же условиях, что и раньше.

Коэффициент η определяют с учетом инерционных сил, действующих на привод в период разгона:

- при рабочем ходе

$$\eta = \frac{Q + 0,1 \cdot m \cdot a_p}{10 \cdot p_u \cdot F}; \quad (112)$$

- при холостом ходе

$$\eta = \frac{Q + 0,1 \cdot m' \cdot a_p}{10 \cdot p_u \cdot F}; \quad (113)$$

где $a_p = u_0^2 / S_p$.

Путь разгона подвижной масс S_p определяют по графику (рис. 52).

При расчете необходимо учитывать, что с изменением направления движения (в сторону штоковой полости цилиндра или

бесштоковой) или нагрузки (рабочий или холостой ход) изменяются все величины, кроме N_{mp} , m' , p_m .

Максимальное ускорение подвижных масс при торможении

$$\ddot{x}_m = u_0^2 / S_m.$$

Величины u_0 , S_m , с изменением направления движения или нагрузки меняют свои значения. Их рассчитывают по формулам (102), (103).

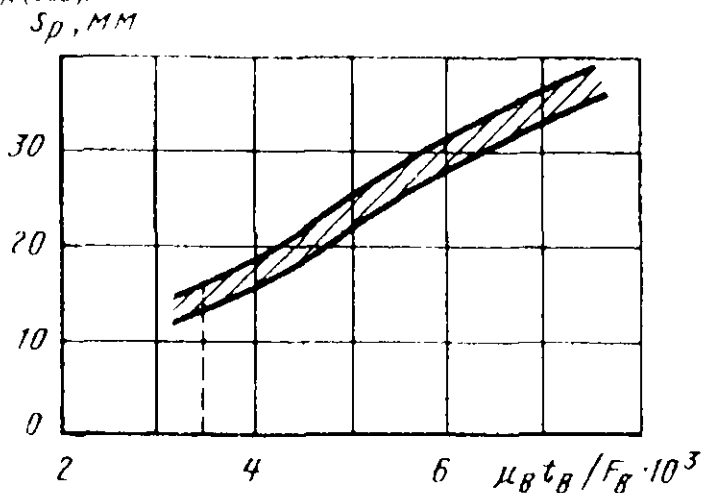


Рис. 52. Путь разгона подвижных масс

При проектировании подач, например, с механическим приводом время цикла подачи определяется кинематикой механизма и заданной частотой ходов в минуту, а расчет условий точности подачи методически остается тем же.

Конкретные величины в расчетах (сила зажатия материала, ускорения и т. д.) определяют по принятой схеме с использованием существующих методик.

Варианты конструктивных схем приводов подач приведены в *Приложении 2*.

9. РАСЧЕТ ЗАЖИМОВ ЗАГОТОВКИ ДЫРОПРОБИВНЫХ ПРЕССОВ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

При штамповке деталей типа панелей на дыропробивных прессах с программным управлением (ПУ) обязательным условием обеспечения точности расположения вырубаемых контуров является надежное крепление заготовки в зажимах координатного стола. По виду энергоносителя известны три типа зажимов заготовки: механические, пневматические и гидравлические. На рис. 53 показана схема пневматического зажима дыропробивного пресса модели К0126Б силой 400 кН для изготовления панелей с габаритными максимальными размерами 6×1000×1200 мм. Сжатый воздух поступает в полость *A* и, воздействуя на пружину *1*, поднимает цилиндр *2*, который жестко соединен с верхней губкой *3*. Сила зажима увеличивается за счет разности плеч l_1 и l_2 .

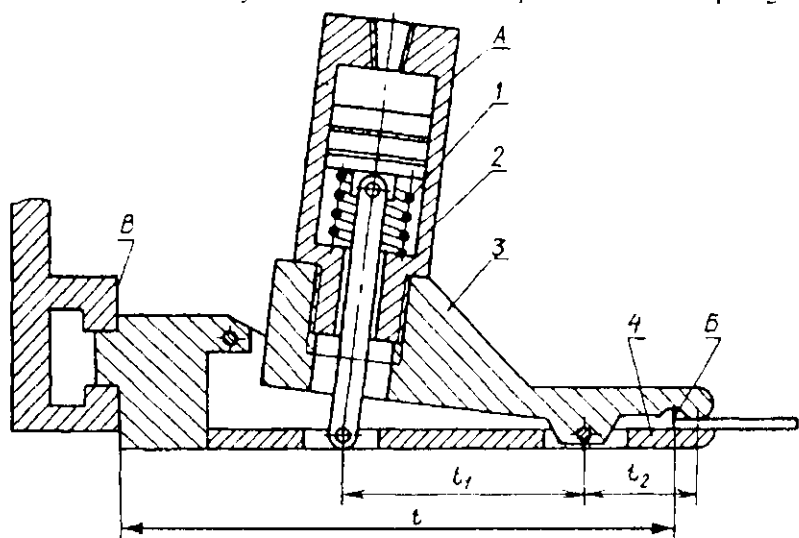


Рис. 53. Схема пневматического зажима заготовки дыропробивного пресса модели К0136Б

Заготовка, находящаяся между подвижной губкой *3* и губкой *4*, являющейся одновременно и корпусом зажима, надежно фиксируется, опираясь на поверхность *B* зажима. Расстояние l от

базы B крепления зажима на каретке координатного стола до базы B должно быть одинаковым для всех зажимов, установленных на прессе. При сбросе воздуха пружина возвращает цилиндр в первоначальное положение, и зажимы раскрываются.

Смещение заготовки в зажимах может произойти под действием сил трения, создающих сопротивление в период движения, сил инерции, действующих на заготовку в горизонтальной плоскости во время разгона и торможения, и сил, возникающих в процессе вырубки.

Поскольку указанные группы сил действуют в разное время цикла, необходимо оценить их величины, и по наибольшим значениям определить требуемую силу зажима заготовки.

На рис. 54 показана схема действия сил при закреплении листа в двух зажимах (O - центр пробиваемого отверстия; v_x, v_y, v_p - составляющие и результирующая скорости движения).

Сила трения P_1 определяется по формуле

$$P_1 = \frac{0,5Gb}{y} \cdot f, \quad (114)$$

где G - сила тяжести заготовки; b - ширина заготовки; f - коэффициент трения заготовки об опорную поверхность (принимается постоянным); y - текущая координата (расстояние от оси пробивки до зажимов).

При расчете зажимов из условия удержания движущегося листа наиболее опасным будет случай, когда разгон происходит одновременно по двум координатам и жесткий лист опирается на одну матрицу при величине y , равной минимально возможному значению (в зависимости от конструкции прессы). В этом случае сила P_1 будет иметь максимальное значение.

$$\theta = \frac{P}{2 \cdot \mu} = \frac{P_1 \cdot d + P_2 \cdot c}{2 \cdot \mu \cdot L} = \frac{5 \cdot b \cdot f \cdot d + \sqrt{a_x^2 + a_y^2} \cdot c \cdot y}{2 \mu g L y} \cdot G \quad (115)$$

где P - сила, вырывающая заготовку из зажима; P_2 - геометрическая сумма динамических сил; d, c - плечи сил P_1 и P_2 ; μ - коэффициент трения в губках зажимов листа, принимаемый равным $\mu=0,07$; a_x, a_y - ускорения разгона или торможения кареток координат X и Y ; g - ускорение свободного падения; L - расстояние между зажимами.

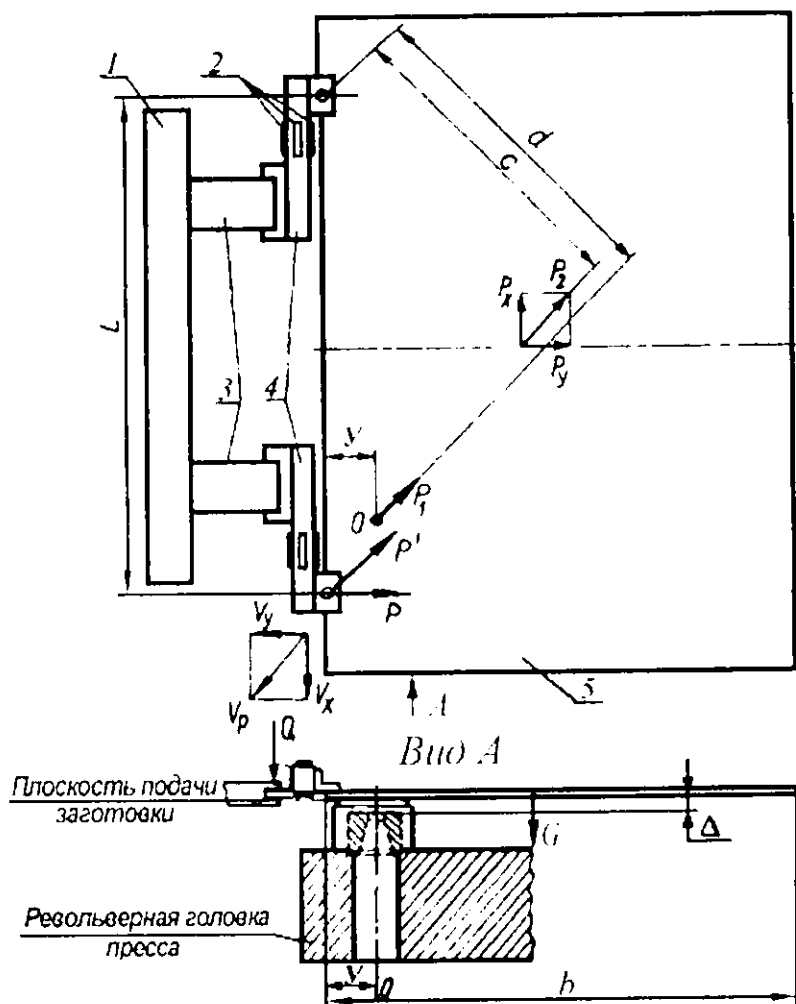


Рис. 54. Расчетная схема действия сил: 1 – каретка;
2 – проволочные тензодатчики; 3 – зажимы заготовки;
4 – тарированные балочки; 5 – заготовка

На рис. 55 представлены графики зависимости силы P от толщины заготовки, построенные по результатам расчета по формуле (115) и данным экспериментов.

Значения исходных величин были приняты следующие: $d = 1,4$ м; $y = 0,1$ м; $f = 0,14$; $c = 0,7$ м; $L = 1$ м.

Эксперименты проводились на прессе К0126Б; заготовка в зажимах крепилась по схеме, приведенной на рис. 55. Заготовка, закрепленная на координатном столе прессы, приводилась в движение одновременно по двум координатам и опиралась на одну матрицу, расположенную на 3 - 4 мм выше других.

Перемещения заготовки осуществлялись с помощью приводов кареток, работающих в режиме от предварительного набора и обеспечивающих при разгоне и торможении ускорение заготовки $a = a_x = a_y = 2,2$ м/с².

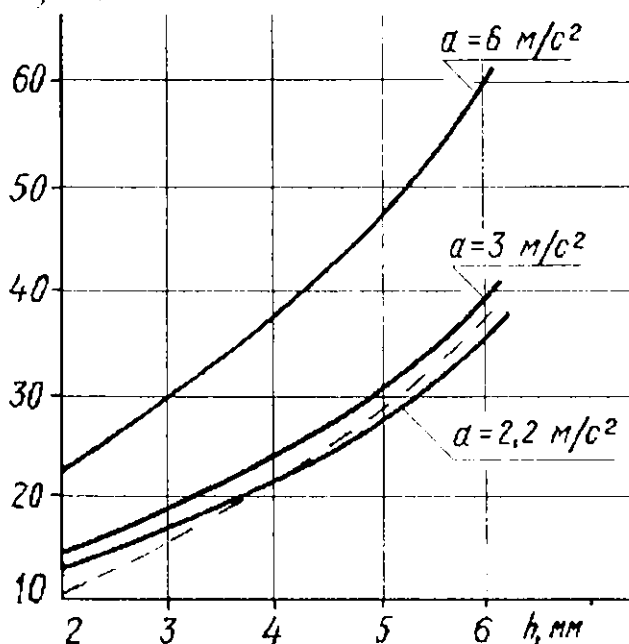


Рис. 55 Графики зависимости силы P от толщины заготовки:
 — по данным расчета;
 - - по экспериментальным данным

В момент разгона или торможения проводочные тензодатчики, расположенные на вертикальных гранях упругих тарированных балочек, регистрировали суммарную силу, действующую на заготовку в горизонтальной плоскости, т. е. величину силы P .

Показания тензодатчиков записывались осциллографом типа Н-105.

Значения сил P , полученные при экспериментах (см. рис. 55), составляют 75...110% теоретических, что подтверждает возможность расчета сил θ по формуле (115).

При износе матриц и их перешлифовке между заготовкой и зеркалом вырубной матрицы образуется зазор Δ вследствие того, что заготовка опирается на другие матрицы. Наличие этого зазора вызывает прогиб заготовки при вырубке и появление дополнительных сил: вырывающих заготовку из зажимов (P_h) и раскрывающих губки (R_h).

При экспериментальном определении силы зажима из условия удержания заготовки во время вырубке контуров заготовки также крепились по схеме, представленной на рис. 54.

Вырубка контуров на заготовках толщиной $h = 3; 4; 5$ мм производилась при различных значениях величин u и разности в уровнях подачи материала и зеркала рабочей матрицы Δ (см. рис. 54).

В момент вырубке проволоочные тензодатчики, расположенные на вертикальных и горизонтальных гранях упругих тарированных балочек, регистрировали суммарные силы, действующие на заготовку в горизонтальной и вертикальной плоскостях, т. е. величины сил (P_h) и (R_h).

Эксперименты показали, что эти силы действуют одновременно и увеличиваются по мере увеличения Δ и уменьшения u , оставаясь при этом приблизительно равными.

Установлено также, что с увеличением толщины заготовки при прочих равных условиях величины сил P_h и R_h растут, подчиняясь приблизительно соотношению:

$$P_{h_i} = P_{h_{i-1}} \left(\frac{h_i}{h_{i-1}} \right)^2, \quad (116)$$

где P_{h_i} — известная сила для h_{i-1} — толщины материала; h_i, h_{i-1} — толщины заготовок.

Соответствующая сила зажима может быть посчитано по формуле

$$\theta_h = \frac{P_h}{2\mu} + R_h. \quad (117)$$

Данные экспериментов и формулы (116) и (117) позволяют построить кривые зависимости величин P_h , R_h и θ_h от толщины заготовки h при различных значениях Δ и постоянных значениях величины γ .

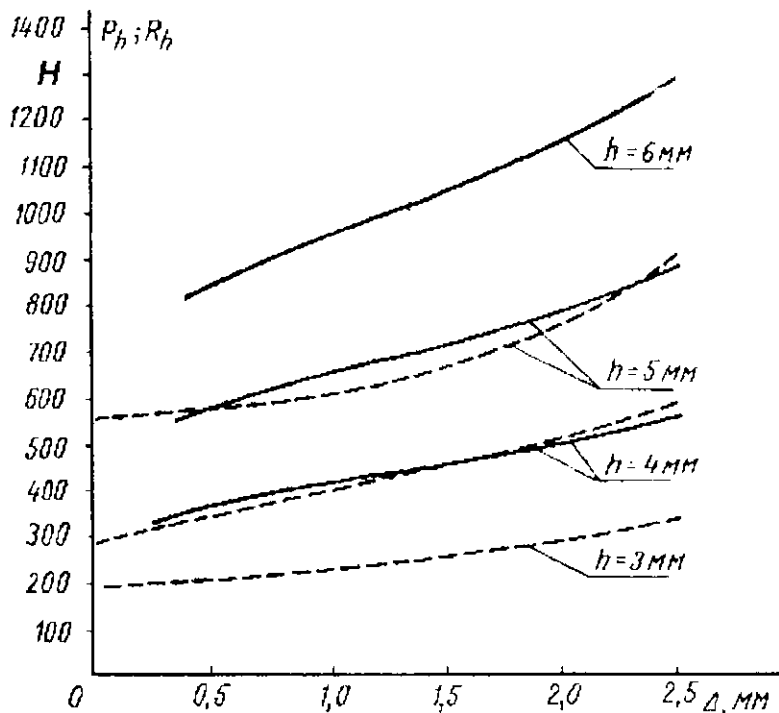


Рис. 56. Графики зависимости сил P_h и R_h от зазора и толщины заготовки h для стального листа ($\gamma = \text{const} = 100$ мм):

— по данным расчета по формуле (116);
 --- по экспериментальным данным

Из графиков, приведенных на рис. 56, видно, что при обработке стальных панелей толщиной до 3 мм рост сил P_h при увеличении Δ незначительный. Однако при увеличении значения Δ примерно до 2,5 мм наблюдается либо смещение центра пробивки на панели из-за подтягивания свободного конца заготовки к месту вырубki в момент опускания пуансона, либо поломка тонкого инструмента.

Экспериментально установлено, что при $h = 3$ мм, $\Delta = 2,5$ мм; $r = 100$ мм и диаметре пуансона $d_n = 90$ мм центр пробивки отверстия на панели смещается на $0,02 \dots 0,03$ мм, т. е. $10 \dots 15\%$ общего допуска на точность координат пробитых отверстий для прессы К0126Б, которая составляет $\pm 0,2$ мм.

С уменьшением величины Δ до 1 мм можно практически избежать смещения центров отверстий и поломки тонкого инструмента и процессе вырубки.

Рекомендации

1. На дыропробивных прессах, оснащенных системой программного управления и координатным столом, для заготовок с габаритными размерами до 1200×2000 мм расчет зажимов следует вести по условиям пробивки при возможном $\Delta = 2,5$ мм с наибольшей толщиной листа.

2. На дыропробивных прессах после перешлифовки матриц необходимо устанавливать компенсационные прокладки с целью сведения величины Δ к рациональному минимуму, равному 1 мм.

3. Необходимо стремиться к максимальному расстоянию между зажимами для каждой конкретной детали.

4. При создании дыропробивных прессов с программным управлением необходимо обеспечить возможность быстрой и точной регулировки величины Δ в пределах $0 \dots 1$ мм, например, с помощью клиновой регулировки высоты уровня подачи материала относительно зеркала матрицы.

10. ТРЕБОВАНИЯ К ИЗМЕНЕНИЮ ТЕХНОЛОГИИ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ НА РТК

Применение для листовой штамповки промышленных роботов (ПР) часто основывается на существующей технологии и штампах, что приводит к трудностям в процессе внедрения и к неудачам. Происходит это ввиду недостаточной разработки вопросов изменения технологии, приспособления ее к роботизированным комплексам.

Автоматизация предъявляет к технологии ряд специфических требований, удовлетворение которых облегчает автоматизацию, упрощает конструктивное исполнение механизмов и их управление.

На всех этапах технологического процесса штамповки разнообразные движения заготовки и детали, связанные с роботом, требуют приспособления или изменения технологии и обеспечения на всех этапах контроля технологического процесса, контроля положения заготовки и ее перемещения, а также контроля положения движущихся частей машин и механизмов и их блокировки и отключения в случае необходимости.

Рассмотрим требования к технологии на всех этапах изготовления детали штамповкой.

Промышленные роботы работают обычно от штучных заготовок. Поэтому перед захватом их роботом заготовки должны попасть в питатель, подающий заготовку на исходную позицию захвата ее охватом робота. Поскольку роботизированный технологический комплекс (РТК) работает главным образом в условиях серийного производства, то это влечет за собой необходимость частой смены штампуемых деталей и, следовательно, частой смены исходных заготовок. Даже если применить групповую обработку, все равно смена заготовок и деталей будет частой.

Поэтому необходимо применять надежные универсальные питатели, обеспечивающие быструю переналадку на другие детали (заготовки) в пределах сгруппированных деталей. Для относительно крупногабаритных деталей питатель должен быть снабжен еще бункером, из которого добавляются детали в питатель.

Непосредственными требованиями к заготовкам являются следующие.

- Заготовки должны иметь по возможности форму прямоугольника либо прямоугольника со срезанными углами. При такой форме лучше обеспечивается центрирование заготовок в питателе. Если форма заготовки иная, то следует рассмотреть возможность изготовления заготовки на две детали с последующей штамповкой двух деталей одновременно.

- Заготовки должны иметь хорошую поверхность среза. Заусенцы должны отсутствовать. Следует категорически запретить разрезку на заготовки одновременно двух листов, положенных один на другой, так как в этом случае разделить листы очень трудно.

- Заготовки должны иметь чистую поверхность. Масло и грязь должны быть предварительно очищены с поверхности. В случае необходимости в линии должна быть предусмотрена мойка заготовок.

Несмотря на указанные предосторожности, на питателях, как правило, должны быть установлены распушители заготовок (специальные электромагниты), отделяющие заготовки друг от друга.

Должен быть предусмотрен контроль захвата роботом именно одной заготовки. При захвате одновременно двух заготовок должен быть предусмотрен режим сброса этих заготовок или остановка процесса и аварийный сигнал (аварийная лампочка или зуммер).

Заготовки после захвата роботом должны быть смазаны.

Требованиями непосредственно к самой технологии штамповки являются следующие.

- Наибольшая надежность технологического процесса. Не должно быть неустойчивых операций, когда возможен даже минимальный процент брака.

- Минимальное количество операций и переходов штамповки, позволяющее упростить процесс транспортирования заготовки роботом, увеличить производительность и повысить надежность работы. Необходимо рассмотреть возможность комбинирования операций без снижения их надежности.

- Технология должна исключать необходимость кантовать заготовку (переворачивать на 180°). Это упрощает работу робота и увеличивает производительность.

Требованиями к штампам являются следующие.

- Штампы должны обладать наивысшей надежностью и высокой стойкостью. Стойкость штампов должна обеспечивать их бесперебойную работу в течение заданного времени, когда должна быть проведена замена штампа, его контроль или планово-предупредительный ремонт.

- Штампы должны быть быстросменными. Для этого должны быть использованы автоматические зажимы, устройства вывода штампа из зоны прессы и его ввода.

- В штампах должны быть предусмотрены выталкиватели, как в верхнем, так и в нижнем штампах. Работа выталкивателей должна быть надежной, плавной и синхронной. Выталкиваемая деталь в процессе выемки из штампа должна быть зажата между верхними и нижними выталкивателями, что предохраняет от выскакивания детали ввиду наличия остаточных упругих деформаций. Кроме этого, как правило, необходимы так называемые отлипатели, отделяющие прилипшую деталь от соприкасающихся частей штампа.

- В штампах желательно предусмотреть датчики износа, а также наличия детали в штампе и ее фиксации.

- В штампах должны быть предусмотрены выемки для входа и выхода схвата робота, где схват захватывает деталь.

- Штампы должны быть по возможности простыми, в особенности при мелкосерийном производстве. В этом случае после штамповки в первом штампе заготовки складываются в специальные укладчики-накопители, которые после загрузки, при штамповке во втором штампе играют роль питателей.

Технология штамповки, последовательность перемещений заготовок и положений движущихся частей должны постоянно контролироваться, чтобы обеспечить безопасность работы всей системы.

В частности, при эксплуатации роботизированных участков штамповки можно предусмотреть следующее.

- Система должна получить сигнал о том, что пресс совершил рабочий ход, и ползун прессы находится в крайнем верхнем положении. Кроме этого, должен быть подан сигнал о наличии заготовки в исходной позиции в питателе. Если какого-либо из

этих сигналов нет, то система останавливается и дает аварийный сигнал.

- Если все в порядке, то рука робота из исходного положения перемещается и захватывает заготовку в питателе, затем переносит заготовку и укладывает ее в штамп. При этом должен быть подан сигнал о том, что установка заготовки в штампе проведена правильно. Далее рука робота освобождает заготовку и отходит назад. Здесь также должен быть сигнал о том, что рука отошла назад. Только тогда дается команда на пуск пресса. Пресс совершает рабочий ход и останавливается в крайнем верхнем положении, где дается сигнал об этом.

- Вытолкнутая отштампованная деталь находится на выталкивателях между верхними и нижними штампами. Об этом также должен быть дан сигнал. После сигнала рука робота берет деталь из штампа и переносит ее на транспортер или в ящик, где также должен пройти сигнал о том, что деталь передана. Затем рука робота отводится в исходное положение, и цикл работы может повториться.

- Для получения всех упомянутых сигналов должны быть установлены соответствующие датчики, которые также могут потребовать изменения в штампах или в технологии.

Выше были упомянуты только основные требования, которые предъявляет автоматизация технологии листовой штамповки с помощью промышленных роботов.

Каждый технологический процесс листовой штамповки, подлежащий автоматизации с помощью промышленных роботов, имеет свои специфические особенности, которые также должны быть увязаны с требованиями автоматизации.

11. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РТК ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ

Освоение серийного производства ПР ставит задачу быстрого и эффективного внедрения их в промышленность. Внедрение ПР в штамповочном производстве представляет собой создание и внедрение РТК. Процесс этот трудоемкий и сложный. Его особенностью является то, что создаются и внедряются РТК непосредственно силами потребителя, который зачастую недостаточно информирован и имеет мало опыта в решении подобных задач. Кроме того, внедрение ПР в производство в составе с действующим оборудованием требует быстрого ввода в промышленную эксплуатацию РТК, особенно на этапах монтажа и отладки.

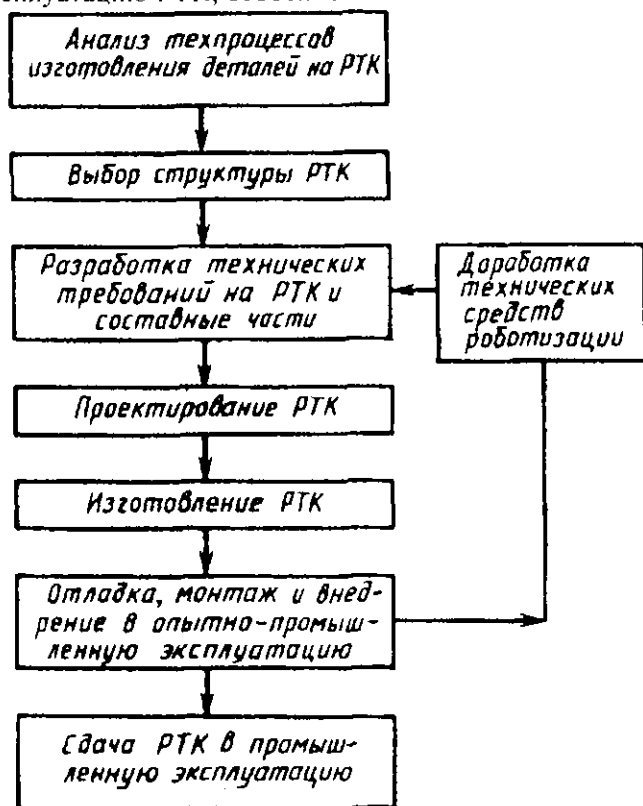


Рис. 57. Основные этапы создания РТК листовой штамповки деталей

Универсальность ПР определяет специфику проведения работ по созданию РТК, так как в каждом конкретном случае можно осуществить ряд вариантов применения ПР с различными показателями эффективности работы. Вместе с тем РТК относятся к классу сложных систем. Методы их анализа и синтеза развиты недостаточно. Процесс создания и внедрения РТК штамповки должен базироваться на системном подходе, учитывающем технологические, технические и организационные аспекты.

В настоящее время и у нас в стране, и за рубежом накоплен практический опыт создания и внедрения РТК листовой штамповки с применением как одноруких, так и многоруких ПР, что позволяет выделить ряд основных этапов создания РТК (рис. 57).

Рациональные параметры РТК листовой штамповки мелких деталей. Большое значение при создании РТК имеет анализ технологических процессов. Для пользователя ПР необходимо рассматривать два варианта исходных данных при создании РТК:

- имеются конкретные образцы ПР (предполагается возможность их выбора из некоторой номенклатуры), которые необходимо применить в штамповочном производстве;
- имеются конкретные объекты роботизации (известны детали, технологические процессы, оборудование), которые необходимо автоматизировать с помощью ПР.

Задача анализа технологических процессов – свести два условия к одному: известны ПР и объекты роботизации, которые требуется автоматизировать с максимальной эффективностью. Оптимальное решение этой задачи может быть получено на основе установления взаимосвязи между параметрами ПР, технологических процессов, деталей и оборудования. На данном этапе необходим анализ параметров РТК на основе статистической информации о них. Состав информации представлен в табл. 19.

По первому пункту табл. 19 должно быть соответствие между параметрами заготовки-детали (масса, форма, материал), параметрами пресса (силы пресса), параметрами ПР (грузоподъемность), параметрами захватных устройств (тип схвата, масса схвата, силы зажима), параметрами приемно-подающих устройств (метод ориентации, вид устройства ориентации), параметрами РТК (вид компоновки: установка ПР и приемно-подающих устройств на прессе, отдельно от пресса).

Аналогично установлено соответствие между параметрами остальных пунктов табл. 19.

Состав информации о параметрах РТК

№	технологическо-го процесса	Параметры					РТК	
		пресса и штам-па	ГР	захватного устройства	приемно-подающего устройства	Установка ГР на прессе, отдельно от прессы		
1		детали	Масса ма-териал, форма	Сила пресса	Грузоподъем-ность	Тип схвата, масса схвата	Метод ориента-ции, вид устрой-ства ориентации	Установка ГР на прессе, отдельно от прессы
2	Точность бази-рования деталей на рабочих и приемных пози-циях	Класс точ-ности раз-меров, до-пуски	Конструкция мест базирова-ния	Потребность в позициониро-вании	Стабильность позициониро-вания в схвате	Стабильность по-зиционирования на установочных базах	Точность установки оборудования по разметочным коор-динатам осям	
3		Размеры	Размеры рабо-чей зоны, кон-струкция уда-ляющих уст-ройств	Перемещения по координат-ным осям	Размеры схва-та, способ за-хвата	Способ подачи конструктивные размеры, емкость	Установка ГР на прессе, отдельно от прессы	
4	Маршрут обра-ботки, кинема-тика движения заготовки	Изменение размеров и формы	Конструктив-ное исполнение штампа или штампов	Кинематиче-ская схема, система управ-ления		Универсаль-ность, время переналадки	Однооперационный РТК, многоопераци-онный РТК, РТД многопереходный (компоновка)	
5	Производитель-ность	—	Частота ходов, получена в ми-нуту, надеж-ность	Скорость пе-ремещения звеньев ГР, надежность	Скорость за-хвата и отпу-скания детали, надежность	Время ориента-ции детали, надежность	Производительность, надежность	
6	—	Программа, выпуск, серийность	Число перена-ладок в смену, время смены и переналадки штампа	Время пере-программиро-вания	Число замен схвата, время замены и пе-реналадки	Число перенала-док, время пере-наладки	Число переналадок, время переналадки	

Условиями соответствия параметров РТК по пункту 1 табл. 19 являются:

$$m_G \geq m_g,$$

где m_G — наибольшая грузоподъемность робота (паспортные данные); m_0 — масса перемещаемой заготовки (детали).

При массе заготовки (детали) $m_0 \leq 0,25$ кг ПР и приемно-подающие устройства целесообразно устанавливать на прессе. при $m_0 \geq 0,25$ кг их необходимо устанавливать отдельно от прес-са.

Поскольку серийно выпускаемые ПР могут не оснащаться захватными устройствами, то

$$m_G \geq m_0 + m_{з.у.},$$

где $m_{з.у.}$ — масса захватного устройства.

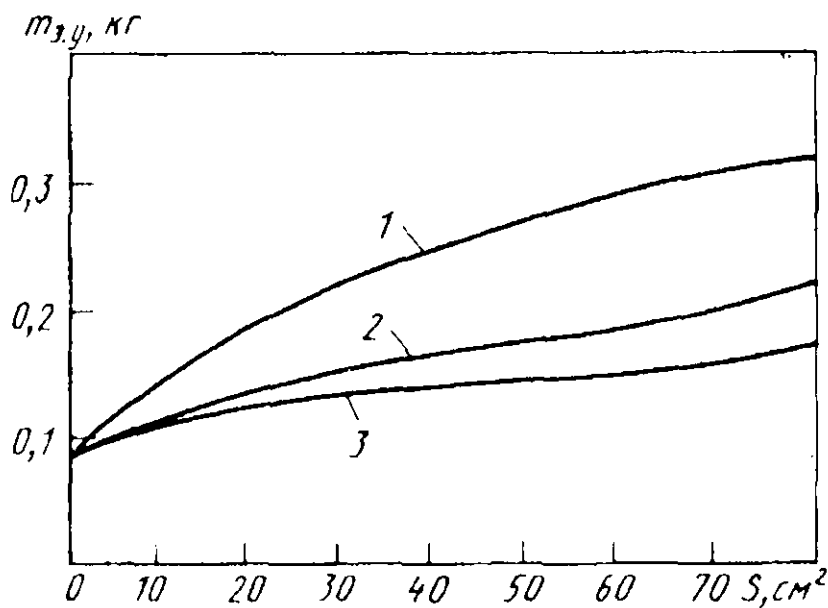


Рис. 58. Зависимость массы захватных устройств от площади плоской детали: 1 — $l/b=10$; 2 — $l/b=3$; 3 — $l/b=1$

Масса схвата определяется размерами и массой детали. Анализ ряда конструкций схватов позволил установить ориентировочные

зависимости массы схватов от размеров деталей плоской формы толщиной 0,5... 3 мм (рис. 58). Приняты следующие обозначения: S – площадь детали; l – длина детали; b – ширина детали.

Определяем:

$$F_{zy} \geq G_0 + \Phi$$

Сила, развиваемая захватным устройством F_{zy} , должна превосходить силу тяжести детали G_0 и инерционные нагрузки Φ , действующие на нее в процессе торможения звеньев ПР.

При проектировании РТК или выборе типа ПР необходимо использовать рациональные параметры грузоподъемности K_T и параметр силы зажима детали K_F , определяемые из выражений:

$$K_m = m_G / (m_0 + m_{zy}); \quad K_F = F_{zy} / (G_0 + \Phi).$$

Их оптимальные значения должны быть: $1,0 \leq K_m \leq 1,05$ и $2,0 \leq K_F \leq 10$.

Соответствие параметров РТК по пункту 2 табл. 19 определяется из условия:

$$I_{\Delta\rho_{cp}} = \iiint_V \Delta\rho(x, y, z) dx dy dz / V \leq \lambda_{pn},$$

где λ_{pn} – среднеинтегральная ошибка ПР по его рабочему объему, $\Delta\rho$ – линейная ошибка позиционирования в каждой точке объема V .

$$\lambda_m + \lambda_k \geq \lambda_{pn} + \lambda_{bn} + \lambda_{np} + \lambda_{pm} + \lambda_{pz},$$

где (см. рис. 59) λ_m – предельная погрешность установки заготовки в матрицу штампа (определяется пробными загрузками заготовок); λ_k – увеличение погрешности установки за счет конструктивных доработок матрицы штампа (направляющие фаски; конусность на направляющих штырях и др.); λ_{pn} – погрешность позиционирования ПР (величина, задаваемая в паспорте робота); λ_{bn} – погрешность позиционирования заготовки на площадках базирования подающих устройств (определяется конструкцией мест базирования); λ_{np} – погрешность установки площадки базирования относительно ПР (определяется точностью установки и закрепления по разметочным координатным осям); λ_{pm} – погрешность установки робота относительно матрицы штампа (оп-

ределяется точностью установки и закрепления робота по разметочным осям); λ_{ps} - погрешность, вызванная классом точности размеров заготовки (класс точности задается в технологическом процессе, и разброс размеров может быть уменьшен предварительной сортировкой заготовок).

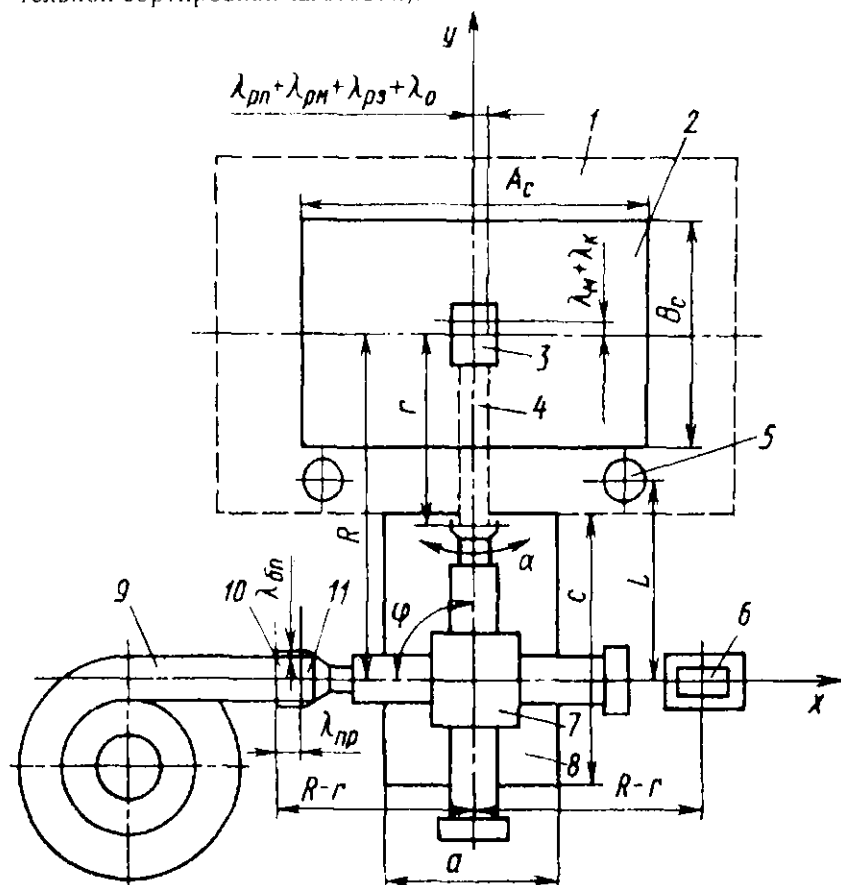


Рис. 59. Компоненты РТК листовой штамповки:

- 1 – стол прессы; 2 – штамп; 3 – матрица штампа;
- 4 – рука ПР; 5 – направляющие колонки; 6 – площадка приемного устройства; 7 – манипулятор ПР; 8 – плита ПР;
- 9 – подающее устройство; 10 – площадка базирования подающего устройства; 11 – заготовка

При проектировании РТК или выборе типа ПР необходимо использовать рациональный параметр погрешности позиционирования

$$K_{\lambda} = \frac{(\lambda_m + \lambda_k)}{(\lambda_{pn} + \lambda_{bn} + \lambda_{np} + \lambda_{pm} + \lambda_{pz})}.$$

Оптимальные значения K_{λ} должны лежать в пределах $1,0 \leq K_{\lambda} \leq 2,0$ (табл. 20).

Условиями соответствия параметров РТК по пункту 3 табл. 19 являются геометрические условия (см. рис. 59):

$$K_{\rho} = l/h,$$

где K_{ρ} – рациональный параметр линейных размеров заготовки или обеспечения ее захвата; l – длина заготовки; h – ширина заготовки; значение K_{ρ} должно лежать в пределах $2,0 \leq K_{\rho} \leq 150$;

$$K_{\alpha} = B_c/A_c = 0.66,$$

где K_{α} – параметр геометрии стола пресса, B_c – размер стола спереди назад, A_c – размер стола слева направо;

$$K_{\beta} = R/A_c,$$

где K_{β} – установочный параметр ПР относительно стола пресса; R – наибольший вылет руки робота; значение K_{β} должно лежать в пределах $0.35 \leq K_{\beta} \leq 0.45$;

$$K_{\gamma} = R/B_c,$$

где K_{γ} – установочный параметр ПР относительно матрицы штампа (значение K_{γ} должно лежать в пределах $1,0 \leq K_{\gamma} \leq 1,2$);

$$K_{\psi} = r/B_c,$$

где K_{ψ} – параметр глубины подачи заготовки в зону пресса; r – наибольший ход руки робота; значение K_{ψ} должно лежать в пределах $0.5 \leq K_{\psi} \leq 0.9$;

$$K_{\epsilon} = (R - r)/(a/2),$$

где K_{ϵ} – установочный параметр ПР относительно площадки базирования; a – ширина плиты робота; значение K_{ϵ} должно лежать в пределах $0.25 \leq K_{\epsilon} \leq 1.25$;

$$K_{\eta} = (R - r)/(c/2),$$

где K_{η} – установочный параметр ПР относительно пресса; где c – длина плиты робота (значение K_{η} должно лежать в пределах $1,9 < K_{\eta} < 2,0$);

$$K_{\delta} = (R - r)/L,$$

где K_{δ} – установочный параметр ПР относительно направляющих колонок пресса; где L – расстояние от площадки базирования до направляющих колонок пресса; значение K_{δ} должно лежать в пределах $0,8 \leq K_{\delta} \leq 1,0$;

$$K_{\zeta} = \alpha/\varphi,$$

где K_{ζ} – установочный параметр ПР по углу поворота колонны φ и углу ротации схвата относительно продольной руки робота α .

Условиями соответствия параметров РТК по пункту 4 табл. 19 являются следующие выражения и структурные исполнения механизма ПР:

$$K_y = 2 \sum_{i=1}^n W_i,$$

где K_y – параметр универсальности ПР (определяет число точек позиционирования по каждому перемещению), здесь $i = 0, \dots, n$, где n – число точек позиционирования по одному перемещению; W – число степеней свободы механизма ПР;

$$K_{\zeta} = \alpha/\varphi,$$

параметр обеспечения требуемых перемещений детали с целью выполнения заданного процесса;

$$K_{\rho} = l/h,$$

где K_{ρ} – параметр обеспечения захвата деталей (заготовок) различных типоразмеров с целью передачи от одного пресса к другому.

Таблица 20

Предельные значения параметров РТК листовой штамповки мелких деталей

Параметр	m_C , кг	λ_{α} , 10^{-3} М	λ_{κ} , 10^{-3} М	λ_{pr} , 10^{-3} М	$\lambda_{\tilde{m}}$, 10^{-3} М	λ_{np} , 10^{-3} М	λ_{pm} , 10^{-3} М	λ_{p3} , 10^{-3} М	l , М	b , М
Значение	0,08; 0,16; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0	0,05-0,15	0,05-0,2	0,05-0,1	0,01-0,1	0,05-0,1	0,05-0,1	0,05-0,15	0,01-0,25	0,003-0,2

Параметр	B_c , М	A_c , М	R_c , М	r , М	a , М	c , М	L , М	ϕ , градус	α , градус
Значение	0,17-0,75	0,26-1,12	0,18-0,9	0,15-0,4	0,23-0,75	0,27-1,0	0,1-0,16	0; 90; 120; 180; 150; 220; 240	0; 90; 180

Условие обеспечения требуемого числа ступеней переориентации детали с целью выполнения заданного процесса может характеризоваться значениями углов ротации схвата α (см. табл. 20).

Условиями соответствия параметров РТК по пунктам 5 и 6 табл. 19 является рациональный параметр повышения производительности РТК

$$K_{\beta} = Q_2/Q_1 = t_c/[Q_1(t_m + t_{xp} + t_{\omega c})],$$

где Q_1 – сменная производительность существующего варианта изготовления деталей, шт.; Q_2 – сменная производительность РТК, шт.; t_c – время смены, ч (обычно $t_c = 8$ ч); $(t_m + t_{xp} + t_{\omega c})$ – фактическое время, приходящееся на изготовление одной детали в РТК, ч; t_m – время одного цикла срабатывания пресса, ч; t_{xp} – время, требуемое на установ – съем одной детали в РТК, ч; $t_{\omega c}$ – время внецикловых потерь, приходящееся на один цикл работы, ч.

Кроме того, на этапе анализа технологических процессов формируются исходные данные для дальнейших расчетов: эскизы и процессы типовых деталей, физико-химические параметры деталей, состояние их поверхности, размеры партии выпускаемых деталей, кинематика движения детали, эскизы и конструктивные параметры прессов и штампов; стоимость оборудования, количество потребляемой энергии, заработная плата рабочих, планировка существующего рабочего места и состояние окружающей его среды.

Данный метод анализа требует дальнейшего развития на основе накопления опыта создания и эксплуатации РТК листовой штамповки.

Методика выбора структуры роботизированной производственной системы штамповки. Роботизированные производственные системы (РПС) штамповки относятся к классу сложных систем, что определяет необходимость применения системного подхода при их создании. Определение структуры РПС является важным этапом этой работы. Анализ современных РПС штамповки позволяет выделить два типа элементарных РПС – роботизированный технологический комплекс (РТК) и роботизированную технологическую линию (РТЛ). РТК штамповки представляет собой автоматизированную с применением ПР ячейку,

состоящую из пресса, ПР, устройства подачи деталей (УПД), устройства вывода деталей (УВД), контрольно-блокировочных устройств (КБУ), устройств стыковки (УС).

Эти устройства объединены общей системой управления РПС.

Структура РТК зависит от типа ПР и выполняемых им функций, а также от состава и взаимного расположения оборудования. РТК, в которых осуществлена связь УВД одного РТК с УПД другого, с целью обеспечения последовательной передачи и обработки деталей согласно маршруту технологического процесса, называются РТЛ. Согласно определению, РТЛ могут быть как однородными (состоящими из РТК одного типа), так и смешанными (состоящими из разнотипных РТК).

В основу методики выбора структуры РПС штамповки положен метод оценки типовых структур. Сущность его заключается в выборе оптимального для конкретных условий решения из типизированного набора решений, полученных в результате обобщения статистических данных по реализованным РПС. Критерием оценки оптимальности является экономическая эффективность $\mathcal{E}_r$.

На основе анализа для РПС штамповки были установлены семь типовых структур РТК (рис. 60) и пять типовых структур однородных РТЛ (рис. 61). В дальнейшем под РТЛ понимаются только однородные РТЛ, так как неоднородные всегда можно представить комбинацией соответствующих РТК и однородных РТЛ.

Рассмотрим отличительные особенности типовых структур РТК и РТЛ.

В РТК-1 (см. рис. 60,а) робот 4 осуществляет только загрузку пресса. Съем детали производится автоматически (например, сдув струей сжатого воздуха). Исходное состояние ПР – втянутая рука и поднятая колонна. Последовательность движения следующая: колонна опускается, захватывается деталь на позиции 3, колонна поднимается, рука выдвигается, колонна опускается, деталь загружается в матрицу штампа, колонна поднимается и рука вдвигается. Одновременно с отработкой движений ПР и УПД следующая деталь поступает на позицию 3. По окончании рабочего хода пресса цикл повторяется.

В РТК-2 (см. рис. 60,б) для загрузки детали в пресс используется поворот руки, что связано с различными вариантами размещения оборудования.

В РТК-3 (см. рис. 60,в) ПР производит загрузку пресса, а по окончании рабочего хода пресса снимает деталь и опускает в тару 5. После этого начинается процесс взятия и установка следующей детали.

В РТК-4 (см. рис. 60,г) установ детали осуществляет одна рука ПР, а съём осуществляется другой рукой.

В РТК-5 ПР (см. рис. 60,д) выполняет те же функции, что и в РТК-4, только вместо поворота рук осуществляется их линейное (параллельно фронтальной плоскости пресса) перемещение.

В РТК-6 (см. рис. 60,е) применяются два одноруких ПР, из которых один устанавливает, а другой снимает детали.

В РТК-7 (см. рис. 60,ж), в отличие от РТК-6, применяются два одноруких ПР, но установ – съём детали осуществляется без поворота рук путем подъема-опускания и выдвижения-втягивания.

РТК-8 (рис. 60,з) представляет собой модуль для трехпереходной штамповки, а в РТК-9 один двурукий ПР обслуживает два пресса (рис. 60,и).

Роботизированные технологические линии могут иметь различное число прессов.

В РТЛ-1 (см. рис. 61,а) двурукие ПР осуществляют установ – съём деталей, а также транспортирование их между прессами.

В РТЛ-2 (рис. 61,б) передача деталей от пресса к прессу осуществляется специальным транспортным устройством б. Однорукие ПР установлены возле каждого пресса и осуществляют установ и съём деталей.

РТЛ-3 (рис. 61,в) представляет ряд РТК-4, связанных специальными транспортными устройствами.

РТЛ-4 (рис. 61,г) представляет ряд РТК-6, связанных специальными транспортными устройствами.

В РТЛ-5 (рис. 61,д) каждый ПР производит съём детали с предыдущей позиции, транспортирование и установ их на последующую позицию.

Для РПС с жесткой связью номинальная (цикловая) производительность

$$Q_n = q/t_p,$$

где q — число деталей, изготавливаемых за один цикл; t_p — среднее время одного цикла работы оборудования (номинальный цикл).

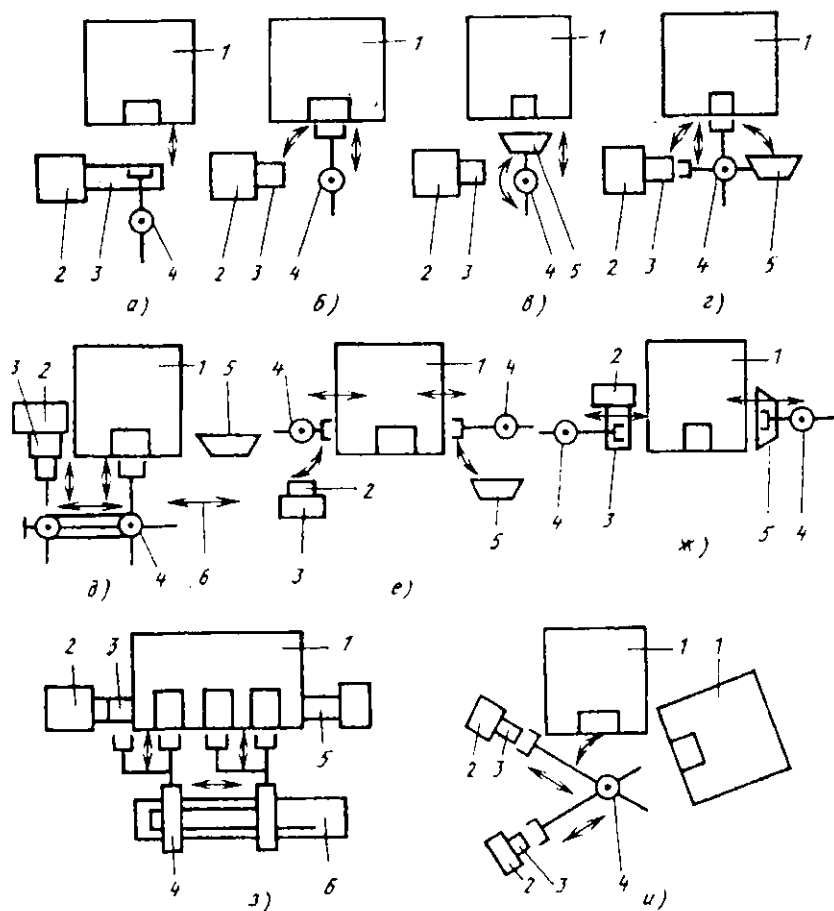


Рис. 60. Типовые структуры РТК листовой штамповки мелких деталей: 1 — пресс; 2 — устройство подачи заготовок; 3 — позиция базирования заготовок; 4 — ПР; 5 — устройство приема деталей; 6 — транспортное устройство ПР

Фактическая производительность РПС

$$Q_{\phi} = q/t_{\phi}, \quad t_{\phi} = t_p + t_{\text{цп}} + t_{\text{вц}};$$

где t_{ϕ} – средний фактический интервал времени между двумя последовательно выполняемыми номинальными циклами с учетом цикловых потерь ($t_{\text{цп}}$), а также внецикловых потерь ($t_{\text{вц}}$), связанных с несовершенством организации и дисциплины труда.

Значение t_p определяется из паспортных данных пресса:

$$t_p = 1/60n,$$

где n – номинальная частота ходов пресса в минуту.

Цикловые потери определяются структурной схемой РПС и алгоритмом ее работы. Путем построения циклограммы работы типовых структур РПС получены выражения для $t_{\text{цп}}$:

при последовательном перемещении звеньев

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK1}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_p;$$

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK2}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_p + 2t_n,$$

при совмещении движений звеньев (поворота колонны и радиального перемещения руки)

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK2}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_c + 2t_u,$$

при последовательном перемещении звеньев

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK3}) = 6t_{\kappa} + 4t_{\text{сх}} + 4t_p + 2t_n,$$

при совмещении движений звеньев (повороте колонны и радиальном перемещении руки)

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK3}) = 6t_{\kappa} + 4t_{\text{сх}} + 4t_p + t_c + t_u,$$

при последовательном перемещении звеньев

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK4}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_p + 2t_n,$$

при совмещении движений звеньев (поворота колонны и радиальном перемещении рук)

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK4}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_c + 2t_u,$$

при последовательном перемещении звеньев

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK5}) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 4t_p + 2t_{\text{сн}},$$

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK6}) = 8t_{\kappa} + 4t_{\text{сх}} + 4t_p + 4t_n,$$

при совмещении движений звеньев (повороте колонны и радиальном перемещении рук)

$$t_{\text{цп}}(\text{PTK6}) = 8t_{\kappa} + 4t_{\text{сх}} + 2t_c + 2t_y,$$

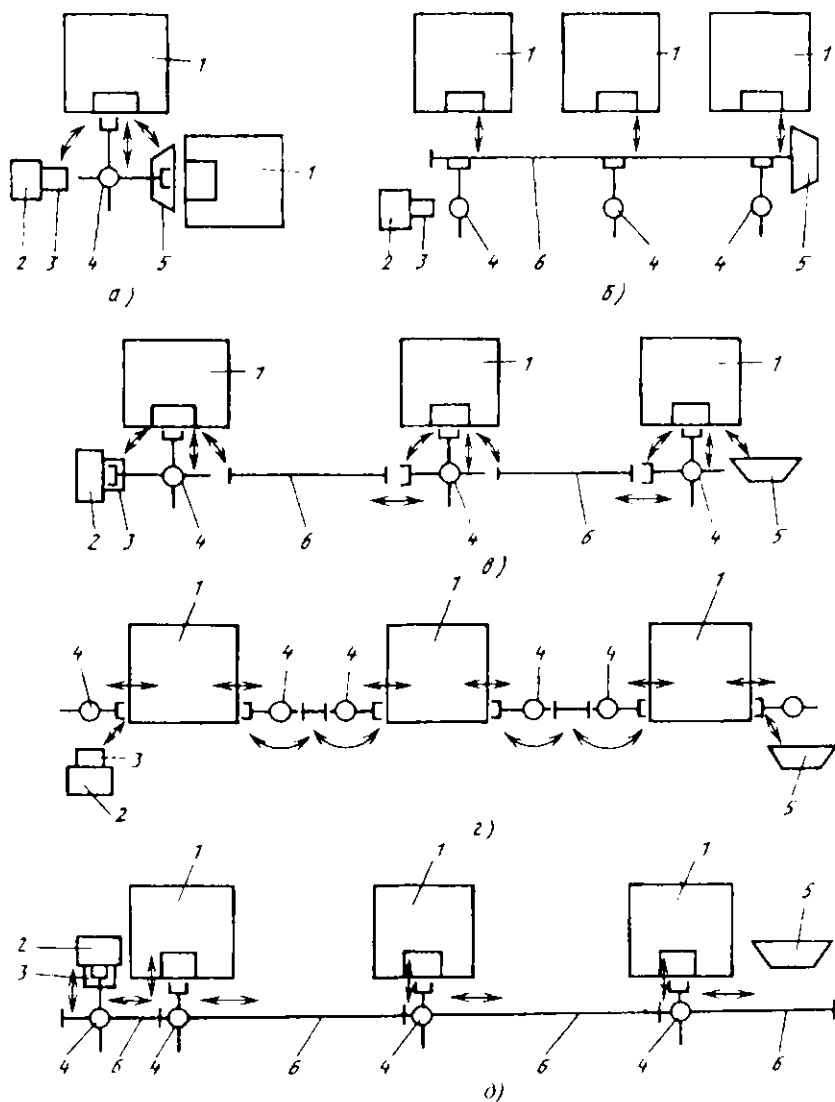


Рис 61. Типовые структуры РТЛ листовой штамповки мелких деталей (номера позиций - см. рис. 60)

при последовательном перемещении звеньев

$$t_{\text{цп}}(\text{РТК } 7) = 6t_{\kappa} + 4t_{\text{сх}} + 4t_{\text{р}},$$

$$t_{\text{цп}}(\text{РТК } 8) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_{\text{р}} + 2t_{\text{сд}}$$

$$t_{\text{цп}}(\text{РТК } 9) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_{\text{п}} + 4t_{\text{р}},$$

при совмещении движений звеньев (повороте колонны и радиальном перемещении рук)

$$t_{\text{цп}}(\text{РТК } 9) = 4t_{\kappa} + 2t_{\text{сх}} + 2t_{\text{с}} + 2t_{\text{у}},$$

где t_{κ} — время подъема или опускания колонны; $t_{\text{сх}}$ — время срабатывания схвата; $t_{\text{р}}$ — время радиального перемещения руки (втягивания или выдвигания); $t_{\text{п}}$ — время поворота колонны; $t_{\text{сд}}$ — время сдвига робота (перемещения вдоль фронта прессы); $t_{\text{с}}$ — время совместного перемещения звеньев (поворота колонны и радиального перемещения руки); $t_{\text{у}}$ — время успокоения колебаний руки на позициях загрузки-разгрузки.

Рациональные значения составляющих цикловых потерь могут быть получены в результате оптимального проектирования модулей, а при компоновке РТК серийными ИП их берут из паспортных данных робота.

Внецикловые потери времени, отнесенные к одному циклу,

$$t_{\text{вц}} = t_{\text{об}} + t_{\text{тех}} + t_{\text{орг}} + t_{\text{пер}},$$

где $t_{\text{об}}$ — среднее время простоев в связи с ремонтом оборудования, $t_{\text{тех}}$ — среднее время простоев в связи с техническим обслуживанием, $t_{\text{орг}}$ — среднее время простоев по организационным причинам, $t_{\text{пер}}$ — среднее время переналадки при переходе на обработку другой детали.

Возможности повышения производительности РТК и уровень эксплуатации комплексно оцениваются коэффициентом использования

$$K_0 = Q_{\text{ф}} / Q_{\text{н}} = t_{\text{р}} / t_{\text{ф}},$$

или

$$K_0 = t_{\text{р}} / (t_{\text{р}} + t_{\text{цп}} + t_{\text{об}} + t_{\text{тех}} + t_{\text{орг}} + t_{\text{пер}}).$$

В математических моделях РТЛ необходимо вместо K_0 принимать mK_0 , где m — число РТК, составляющих РТЛ.

Исходя из анализа циклограмм работы РТК и РТЛ, для значений $t_{цн}$ установлены соотношения:

$$t_{цн}(РТЛ1) \approx t_{цн}(РТК2);$$

$$t_{цн}(РТЛ2) \approx t_{цн}(РТК5);$$

$$t_{цн}(РТЛ3) \approx t_{цн}(РТК6);$$

$$t_{цн}(РТЛ4) \approx t_{цн}(РТК3);$$

$$t_{цн}(РТЛ5) \approx t_{цн}(РТК5).$$

Внецикловые потери в РТК объясняются следующими причинами:

- несовершенством методов расчета инструмента, низким качеством его изготовления и сборки;
- отсутствием заготовок, инструмента, смазочно-охлаждающих жидкостей, сжатого воздуха и т. д.;
- переналадкой на изготовление нового вида или типоразмера детали;
- ремонтом и техническим обслуживанием прессового оборудования и технических средств роботизации (ТСР);
- подготовкой РТК к работе и его программированием.

Определение $(t_{об} + t_{мех})$ может быть проведено с использованием данных, собранных опытно-статистическим путем при эксплуатации модулей листовой штамповки или с использованием нормативных показателей надежности типовых устройств, по формуле

$$(t_{об} + t_{мех}) = (1 - r_{г'}) t_{ц} / r_{г'},$$

где $r_{г'}$ – коэффициент готовности соответствующего устройства РТК; $t_{ц}$ – цикл работы РТК.

Внецикловые потери времени по организационным причинам $t_{орг}$ определяют на основе статистических данных работы РТК на различных предприятиях. При недостаточности этих данных они могут быть определены ориентировочно по формуле

$$t_{орг} = 0.1 \Phi / N,$$

где Φ – годовой фонд рабочего времени, мин; N – годовая производственная программа, шт.

Для оценки $t_{орг}$ и $t_{пер}$ можно использовать $t_{м.пер}$ – среднее время работы РТК между переналадками. Величина $t_{м.пер}$ зави-

сит от серийности производства. Для потребителя удобнее пользоваться значением среднего размера партий деталей q_{cp} , запускаемых для изготовления на РТК:

$$q_{cp} = \sum_{j=1}^l q_j / l,$$

где q_j — число деталей в партии; l — число партий, предполагаемых к запуску в данный период. Тогда

$$t_{м.пер} = q_{cp}(t_p + t_{un}).$$

Исследования значений t_{op} при работе РТК штамповки мелких деталей позволили установить зависимость от серийности производства.

На рис. 62 показана зависимость t_{op} от отношения: $\lg[(t_{м.пер} + t_{пер})/t_c]$, где t_c — время рабочей смены.

Как видно, t_{op} на предприятиях приборостроения и радио-промышленности для крупносерийного и массового производства может быть принято 0,5 ч; для мелкосерийного 1,5 ч.

В табл. 21 приведены данные, полученные для РПС штамповки, применяемых в приборостроении. ПР разделены на два класса: с грузоподъемностью 0,1... 1 кг (сверхлегкие) и 1... 3 кг (легкие).

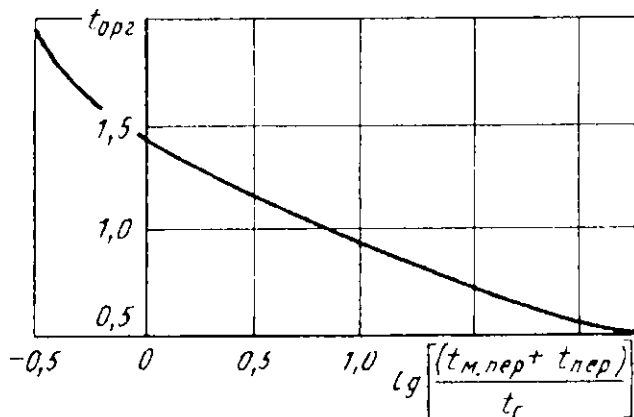


Рис. 62. Графическая зависимость t_{op} от характера серийного производства при запуске $n > 3$ тыс. деталей

Полученные ранее выражения позволяют проводить сравнительный анализ различных вариантов структурных схем РПС и, исходя из определенных условий, выбирать оптимальный. Алгоритм выбора структуры показан на рис. 63.

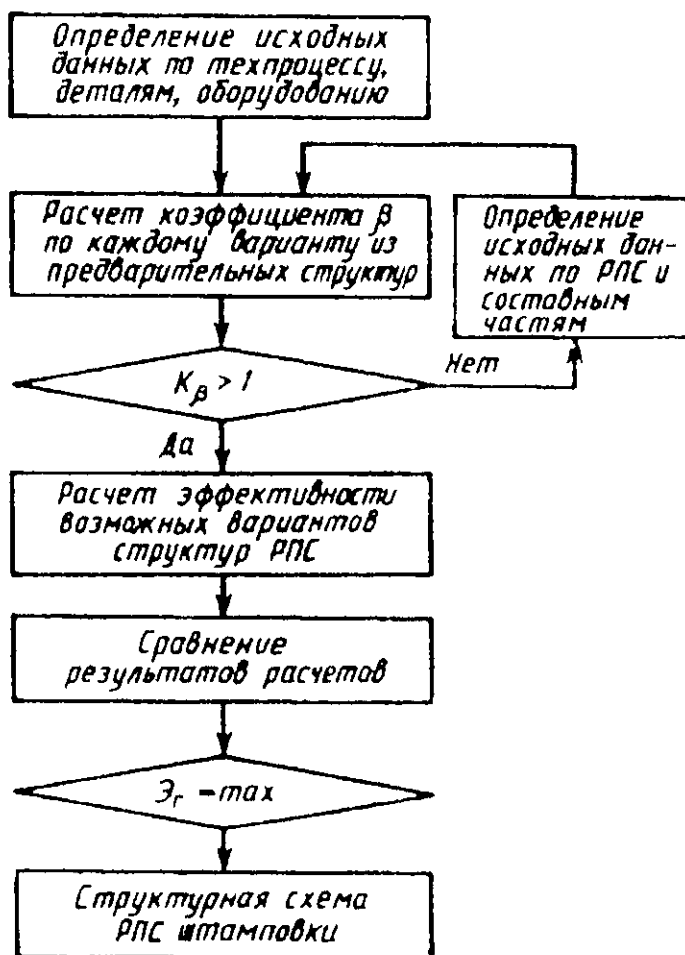


Рис. 63. Алгоритм выбора структуры РПС штамповки

Решение задачи автоматизации проводилось для процесса гибких штучных деталей типа «скоба» с параметрами: длина 50...20 мм, ширина 10...120 мм, толщина 0,1...2 мм, масса не бо-

лее 0,2 кг. Анализ процесса и конкретных возможностей предприятия позволил установить, что требуется создание РТК на базе пресса К-117А. Для оценки были выбраны следующие структурные схемы: РТК-3, РТК-4, РТК-6 с применением различных исполнений модульно-агрегатированного робота РФ-202М. Схемы РТК-1 и РТК-2 были исключены, так как они не обеспечивают съем детали. Схема РТК-5 не обеспечивается компоновкой робота РФ-202М. Схема РТК-7 не обеспечивает подачу деталей больших линейных размеров.

Таблица 21

Технические характеристики РПС листовой штамповки

Класс ПР	Тип РПС	Производственная площадь, занимаемая техническими средствами, м ²	$t_{рем}$	$t_{б.р}$	$t_{пер}$	Затраты на монтаж и внедрение, тыс. руб. (ориентировочно)
			ч			
ПР сверхлегкого типа	РТК-1	0,6	3	250	1,0	20
	РТК-2	0,8	3	230	1,0	20
	РТК-3	0,9	3	230	1,0	20
	РТК-4	1,0	3	200	1,5	25
	РТК-5	1,2	3	200	1,5	25
	РТК-6	1,2	3	200	1,5	25
	РТК-7	1,1	3	210	1,5	25
	РТЛ-2	1,7	6	100	2,0	40
	РТЛ-3	2,0	6	80	2,5	45
	РТЛ-4	2,0	6	80	2,5	45
РТЛ-5	2,0	6	90	2,5	45	
ПР легкого типа	РТК-1	1,2	4	210	1,5	35
	РТК-2	1,5	4	200	1,5	35
	РТК-3	1,7	4	200	1,5	35
	РТК-4	2,1	4	180	2,0	42
	РТК-5	2,5	4	180	2,0	42
	РТК-6	2,5	4	180	2,0	42
	РТК-7	2,3	4	190	2,0	42
	РТЛ-1	2,1	6	100	3,0	60
	РТЛ-2	4,2	8	80	4,0	80
	РТЛ-3	5,3	8	50	4,0	90
	РТЛ-4	5,3	8	60	4,0	90
	РТЛ-5	5,0	8	70	4,0	90

Расчеты экономического эффекта $\mathcal{E}_r$ каждого варианта РТК проводились на ЭВМ. Для условий частой сменяемости деталей $t_{пер} + t_{б.пер} \leq 32$ ч наиболее высокое значение $\mathcal{E}_r \approx 3,40$ тыс. руб. обеспечивается структурной схемой РТК-6, а для условий $t_{пер} + t_{б.пер} > 32$ ч – $\mathcal{E}_r \approx 4,64$ тыс. руб. при использовании РТК-4, который и был внедрен.

Таким образом, для выбора структурной схемы РПС листовой штамповки необходимо:

- провести анализ технологических процессов;
- провести предварительный анализ применяемости типовых структур РТК и определить их исходную номенклатуру;
- провести расчет коэффициента повышения производительности K_p и выбрать структурные схемы РТК с $K_p > 1$;
- рассчитать экономическую прибыль каждого варианта и путем сопоставления результатов выбрать вариант с $\mathcal{E}_r = \max$.

Выбор структурной схемы является первым шагом в проектировании РПС. Дальнейшая работа состоит в разработке технических требований на технические средства, разработке компоновки РПС, проектировании технических средств. Разработка методологии проведения этих работ возможна также с применением метода оценки типовых решений. При этом необходимо создать классификатор и альбом типовых технических решений по конкретным составным частям РПС.

Рекомендации по разработке технических требований на РТК и составные части. Разработку технических требований на РТК листовой штамповки рекомендуется начинать с разработки ее предварительной компоновки. Основой для этой работы является выбранная структурная схема согласно методике, изложенной в разделе 10. При разработке планировки уточняется состав РТК, проводится выбор вспомогательных технических средств: накопительно-подающих устройств, а также устройств управления. Для ускорения проведения данных работ рекомендуется пользоваться табл. 22, составленной на основании анализа деталей, изготавливаемых методами листовой штамповки с применением накопительно-подающих и захватывающих устройств.

На основании анализа планировки и данных, полученных при анализе процессов и выборе структур, определяются основные

параметры РТК и его составных частей. Рекомендуемая номенклатура параметров приведена в табл. 23 (требуемые параметры отмечены знаком «+»). Составление технических заданий на проектирование РТК и его составных частей должно проводиться согласно ГОСТ.

Таблица 22

Типовые устройства для РТК штамповки мелких деталей

Класс детали	Устройства типа	Применяемые УПД	Способ ориентации	Захватывающие устройства	Примечание
Миниатюрные	"Ленесток", "контакт"	Бункерные	Бесконтактный (ЭМАГО)	Механические, вакуумные	Проблемность роботизации в обеспечении захвата деталей
Объемные, малогабаритные	"Экран", "крышка", "корпус"	Бункерные	Контактный	Механические	
Плоские, малогабаритные	"Скоба", "кронштейн", "планка"	Шиберные, кассетно-подающие	—	Электромагнитные, вакуумные	Для детали с магнитными свойствами
Плоские, крупногабаритные	"Шасси", "плата"	Шиберные, кассетно-подающие		Вакуумные, электромагнитные	Возможно обеспечить взятие поштучно деталей из стопы за счет подпружинения схвата

Примечание. ЭМАГО — электромагнитное ориентирование

Большое значение имеют вопросы обеспечения безопасности эксплуатации РТК. Должна быть предусмотрена сеть контрольно-блокировочных устройств, обеспечивающих следующие функции: невозможность включения прессы при нахождении в зоне штампа руки робота, выключение РТК при попадании в зону штампа посторонних предметов, выключение РТК при отсутствии заготовки и невыходе отштампованной детали из зоны штампа, а также при других повреждениях технических средств. Для РТК с применением ПР большой грузоподъемности требуется создание специальных ограждений и блокировок, предупреждающих доступ в рабочую зону ПР людей.

Для облегчения процесса проектирования РТК следует разработать классификаторы типовых РТК. В основу их построения должно быть положено следующее:

- по имеющимся исходным данным (параметры технологических процессов, деталей, оборудования) формирование требуемых параметров РТК и их составных частей, структурной схемы РТК, типажа вспомогательных устройств и др.;
- по имеющимся данным (параметры технологических процессов, деталей, оборудования) систематизация информации о наличии типовых РТК (наименование и состав конструкторской документации, держатель подлинников и др.).

Таблица 23

Номенклатура параметров,
отражаемых в техническом задании

№ пп	Параметр	УИД	Захват- ное уст- ройство	Транс- портное устройство	КБУ	РТК
1	Эффективность, тыс. руб.	-	-	-	-	+
2	Производительность, шт/ч	+	-	+	-	+
3	Время переналадки, ч	+	+	+	+	+
4	Емкость накопителя, шт	+	-	+	-	+
5	Чувствительность, минимальное воздействие	-	-	-	+	-
6	Точность установка, мм	+	+	+	-	+
7	Сила удержания детали, Н	-	+	+	-	-
8	Масса детали, кг	+	+	+	-	-
9	Скорость перемещения, м/с	-	+	+	-	-
10	Наработка на отказ, ч	+	+	+	+	+
И	Размеры, м х м Хм	+	+	+	+	-
12	Масса устройства, кг	+	+	+	+	+
13	Потребляемая энергия, Вт	+	+	+	+	+
14	Управление	+	+	+	+	+

Решение данных задач возможно при рассмотрении следующих вопросов:

- установить номенклатуру и классификации параметров технологических процессов деталей, прессового оборудования, РТК, РТЛ, ПР, УИД, захватывающих и транспортных устройств;

- установить критерии взаимосвязи между параметрами технологических процессов деталей, оборудования и параметрами РТК, РГЛ, ПР, УПД, захватных и транспортных устройств;
- сформировать банк данных на параметры ТС и их конструкторскую документацию;
- разработать принципы кодирования и обработки информационных данных на ЭВМ;
- подготовить и выпустить руководящие материалы по сбору информационных данных;
- установить четкую организацию работ по оперативному обеспечению требуемой информацией предприятия.

Этап внедрения РТК может осуществляться при различных организационных структурах. Рассмотрим два варианта: внедрение ПР на новом производстве; внедрение ПР в действующее производство.

Исходя из опыта внедрения, можно рекомендовать бригадную форму организации внедрения РТК. Возглавлять такую бригаду должен ведущий специалист-разработчик РТК. К началу внедрения РТК должен быть разработан детальный план-график работ, предусматривающий быструю доработку оборудования и участка, стыковку технических средств, отладку и пусковые работы.

Некоторые предприятия организуют внедрение РТК с предварительной отладкой на свободных площадях с последующей передачей их пользователю. Такая форма более перспективна, она не требует прямого участия представителя пользователя.

Весьма перспективной формой в организации внедрения и эксплуатации РТК можно считать создание специализированных (участков) цехов. Суть ее заключается в том, что создаются спецслужбы роботизации, которые не только внедряют РТК, но и берут их в свое подчинение, получая на них определенную программу работ. Таким образом, создается особая форма в организации работ. Создатели РТК сами же их и эксплуатируют, приспособив под все более широкую номенклатуру деталей. Это тем более оправдано, что РТК, особенно в условиях мелкосерийного производства, необходимо постоянно дорабатывать (перестраивать). При этом труд эксплуатационников РТК коренным образом изменяется. От них требуется не только обслуживать работающие РТК, но и выполнять функции планирования, функции наладчика, разработчика.

12. РАЗРАБОТКА ТИПОВЫХ РТК ШТАМПОВКИ

Рассмотрим РТК, предназначенный для штамповки деталей типа «экран», в котором использован пресс КД2534. Масса заготовок 0,2 кг, размеры заготовок: 78×63×30, 78×59×30 и 78×31×30 мм. Образцы заготовок и деталей показаны на рис. 64; требуемая погрешность позиционирования заготовок в штампе $\pm 0,1$ мм.

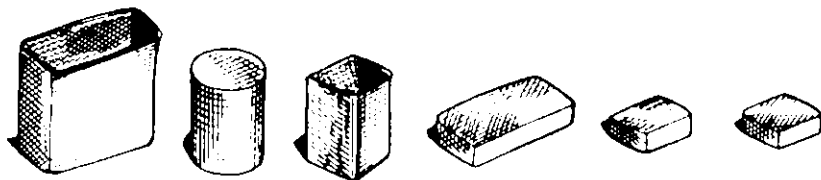


Рис. 64. Заготовки и детали типа «экран»

Типовой технологический маршрут изготовления «экранов» состоит из следующих операций: заготовительная, мойка, вырубка, термообработка, покрытие смазочным материалом, обратное выдавливание, фрезерование, проколка, обрубка и рельефная формовка.

Из данного технологического маршрута можно выделить операции, которые выполняются на прессовом оборудовании: вырубка, обратное выдавливание, проколка, обрубка и рельефная формовка. Все эти операции можно автоматизировать и использовать для их выполнения ПР.

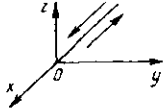
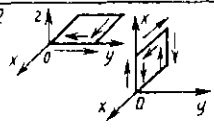
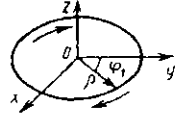
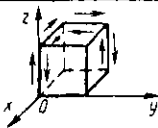
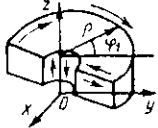
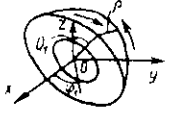
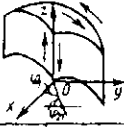
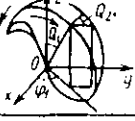
Создание РТК обратного выдавливания деталей типа «экран» можно разделить на два этапа:

1. Определение требуемых параметров ПР

- 1) $\lambda_{\text{пор}} \leq 0,1$ мм.
- 2) $m_0 + m_{\text{zx}} \approx 0,2$ кг. Следовательно, грузоподъемность ПР должна быть не менее 0,2 кг.
- 3) Учитывая ограничения в зоне прессы (в виде направляющих колонок), заготовки надо подавать в матрицу при линейном перемещении руки.
- 4) Изменение формы заготовки после обработки не учитываем, так как ПР только загружает заготовки на пресс.
- 5) Существующая производительность неавтоматизированного процесса равна 8 дет/мин.

Таблица 24

Виды условных траекторий движения детали
при загрузке-разгрузке прессового оборудования

Условные траектории движения (УТД)	Обозначение условных траекторий	Относительные размеры УТД							
		x	y	z	p	φ_1	φ_{21}	Q_1	Q_{21}
1 	$0x^+y^-z^-$	0,25 49	-	-	-	-	-	-	-
2 	$0y^+x^+z^-$ $0z^+x^+z^-x^-z^-$	0,25 49	0,6 99	0,16 99	-	-	-	-	-
3 	$0\varphi_1^+p^+p^-\varphi_1^-$	-	-	-	0,6 99	0 17	-	-	-
4 	$0z^+y^+x^+z^-$ $z^-y^-x^-z^-$	0,25 49	0,6 99	0,16 99	-	-	-	-	-
5 	$0z^+\varphi_1^+p^+p^-\varphi_1^-z^-$	-	-	0,16 99	0,6 99	0 17	-	-	-
6 	$0\varphi_1^+\theta_1^+p^+$ $p^-\theta_1^-\varphi_1^-$	-	-	-	0,6 99	0 17	-	1,25 17	-
7 	$0z^+\varphi_1^+\varphi_{21}^+$ $\varphi_{21}^-\varphi_1^-z^-$	-	-	0,16 99	-	0 17	0,5 5	-	-
8 	$0\varphi_1^+\theta_1^+\theta_{21}^+$ $\theta_{21}^-\theta_1^-\varphi_1^-$	-	-	-	-	0 17	-	1,25 17	0,5 5

Для получения экономического эффекта (из анализа ряда РТК штамповки) необходимо, чтобы производительность РТК была больше не менее чем на 20%. Следовательно, требуемая производительность РТК должна составлять не менее 10 дет./мин. Быстродействие пресса составляет 45...50 ходов в минуту, а время пластической деформации (выдавливания) равно 1,25 с. Следовательно, для получения необходимой производительности РТК требуется, чтобы цикл загрузки-разгрузки пресса был не более 4,75 с.

б) Для определения требуемой кинематической схемы ПР рассмотрим возможные траектории детали при перемещении между позициями УПД-штамп-тара. Учитывая ограничения в зоне пресса, предположительные размеры УПД и тары, существующий процесс ручной загрузки-разгрузки пресса, примем траекторию загрузки, показанную в табл. 24, УТД-5. Данная траектория перемещения детали может быть легко реализована с применением ПР, имеющего цилиндрическую или прямоугольную системы координат. Так как по каждому перемещению траектории требуется две точки позиционирования детали, ПР может иметь цикловую систему управления.

II. Выбор структурной схемы РТК

Выбор схемы проводим согласно методике, изложенной в предыдущем разделе.

1) Для расчета (учитывая ограничения в зоне пресса) выбираются схемы РТК-2, РТК-3, РТК-4, РТК-5, РТК-7.

2) В дополнение к ранее изложенным исходным данным принимаются: $t_{рем} = 0,5$ ч; $t_{орч} = 0,5$ ч; $t_{бр} = 600$ ч (для схем РТК-2, РТК-3); $t_{бр} = 400$ ч (для схем РТК-4, РТК-5, РТК-7); $t_{неp} = 0,5$ ч (для схем РТК-2, РТК-3); $t_{неp} = 1$ ч (для схем РТК-4, РТК-5, РТК-7); $t_{б.неp} = 32$ ч; а также параметры ПРРФ-201М, РФ-202М, МП-9С, «Ритм». Определяется коэффициент повышения производительности K_{β} для всех РТК ($t_{бр}$ – время бесперебойной работы).

Подставим данные, получим: для РТК-2, $K_{\beta} = 1,2$; для РТК-3, $K_{\beta} = 1,25$; для РТК-4, $K_{\beta} = 1,35$; для РТК-5, $K_{\beta} = 1,35$; для РТК-7, $K_{\beta} = 1,4$.

Технические характеристики ПР, применяемых
при листовой штамповке мелких деталей

Универсальная	Пресс- 3Б	КМ125 Ц4216	РДП-125	УТР-П	Ротор	Ротор-05	МРУ-902	ПР-2	Р- 201М	МЛ-9С	Саму- С	ПР-3	Ротор- 0101	МРУ-901
Грузоподъем- ность на одну	3	125	125	10	0,63	0,5	0,35	0,25	0,3	0,2	0,2	0,16	0,1	0,08
Поперечная габаритная разметка	±0,25	±0,1	±0,1	±0,1	±0,05	±0,1	±0,02	±0,1	±0,05	±0,05	±0,1	±0,1	±0,1	±0,02
Число рук	1-2	1-2	1-2	1	1	1-2	1-2	1	1	1	1	1-2	1-2	1
Плоскорука- ты	180	180	90	240	90	0,3 М (кратер)	20-90	180	120	120	—	90	220	20-90
Плоскорука- ты	0,1	0,08	0,12	0,1	0,04	0,05	(0,3-3) • 10 ⁻³	0,1	0,03	0,03	0,05	0,015	0,05	(0,1-1) • 10 ⁻⁴
Радиальное перемещение рука М	0,6	0,5	0,5	0,025-0,2	0,05	0,4 (сжатие 0,3)	0,3	0,04-0,2	0,15	0,15	0,16	—	0,15 (сжатие 0,05)	0,15 (сжатие)
Радиальное глубина	180	180	180	90, 180	180	180	—	—	90, 180	—	180	—	180	—
Скорость по- вертывающего рука	0,6	1,3	1,3	0,5	0,8	0,6	0,8	0,6	0,5	0,5	0,3	—	0,6	—
Скорость враще- ния	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,5	0,4	0,3	0,2	0,3	0,2	0,5	0,5	0,1
Скорость враще- ния	60	180	180	120	120	0,2 м/с	120	120	240	240	—	180	120	130
Скорость по- вертывающего рука	90	360	360	180	180	90	—	180	360	—	180	—	180	—
Давление	П	П	П	П	3М	П	3М	П	П	П	П	П	П	3М
Система управ- ления	УМЛ-20	Ц	УМЛ-663	Ц	Ц	УМЛ-30	Ц, сово- доуправл.	Ц	Ц	Ц	Ц	Ц	УМЛ-30	Ц, сово- доуправл.
Число рабочих станков с обо- рудованием	24	6	6	6	6	12	8	6	5	7	6	6	12	—
Место установки ПР	Углублена	Углублена	Углублена	Углублена	На пресс	Углублена	На пресс	На пресс	На пресс	На пресс	Углублена	На пресс	На пресс	На пресс

Примечание. П - пневматический; ЭМ - электромеханический; Ц - цикловая

Согласно методике расчета экономической эффективности определяем эффективность РТК (тыс. руб.): для РТК-2 $\mathcal{E}_T = 4,7$; для РТК-3 $\mathcal{E}_T = 4,3$; для РТК-4 $\mathcal{E}_T = 3,95$; для РТК-5 $\mathcal{E}_T = 3,72$; для РТК-7 $\mathcal{E}_T = 3,5$.

Из условия максимальной эффективности выбираем схему РТК-2. Сопоставив полученные требования по пунктам 1 и 2, выбираем ПР РФ-201М.

Выбранный робот имеет достаточную универсальность и небольшую стоимость (16000 руб.). Это дает возможность применять его на различных операциях листовой штамповки мелких деталей. Технические характеристики РФ-201М приведены в табл. 25.

Захватное устройство выбрано из следующих соображений. Согласно требованиям технологии, заготовка изготовлена из немагнитного материала и перед процессом выдавливания ее смазывают, что не позволяет для захвата применять электромагнитный и пневматический схваты. Выбираем механический схват, изображенный на рис. 65.

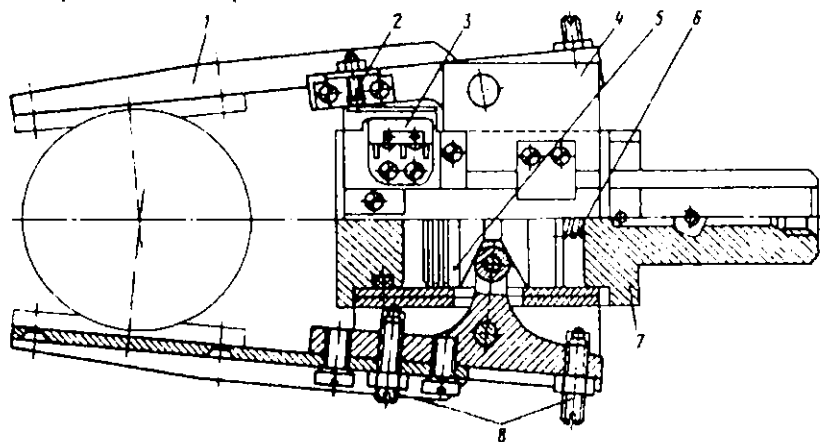


Рис. 65. Схват промышленного робота ИМ-1, РФ-202М, МП-9С и МП-11С

Для ориентации заготовок и подачи их в зону загрузки питателя выбрано вибрационное загрузочное устройство ВПУ-400. Оно имеет следующие технические характеристики: диаметр чаши 402 мм; тип лотка спиральный; шаг спирали 40 мм; тип под-

вески направленный; частота тока 50 Гц; тип привода электромагнитный; число электромагнитов 3; размер бункера 405 × 212 мм; скорость движения заготовки $v = 0,02$ м/с. Тип вибропривода ВПУ-250а.

Принцип работы РТК заключается в следующем (рис. 66). Заготовки, имеющие развальцовку, с одной стороны засыпаются в вибробункер загрузочного устройства (ЗУ) 1, которое осуществляет подачу их по направляющим 2 в питатель 3. Робот 4 завершает захват заготовки из питателя ЗУ, обрабатывая комплекс приемов, устанавливает ее в рабочее гнездо матрицы штампа, возвращается в исходное положение и дает команду прессу на обработку рабочего хода. В конце рабочего хода пресса съемник 7 штампа удаляет деталь с пуансона. Деталь, попадая в воздушную струю сопла 5 сбрасывающего устройства, направляется в улавливающее устройство, соединенное с приемной тарой 6. Далее цикл повторяется.

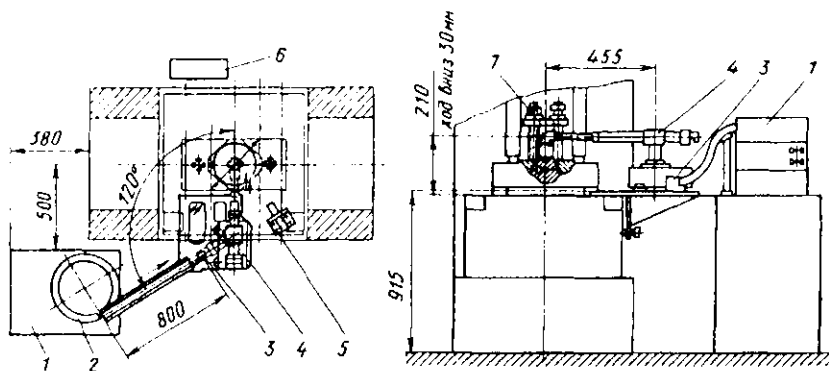


Рис. 66. Структурная схема РТК выдавливания экранов

Циклограмма работы РТК показана на рис. 67. РТК обеспечивает работу в автоматическом режиме при продолжительности цикла работы 6 с.

Доработка существующего оборудования велась в следующих направлениях. Во-первых, изменили положение матрицы штампа. Матрица данного штампа расположена под углом 45° к продольной оси. Такое расположение матрицы в штампе значительно облегчило труд оператора и создало удобства при управлении оборудованием.

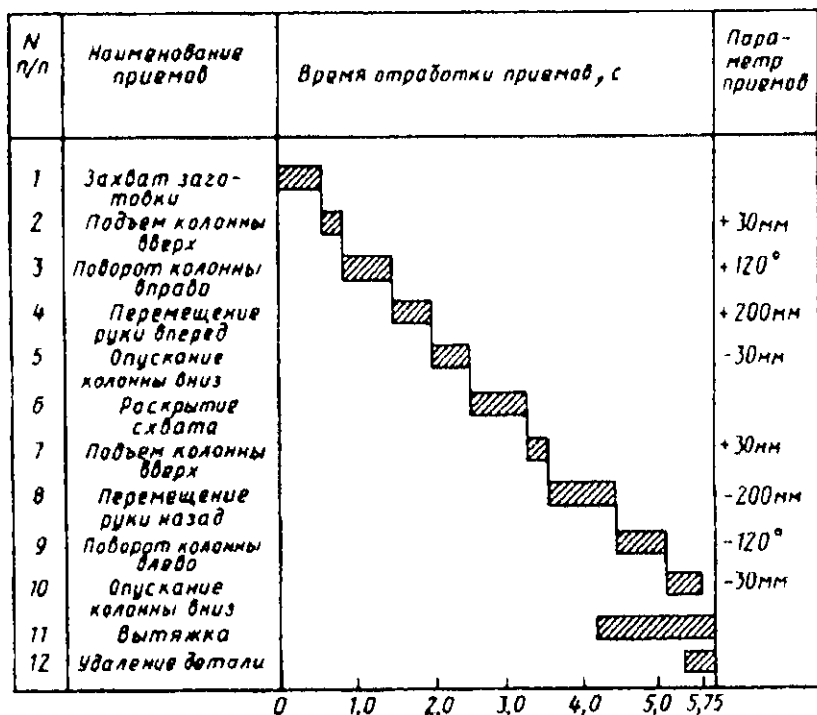


Рис. 67. Циклограмма работы РТК выдавливания экранов

Из-за особенностей конструкции робота рабочее гнездо матрицы было совмещено с ее поперечной осью (рис. 68). Во-вторых, была устранена разновысотность плоскостей матрицы и матрицедержателя. Траектория движения руки робота находится в строго горизонтальной плоскости, и если по каким-то причинам деталь не будет удалена из зоны штампа, то это будет осуществлено рукой робота без нарушения цикла работы комплекса. В-третьих, удалены с траектории движения руки робота конструктивные элементы крепления штампа к столу пресса и увеличена рабочая зона штампа за счет подъема съемника деталей.

Взаимосвязь работы пресса, ПР и вспомогательного оборудования достигалась их установкой по разметочным координатным осям (рис. 69). Сначала проводилась взаимная установка лотка и ПР. Для этого на установочной плите 1 были нанесены две оси под углом 120°. В этих границах находятся предельные точки по-

зиционирования робота. Пересечение осей дало координатную точку для установки робота 2. Позиционная площадка 3 лотка практически может быть установлена в любой точке на другой координатной оси. Закрепляя робот и лоток, проводили отработку цикла поворота колонны и регулирование точности углового позиционирования с помощью подвижных упоров конструкции ПР.

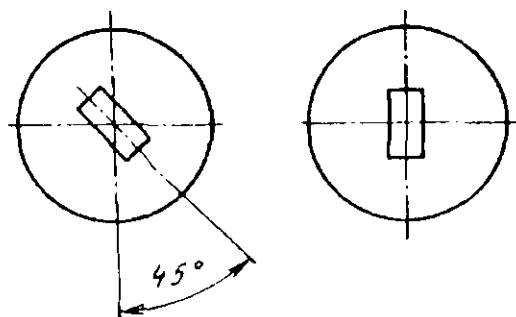


Рис. 68. Положения гнезда матрицы штампа

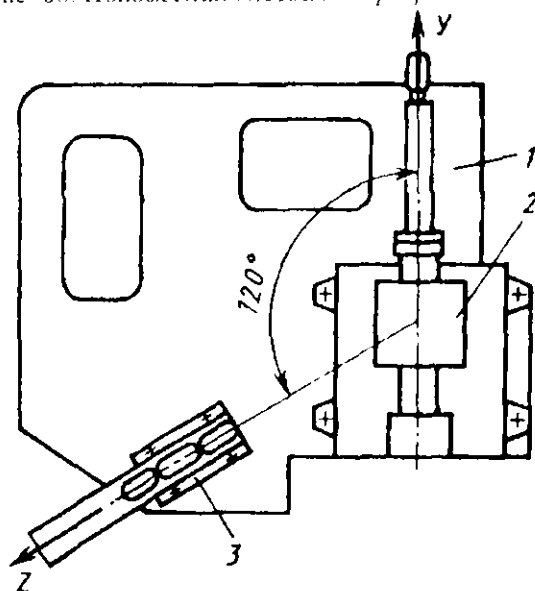


Рис. 69. Координатные оси для установки оборудования РТК

После установки робота лоток стыковали с вибробункером. Затем рядом пробных пусков проверяли точность захвата заготовки роботом и проводили штифтовки базовых элементов ПР и лотка. Перемещением установочной плиты и корпуса руки проводили настройку позиционирования в продольном направлении. Затем установочную плиту монтировали на рабочий стол пресса. Высотные параметры системы были достигнуты за счет установки сменных прокладок под базовую поверхность робота.

При установке ПР и вспомогательного оборудования определяли точность позиционирования заготовок. Рядом пробных бросаний заготовки, при которых она на 100% ориентировалась в матрице штампа, была установлена предельная погрешность позиционирования заготовки относительно матрицы штампа. Она определяется наименьшей погрешностью позиционирования, полученной при загрузке указанных заготовок, и не должна превосходить $\pm 1,0$ мм. Таким образом, точность установки позиционной площадки лотка вибробункера и робота, с одной стороны, и робота с матрицей штампа – с другой, не должна превышать этого значения. Значит, погрешность параметров РТК не должна быть ниже $\pm 1,0$ мм.

При создании устройства блокировки был проведен анализ каждой функции РТК с целью устранения всех возможных неполадок во взаимосвязи робота и обслуживаемого им оборудования, которые могут нанести серьезный ущерб.

Вибрационное загрузочное устройство не обеспечивает стабильной подачи заготовок в зону захвата робота из-за их некондиционности, а сортировка заготовок в этом случае экономически нецелесообразна. Поэтому, в зависимости от качества заготовок в лотке, первая из них может не досылаться до упора площадки позиционирования, а это приводит к неправильному захвату заготовки роботом, к сбою в работе РТК. Опытным путем или расчетом устанавливается предельное число заготовок, при котором первая из них досылается до упора площадки позиционирования (оно равно семи). Для контроля предельного числа заготовок, находящихся в лотке, в нем установлен фото датчик, который в случае уменьшения числа заготовок ниже предельного подает команду на отключение РТК. Принципиальная схема фотодатчика изображена на рис. 70.

Фотодатчик служит для ограждения и работает следующим образом. Световой поток попадает на линзу, установленную в корпусе фотодатчика. Линза фокусирует этот поток на фоторезистор $R1$. Под действием этого светового потока сопротивление фоторезистора уменьшается. Потенциал в точке $R1$ $R2$ увеличивается, далее он усиливается составным транзистором $U1$ $U2$ и открывает транзистор $U3$, на коллекторе которого создается потенциал, близкий к потенциалу земли. Если между осветителем и фотодатчиком находится непрозрачный объект, на коллекторе $U4$ сохраняется высокий потенциал.

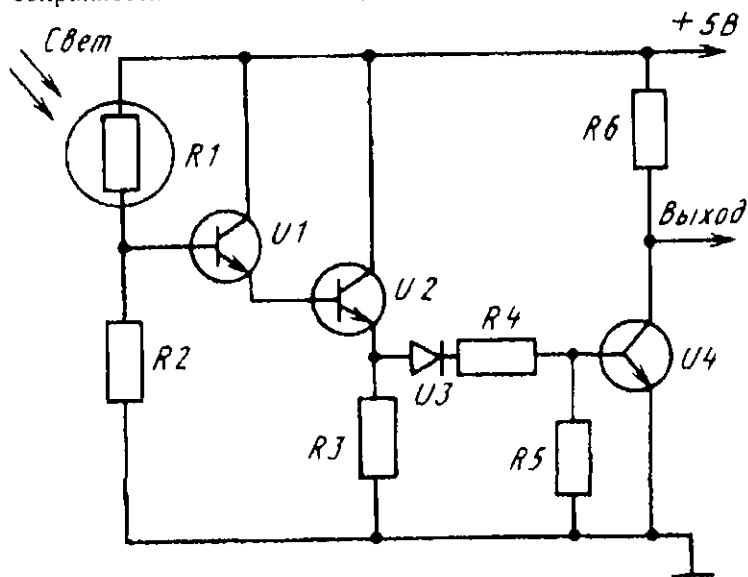


Рис. 70. Схема фотодатчика

Отключение системы происходит при наличии заготовки в зоне штампа, а также когда рука робота находится в рабочей зоне штампа, в то время как по циклограмме ПР должен отрабатывать другой элемент программы.

Это тот минимум блокировочных устройств, который должен быть предусмотрен при эксплуатации подобных РТК. Следует иметь в виду, что затраты, связанные с установкой блокировочных систем, как правило, незначительны, а наличие их позволяет увеличить надежность и безопасность работы системы.

Для перевода прессы с режима работы с оператором на автоматический режим был создан блок переключения рода работ.

Применение РТК на этой операции позволяет без перестройки комплекса (кроме смены штампа) изготавливать три типа экранов, исключает непосредственный контакт человека с прессом, что снижает потенциальную возможность травматизма, высвобождает производственных рабочих, повышает коэффициент сменности работы оборудования. Экономический эффект составляет 25000 руб. в год.

Для увеличения производительности комплекса можно увеличить быстродействие манипулятора ПР, а также совместить транспортные движения (поворота и радиального перемещения руки). Кроме того, компоновка описанного комплекса и циклограмма его работы показывают, что для обратного выдавливания экранов оптимальной является компоновка, состоящая из прессы и манипулятора РФ-201М с двумя рабочими модулями, осуществляющими загрузку заготовок в матрицу штампа. Это модули подъема и радиального перемещения руки. Использование такой компоновки позволит сократить время загрузки заготовок на 25% при том же быстродействии манипулятора ПР.

Учитывая многооперационность процесса изготовления экранов, РТК с двумя модулями ПР не пригоден для встраивания его в линию, так как не обеспечивает необходимых трех перемещений схвата.

13. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ РТК ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ

Повышение производительности РТК листовой штамповки связано со следующими направлениями в роботостроении:

- повышением быстродействия ПР;
- оптимизацией циклограмм работы РТК;
- повышением надежности и расширением функциональных возможностей как РТК, так и его технических средств;
- сокращением времени переналадок технических средств РТК за счет обработки партий заготовок оптимальных размеров.

Повышение быстродействия цикловых ПР осуществляется как путем оптимизации уже известных конструкций и условий их работы, так и путем создания новых конструкций. Оптимизация известных конструкций заключается в моделировании работы ПР на ЭВМ и определении параметров и режимов работы, которые обеспечат максимальное быстродействие и заданные показатели погрешности. При создании новых конструкций необходимо выполнять математическое моделирование механизма ПР, его приводов и системы управления, а также всей системы ПР, моделирование которой определит оптимальные параметры и характеристики.

Оптимизация циклограмм работы РТК заключается также в математическом моделировании различных режимов работы РТК при заданной производительности прессового и вспомогательного оборудования и быстродействия ПР.

На стадии разработки ПР показатели надежности находят из аналитических зависимостей между критериями прочности, жесткости и показателями надежности, что позволяет обоснованно выбирать параметры прочности, жесткости и устойчивости при проектировании механической системы ПР. Для определения показателей надежности ПР необходимым условием является проведение комплексных испытаний, максимально приближенных к условиям его эксплуатации. Анализ надежности работы всех ПР позволит выявить элементы, оказывающие наибольшее влияние на интенсивность отказов, и выработать конкретные меры повышения надежности. Задачи инженерного проектирования РТК

требуют взаимосвязанного рассмотрения вопросов работы оборудования, структур процессов и организации их взаимодействия с потоком проходящих через РТК заготовок, что требует выполнения расчетов оптимальных партий запуска деталей.

Использование уравнений движения механизма ПР для оптимизации сил, развиваемых его приводами

Покажем, как уравнения движения манипулятора могут быть использованы для решения задач оптимизации сил в приводах на примере манипулятора, кинематическая схема которого изображена на рис. 71.

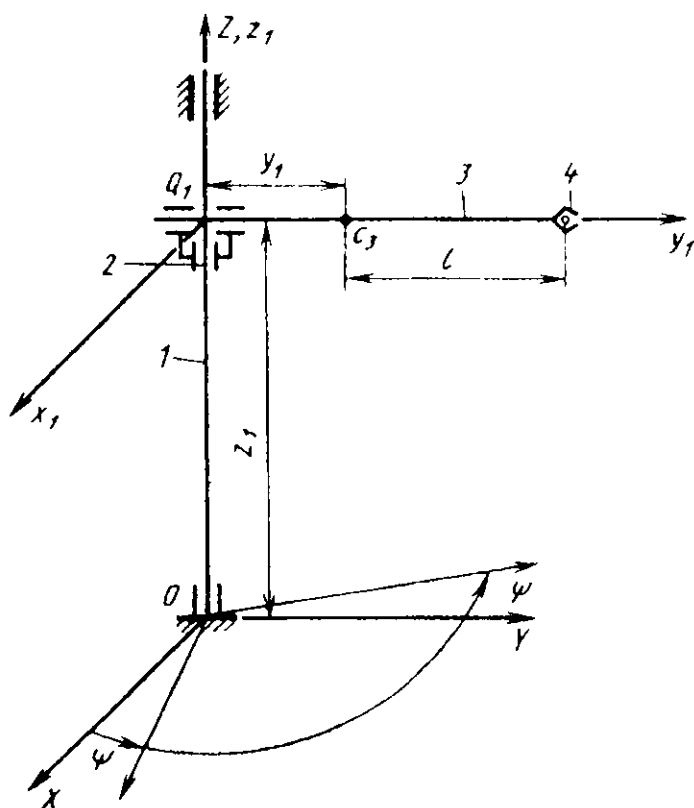


Рис. 71. Кинематическая схема механизма манипулятора ПР

Учитывая, что согласно уравнениям движения, подъем руки не зависит от ее выдвижения и вращения колонны, исследуем случай, когда изменяются одновременно только две обобщенные координаты ψ и y_1 . Предположим, что изменение этих координат начинается и кончается одновременно, и что соответствующие обобщенные скорости достигают своих максимальных значений в один и тот же момент времени. Будем считать, что обобщенные скорости изменяются по закону треугольника. Трением пренебрегаем.

Найдем такие промежутки времени разгона и времени торможения, при которых максимальный момент M пары сил, приложенных к колонне, минимален.

Выразим максимальное значение момента M через время разгона t_p и время торможения t_T и запишем формулы, определяющие такие значения t_p и t_T при которых максимальные моменты минимальны. Подставляя в уравнение $t = t_p$, получим

$$M_{p \max} = A_1 t_p^{-1} + A_2 + A_3 t_p,$$

где

$$A_1 = [I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3 y_{10}^2 + m_4 (l + y_{10})^2] \omega_{\max};$$

$$A_2 = 3[(m_3 + m_4) y_{10} + m_4 l] v_{3 \max} \omega_{\max};$$

$$A_3 = 1.25(m_3 + m_4) v_{3 \max}^2 \omega_{\max}.$$

Тогда, дифференцируя по времени, получим

$$\frac{dM_{p \max}}{dt_p} = -A_1 t_p^{-2} + A_3 = 0.$$

Следовательно, максимальный вращающий момент в период разгона при увеличении координаты y_1 будет минимален, если время разгона определяется формулой

$$t_{p \text{ opt}} = \sqrt{A_1 / A_3},$$

или окончательно

$$t_{p \text{ opt}} = (2 / \omega_{3 \max}) \times \\ \times \sqrt{[I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3 y_{10}^2 + m_4 (l + y_{10})^2] / [5(m_3 + m_4)]}.$$

Минимальное значение максимального момента выражается соотношением

$$M_{p \text{ min max}} = A_1 \sqrt{A_3 / A_1} + A_2 + A_3 \sqrt{A_1 / A_3}.$$

Оно зависит от конструктивных параметров робота, от максимальных обобщенных скоростей, а также от начального положения руки. Для параметров робота, указанных выше, зависимость оптимального времени разгона (при выдвижении руки) от начального положения руки показана на рис. 72. В частности, если $y_{10} = 0$, $v_{3\max} = 1$ м/с, то $t_{p\text{opt}} = 0,38$ с, а $M_{p\text{minimax}} = 15$ Н·м.

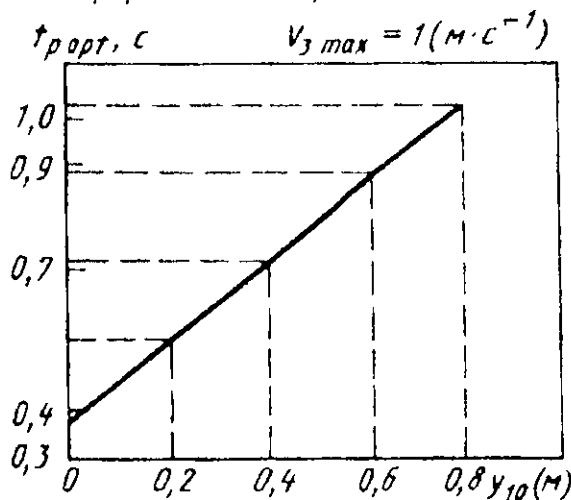


Рис. 72. Графическая зависимость оптимального времени разгона от начального положения руки

Если поступить аналогично с выражением, устанавливающим связь тормозящего момента со временем при условии увеличения координаты y_1 , то получим

$$|M_m|_{\max} = |M_m|_{t=t_m} = B_1 t_m^{-1} + B_2 + B_3 t_m,$$

где

$$B_1 = [I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3(y_{10} + 0.5v_{3\max}t_p)^2 + m_4(l + y_{10} + 0.5v_{3\max}t_p)^2] \omega_{\max};$$

$$B_2 = [(m_3 + m_4)(y_{10} + 0.5v_{3\max}t_p) + m_4 l] v_{3\max} \omega_{\max};$$

$$B_3 = 0.25(m_3 + m_4) v_{3\max}^2 \omega_{\max}.$$

После дифференцирования;

$$\frac{d|M_m|_{\max}}{dt_m} = -B_1 t_m^{-2} + B_3 = 0.$$

Следовательно, максимальный вращающий момент в период торможения при выдвижении руки будет минимален, если время торможения определяется формулой

$$t_{\text{opt}} = \sqrt{B_1/B_3},$$

или окончательно

$$t_{\text{opt}} = (2/v_{3\max}) \sqrt{I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3(y_{10} + 0.5v_{3\max} t_p)^2 + \dots + m_4(l + y_{10} + 0.5v_{3\max} t_p)^2 / (m_3 + m_4)}.$$

Минимальное значение максимального момента выражается соотношением

$$|M_m|_{\min/\max} = B_1 \sqrt{B_3/B_1} + B_2 + B_3 \sqrt{B_1/B_3}.$$

Например, если принять, что $y_{10} = 0$, $v_{3\max} = 1$ м/с, $t_p = 0,38$ с, то $t_{\text{opt}} = 1,04$ с, $|M_m|_{\min/\max} = 9,05$ Н•м.

Найдем такое значение t_T , при котором модуль момента M_T не превышает величины $M_{p \min/\max}$. Обозначая последнюю через M_0 получим

$$B_3 t_m^2 - (M_0 - B_2) t_m + B_1 = 0,$$

откуда

$$t_m = [(M_0 - B_2) \pm \sqrt{(M_0 - B_2)^2 - 4B_1B_3}] / (2B_3).$$

Если принять, что $M = 15$ Н•м, то при указанных выше параметрах найдем: $t_{m1} = 0,284$ с; $t_{m2} = 3,96$ с. Второе значение намного увеличивает время движения по сравнению с $t_{T \text{ opt}}$. Поэтому учтем только первое значение. Итак, если время торможения $0,284 \dots 1,04$ с, то момент M_m не превышает $M_{p \min/\max}$.

В качестве примера на рис. 73 показаны кривые изменения кинематических и динамических характеристик робота с параметрами, указанными выше, при условии, что $t_p = 0,38$ с, $t_T = 0,62$ с.

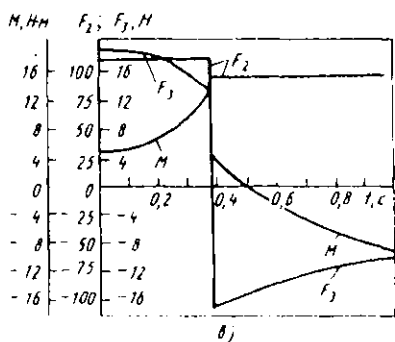
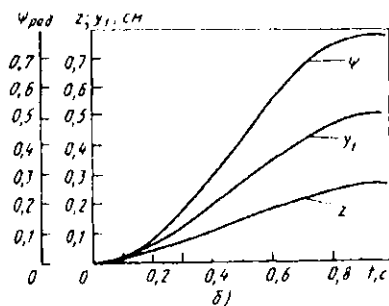
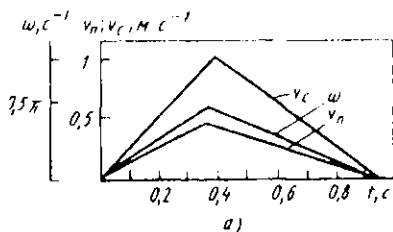


Рис. 73.

Зависимости изменения
кинематических и
динамических характеристик
ПР: а – скоростей звеньев;
б – перемещения звеньев;
в – сил, развиваемых
приводами ПР

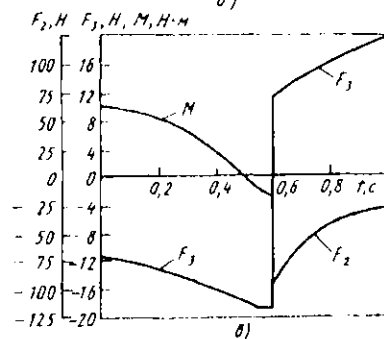
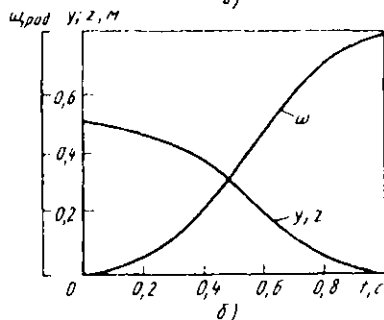
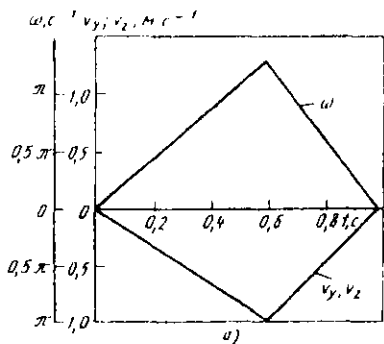


Рис. 74.

Зависимости изменения
характеристик ПР для случая,
когда рука вытягивается,
а ползуны опускаются

Рассмотрим движение робота, когда при вращении колонны происходит одновременное вытягивание руки. Предварительно

проанализируем кривые изменения кинематических и динамических характеристик, изображенные на рис. 74. При расчете этих кривых предполагалось, что $y_{10} = 0,5$ м, рука вытягивается, а ползун опускается. Видно, что вращающий момент M при разгоне, начиная с некоторого положительного значения, уменьшается до нуля, а затем становится отрицательным. В момент начала торможения модуль момента заметно увеличивается, а в процессе торможения – убывает. Максимальный момент приходится, таким образом, на начало торможения.

В момент начала торможения модуль M_T определяется выражением

$$|M_m|_{\max} = C_1 t_m^{-1} + C_2 + C_3 t_m, \quad (118)$$

где

$$C_1 = [I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3 y_{1k}^2 + m_4 (l + y_{1k})^2] \omega_{\max};$$

$$C_2 = 3[(m_3 + m_4) y_{1k} + m_4 l] v_{k \max} \omega_{\max};$$

$$C_3 = 1.25(m_3 + m_4) v_{3 \max}^2 \omega_{\max},$$

где y_{1k} – значение ординаты центра масс руки в момент окончания движения.

Дифференцируя выражение (118) по t_m , получим

$$\frac{d|M_m|_{\max}}{dt_m} = C_1 t_m^{-2} + C_3 = 0.$$

Следовательно, максимальный вращающий момент в период торможения при вытягивании руки будет минимален, если время торможения определяется формулой

$$t_{\text{mopt}} = (2/v_{3 \max}) \sqrt{I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)} + m_3 y_{1k}^2 + m_4 (l + y_{1k})^2} / [5(m_3 + m_4)]$$

или окончательно

$$t_{\text{mopt}} = \sqrt{C_1/C_3}.$$

Минимальное значение модуля максимального момента выражается соотношением

$$|M_m|_{\min/\max} = C_1 \sqrt{C_3/C_1} + C_2 + C_3 \sqrt{C_1/C_3}.$$

Сравнивая формулы (29) и (31) нетрудно заметить, что при одинаковых значениях y_{1k} и y_{10} они дают равные результаты. Значит, зависимость оптимального времени торможения при вытягивании руки от положения выражается той же кривой, что и зависимость оптимального времени разгона при выдвигании руки. Указанная кривая представлена на рис. 72. В частности, если при $v_{3\max} = 1$ м/с, $y_{1k} = 0$, то $t_{T\text{opt}} = 0,38$ с, а $|M_T|_{\min i \max} = 15$ Н·м.

Найдем ограничения по времени разгона при вытягивании руки. При этом будем исходить из условия, чтобы максимальный вращающий момент не превышал значения, определяемого формулой (32). Последний обозначим через M_0 . Так как при разгоне максимальный момент наблюдается при $t = 0$, то найдем

$$[I_{cz} + m_3 y_{10}^2 + m_4 (y_{10} + l)^2 \times (\omega_{3\max} / t_p)] = M_0,$$

где

$$I_z = I_z^{(1)} + I_z^{(2)} + I_{cz}^{(3)},$$

откуда

$$t_p = \omega_{\max} / M_0 [I_z + m_3 y_{10}^2 + m_4 (y_{10} + l)^2].$$

Например, при $y_{10} = 0,5$ м и $M_0 = 15$ Н·м время разгона при указанном условии определяется неравенством $t_p < 0,42$ с.

Увеличение быстродействия ПР за счет увеличения скоростей движения отдельных его звеньев

Одной из важнейших характеристик ПР, определяющих производительность РТК, является быстродействие, под которым понимается величина, обратная минимальному времени, за которое ПР выполняет с требуемой погрешностью заданную операцию. При проектировании ПР для обеспечения заданного быстродействия следует учитывать работу ПР в конкретных производственных процессах и, особенно при загрузке-разгрузке оборудования. Рассмотрим РТК листовой штамповки с цикловым ПР, изображенный на рис. 75. Комплекс состоит из пресса, двурукого ПР мод. РФ-202М (с последовательно расположенными вращательной и двумя поступательными кинематическими парами и пневмоприводом), накопительно-подающего устройства шибера типа.

РТК представляет собой взаимосвязанную технологическую цепочку, состоящую из основного технологического оборудования (пресс К2130А), ПР РФ-202М, шиберного накопительного устройства, а также вспомогательных конструкций (кронштейна, стойки и т. п.).

Робот 1 установлен на кронштейне 5, который крепится к передней стенке прессы. На руках 11, 12 робота находятся электромагнитные схваты 2. Устройство управления 9 и блок связи 3 укреплены на стойке 8. Устройство воздуха 4 крепится двумя болтами к станине прессы. Шиберное устройство 6 расположено слева от ПР и устанавливается на стойке. Уровень шиберного подающего устройства регулируется болтами 7. Справа от ПР на полу находится тара 13.

РТК работает в автоматическом и наладочном режимах. Начало автоматического цикла работы характеризуется следующими положениями исполнительных механизмов: заготовки загружены в кассету шиберного устройства; на позиции загрузки 10 робота находится заготовка; загружающая рука 11 робота находится над «вкладышем» шиберного подающего устройства; загружающая рука 12 втянута, схват над готовой деталью, расположенной в матрице штампа.

Работа РТК в автоматическом режиме осуществляется в последовательности, представленной на циклограмме (рис. 76): рука 11 (см. рис. 75) робота при опускании берет заготовку на позиции загрузки, а разгружающая рука 12 - готовую деталь в матрице штампа. Затем происходит подъем каретки, втягивание разгружающей руки и поворот колонны. После этого робот сбрасывает готовую деталь в тару, а заготовку выдвижением руки 11 и опусканием каретки устанавливает в матрицу штампа. При сбросе детали в тару замыкаются контакты микропереключателя МИ5А, который подает сигнал в систему управления, разрешающий продолжение цикла. Затем происходит подъем колонны и вывод загружающей руки из зоны прессы. Система управления ПР выдает сигнал «Пуск» на пресс; выполняются операция гибки детали и одновременно поворот колонны на исходную позицию. Робот вводит разгружающую руку в зону матрицы прессы, и цикл повторяется.

Для количественной оценки быстродействия ПР можно использовать значение времени перемещения звеньев от упора до упора при обеспечении заданной погрешности позиционирования.

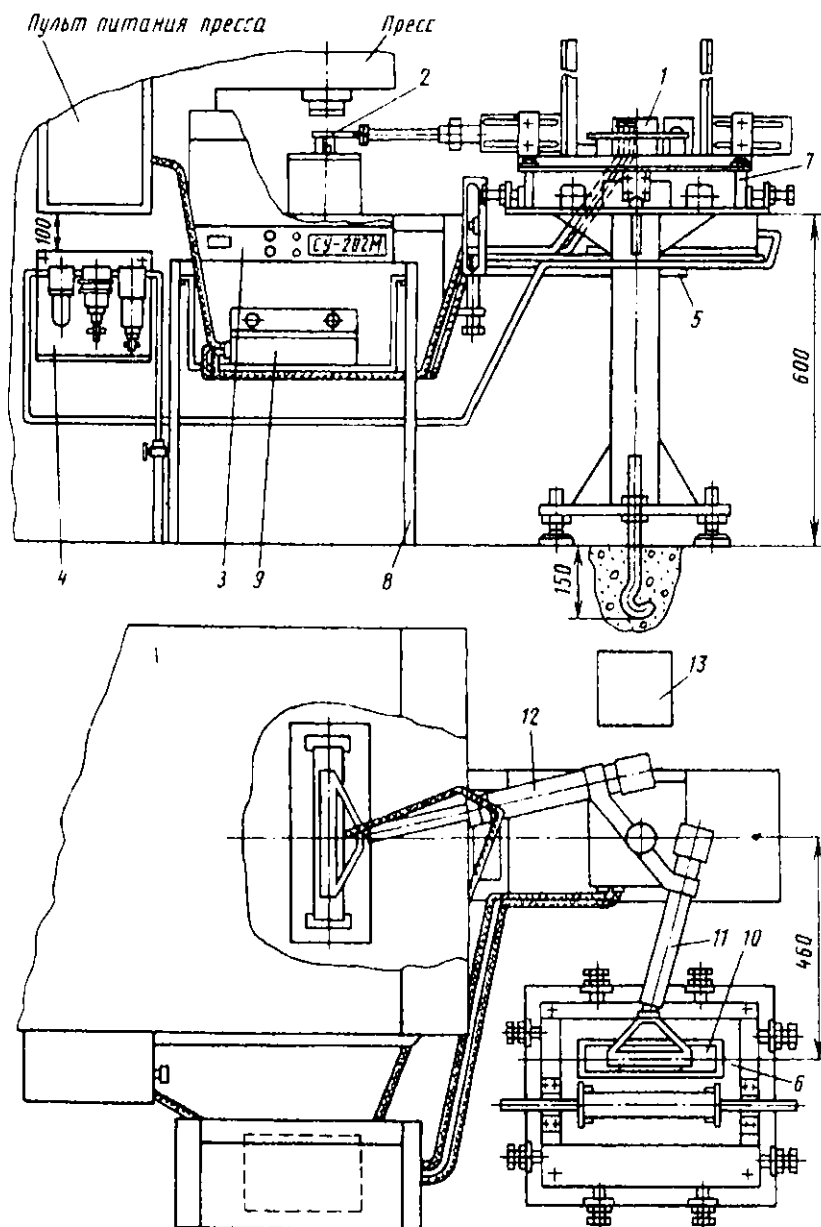


Рис. 75. Компонировка РТК гибки скоб

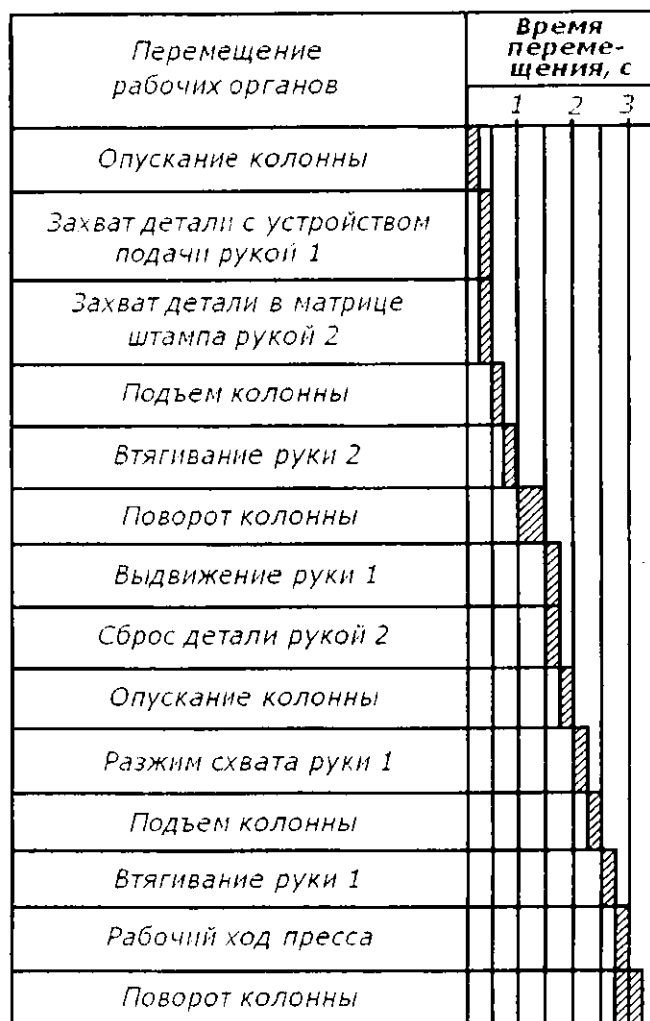


Рис. 76. Циклограмма работы РТК с двуруким ПР

Анализ циклограмм работы РТК показывает, что быстродействие ПР можно оценить временем, затрачиваемым на смену детали. Поскольку за это время разные звенья могут выполнять различное число перемещений, их влияние на быстродействие ПР может быть неодинаковым.

Вследствие динамической взаимосвязи звеньев при совмещении их движений может измениться время перемещений, т. е. для одного и того же звена τ_i и $\tau_{j \max}$ могут существенно различаться. В этом случае быстроедействие ПР целесообразно повышать путем увеличения скорости звеньев, имеющих максимальные значения μ_i , а также путем уменьшения $\tau_{j \max}$.

Для ПР с упругой конструкцией быстроедействие определяется не только временем перемещений звеньев, но и временем, необходимым для затухания упругих колебаний в конце хода до заданного уровня. В этом случае при последовательном перемещении звеньев

$$t = \sum_{i=1}^n p_i \tau_i + \tau'_i,$$

а при совмещении движений звеньев

$$t = \sum_{i=1}^n (p_i - \zeta_i) \tau_i + \tau_i + \sum_{j=1}^n \tau_{j \max},$$

где τ'_i – время от момента выхода ПР на позицию для установки детали до момента уменьшения амплитуды колебаний выходного звена (вызванных перемещениями i -го звена) до заданного значения.

Повысить быстроедействие такого ПР можно только путем увеличения скорости перемещения i -го звена, если при этом сокращение $\Delta \tau_i$ времени перемещения звена больше, чем увеличение времени на затухание колебаний, т. е. $p \cdot \Delta \tau_i - \Delta \tau'_i > 0$.

Определение зависимости между τ_i и τ'_i можно осуществить путем исследования динамики ПР.

При совместном решении шести уравнений динамики с уравнениями для расчета давлений в рабочих и выхлопных полостях пневмоцилиндров приводов определялась оптимальная по быстроедействию скорость поворота колонны.

На рис. 77 представлена кривая зависимости времени $\tau_i + \tau'_i$ от времени τ_i полного перемещения звена. Видно, что существует минимальное значение $\tau_i + \tau'_i$, которому соответствует $\tau_{i \text{ opt}}$. Следовательно, для заданной компоновки ПР существуют оптимальные скорости перемещений звеньев, обеспечивающие его

максимальное быстродействие, причем для времени $\tau_i < \tau_{i\text{opt}}$ характерно резкое уменьшение быстродействия.

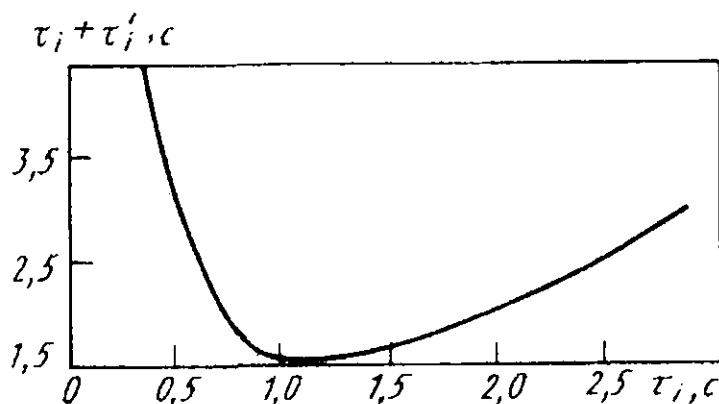


Рис. 77. Зависимость времени $\tau_i + \tau'_i$ от времени τ_i полного перемещения звена

Таким образом, быстродействие ПР в значительной степени зависит от скорости перемещения звеньев и показателей упругости его конструкции.

Быстродействие ПР повышается при выборе оптимальной компоновки по условию минимальной суммы коэффициентов цикличности звеньев; при повышении скорости звеньев, имеющих максимальный коэффициент цикличности и максимальное время перемещения при совмещении движений, а также при выборе оптимальных скоростей звеньев с учетом их влияния на упругие колебания выходного звена ПР.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие. В 7 томах. - 2-е изд., перераб. - М.: Наука, 1979-1981.
2. Бежанов Б.Ч., Бушунов В.Т. Производственные машины-автоматы. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1973. - 360 с.
3. Норицын И.А., Власов В.И. Автоматизация и механизация технологических процессовковки и штамповки. - М.: Машиностроение, 1967. - 388 с.
4. Прейс В.Ф. и др. Автоматизация загрузки прессов штучными заготовками. - М.: Машиностроение, 1975. - 260 с.
5. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. - 8-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1979. - 520 с.
6. Шаумян Г.А. Комплексная автоматизация производственных процессов. - М.: Машиностроение, 1973. - 640 с.
7. Семенов Е.И., Кравченко Н.Ф. Робототехнологические комплексы для листовой штамповки мелких деталей. - М.: Машиностроение, 1989. - 288 с.
8. Смирнов А.М., Васильев К.И. Основы автоматизации кузнечно-прессовых машин: Учебник. - М.: Машиностроение, 1987. - 272 с.
9. Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей/ Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др.; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. - М.: Машиностроение, 1987. - 140 с.
10. Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для втузов: В 3 кн. / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева:
Кн. 1: Кинематика и динамика / Е.И. Воробьев, С.А. Попов, Г.И. Шевелева - М.: Высш. шк., 1988. - 304 с.
Кн. 2: Расчет и проектирование механизмов / Е.И. Воробьев, О.Д. Егоров, С.А. Попов. - М.: Высш. шк., 1988. - 367 с.
Кн. 3: Основы конструирования / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков и др. - М.: Высш. шк., 1989. - 383 с.
11. Методика «Определение экономической эффективности промышленных роботов». - М.: ЭНИМС, 1978. - 85 с.

Схемы возможных компоновок шибберных питателей

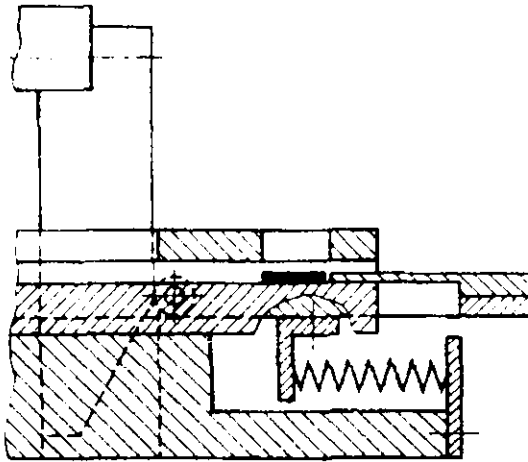


Схема П1.1: Привод – механический (индивидуальный), вид передаточного механизма – клиновой; $i = \frac{\text{ход шиббера}}{\text{ход привода}} ; (i \leq 1)$

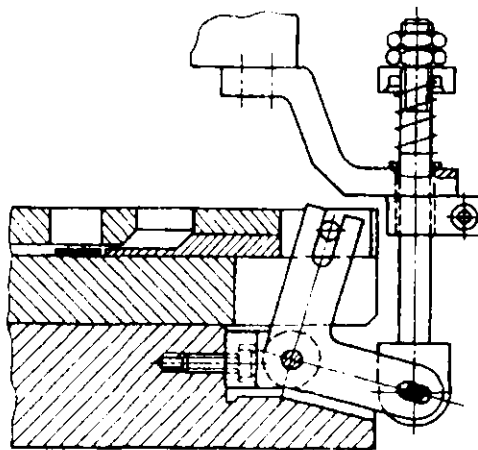


Схема П1.2: Привод – механический (индивидуальный); вид передаточного механизма – рычажный; $(i \geq 1)$

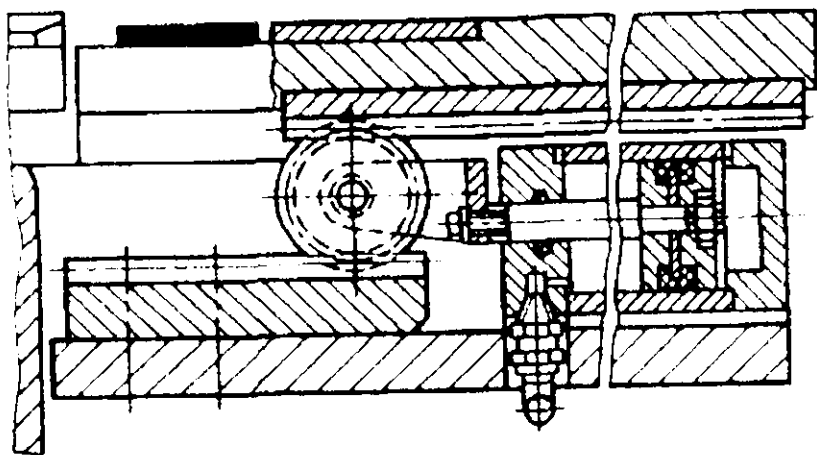


Схема П1.3: Привод – пневматический (индивидуальный);
вид передаточного механизма – зубчато-реечный; $i = 2$

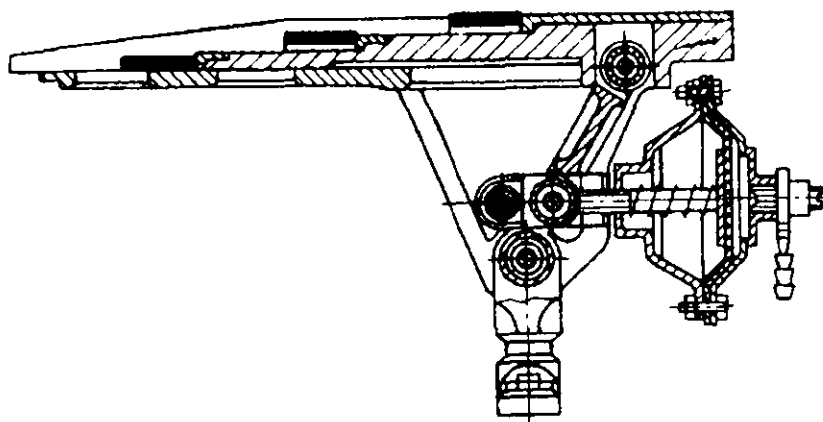


Схема П1.4: Привод – пневматический (индивидуальный);
вид передаточного механизма – рычажный; $i = 2$

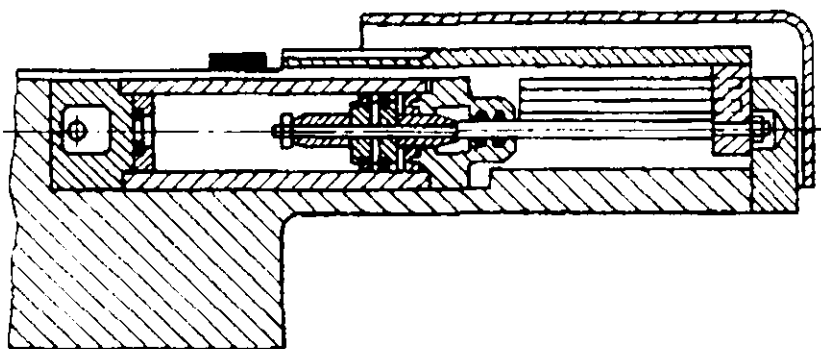


Схема III.5: Привод – пневматический (индивидуальный);
вид передаточного механизма – рычажный; $i = 1$

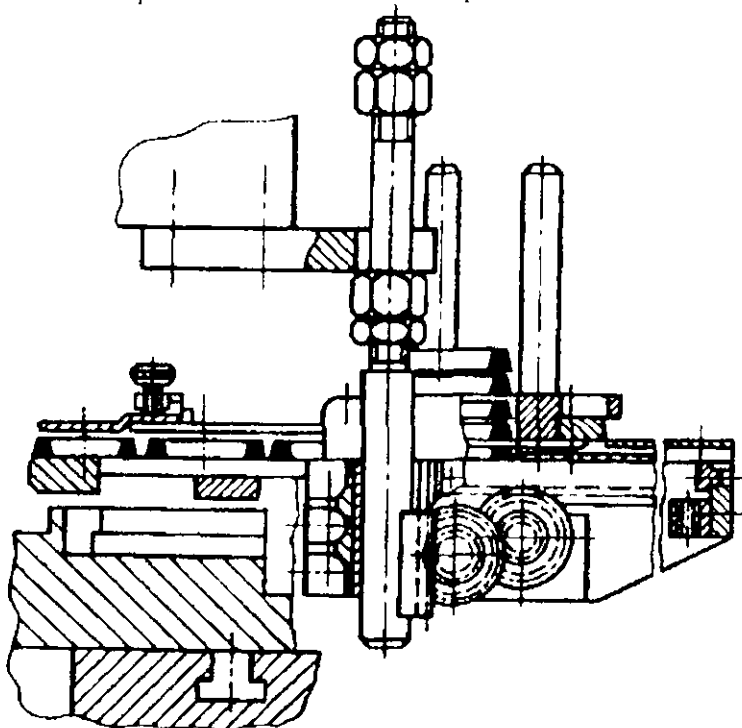


Схема III.6: Привод – механический от ползуна прессы,
вид передаточного механизма – реечно-зубчатый; $i = i_{ред}^* = 2$;
($i_{ред}^*$ – передаточное число редуктора)

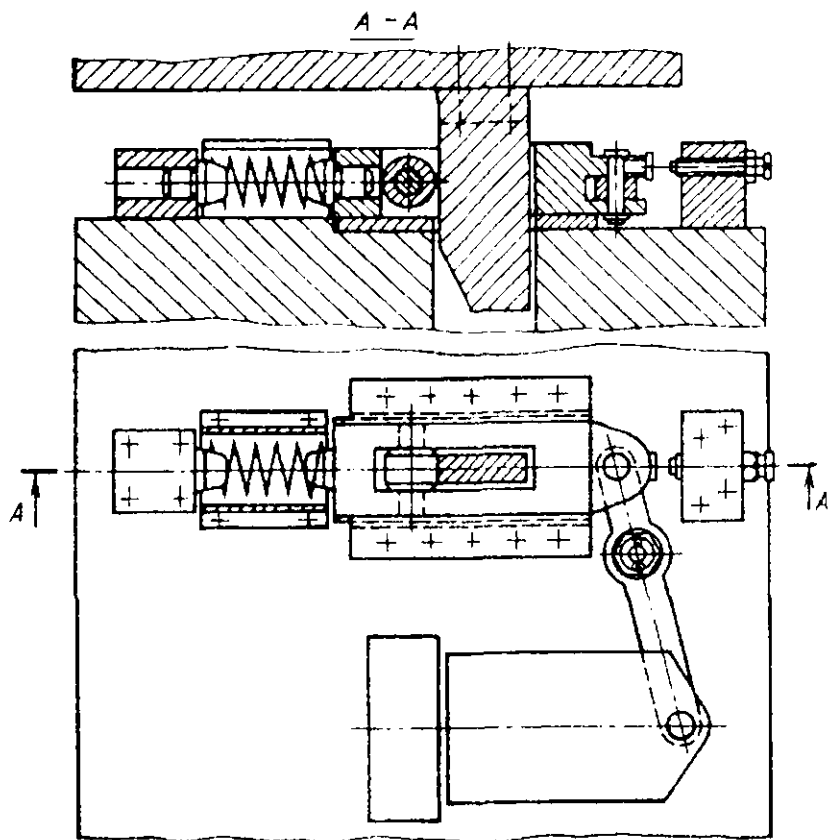


Схема П1.7: Привод – механический от ползуна пресса;
 вид передаточного механизма – клинорычажный; $i \geq 2$

Таблица П1.1

*Приводы и передаточные механизмы шибрных питателей
в зависимости от размеров ПО и частоты ходов ползуна прессы*

Привод	Передаточный механизм	Наибольший ход шибера, мм	Наибольший размер ПО, мм	Частота ходов ползуна прессы в минуту
Механический от технологической машины	Клиновой, рычажный	63	17	170
		63	60	105–120
	Зубчато-реечный	160	40	45–70
		160	150	30–50
Индивидуальный: пневматический гидравлический	или реечно-зубчатый	630	Св. 100	80–120
		630	Св. 100	До 35

Таблица П1.2

*Комплексы однокривошипных прессов,
оснащенных шибрными питателями*

Модель	Сила прессы, кН	Шаг подачи, мм, не более	Размер ПО, мм, не более	Габаритные размеры в плане, мм
КД2122Е.01	160	100	90	1750×1085
КД2124Е.01	250	100	90	1930×1140
КД2126Д.01	400	250	240	2400×1600
КД2128Б.01	630	250	240	2700×1690

Схемы возможных компоновок клещевых
и ролико-клиновых подач

Таблица П2.1

Технические характеристики подач

Параметр	Россия									
	КП6	КП7	КП8	КП63	КП100	КП160	РКП-8	РКП-9	РКП-11	
Наибольшая ширина подаваемого материала, мм	100	160	200	63	100	160	100	63	160	
Наибольшая толщина подаваемого материала, мм	2,0	2,0	2,0	0,2-1,2	0,2-1,8	0,2-2	0,3-2,5	0,3-2,5	0,3-2,5	
Наибольший шаг подачи, мм	100	160	200	63	100	160	100	63	160	
Погрешность шага, мм	±0,05	±0,075	±0,1	—	—	—	±0,1	±0,075	±0,12	
Наибольшая частота ходов в минуту при наименьшем шаге	120	100	90	—	—	—	120	170	100	
Наибольшее сечение подаваемого материала, мм	200	320	400	75	180	320	250	160	400	
Давление воздуха (масла) в сети, МПа	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	—	—	—	

Параметр	Австрия, Festo				Франция			США		
	Bv 50-40	Bv 100-70	Bv 200-250	Bv 200-250	Hispano Sulka AP4	Normatic A185D2	Besco	Norton	Renco Aire	
Наибольшая ширина подаваемого материала, мм	50	100	200	200	153	100	150	152,4	102	
Наибольшая толщина подаваемого материала, мм	1,0	1,5	2,0	2,0	1,8	1,0	—	1,6	1,8	
Наибольший шаг подачи, мм	40	70	250	250	212	200	100	102	212	
Погрешность шага, мм	±0,05	±0,05	±0,05	±0,05	±0,05	±0,03	±0,05	±0,012	±0,05	
Наибольшая частота ходов в минуту при наименьшем шаге	230	160	45	45	40	60	—	300	40	
Наибольшее сечение подаваемого материала, мм	40	60	150	150	275	200	—	245	185	
Давление воздуха (масла) в сети, МПа	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	0,3-0,6	0,25-0,6	0,4-0,7	—	—	0,25-0,6	

Технологические параметры и общие принципы (обеспечение перемещения материала по оптимальному закону без проскальзывания его в захватных органах) проектирования клещевых подач аналогичны валковым устройствам.

Краткие характеристики клещевых и ролико-клиновых подач различных фирм представлены в табл. П2.1.

Технологическими параметрами, необходимыми для проектирования и расчета, являются:

- материал подаваемой ленты (полосы);
- ширина и толщина ленты (полосы);
- шаг подачи;
- модель пресса, для работы с которым предназначается подача;
- наибольшая частота ходов пресса с подачей в минуту;
- требуемая точность работы по шагу;
- коэффициент использования материала при штамповке;
- вид подачи – тянущая или толкающая;
- давление воздуха в цеховой пневмосети;
- расположение вспомогательного оборудования относительно пресса, т. е. величины $l_1, l_2, l_3, l_4, f_0, f_n$ (рис. П2.1).

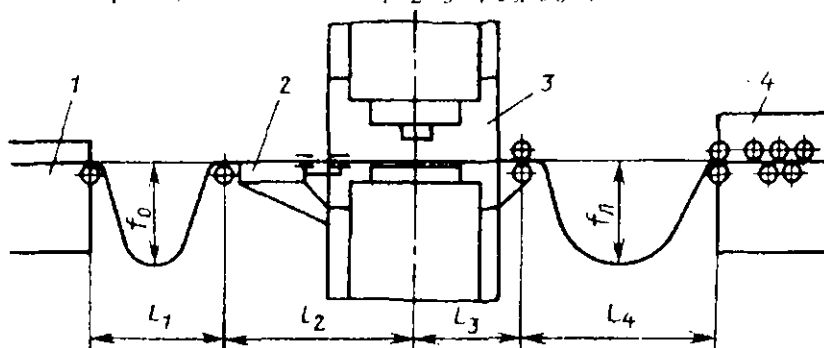


Рис. П2.1. Схема расположения вспомогательного оборудования:

1 – наматывающее устройство; 2 – подача; 3 – ТМ;

4 – правильно-разматывающее устройство

В зависимости от технологической скорости подачи, определяемой как произведение шага подачи на частоту ходов в минуту, рекомендуются две схемы подачи:

- с одной подвижной кареткой (рис. П2.2);
- с двумя последовательно работающими подвижными каретками (рис. П2.3).

Схема подачи с одной подвижной кареткой рекомендуется для скоростей, не превышающих:

при шаге подачи	до 63 мм	10 м/мин;
то же	63–100 мм	12 м/мин;
»	100–160 мм	16 м/мин;
»	160–250 мм	20 м/мин.

При скоростях, которые превышают указанные выше, рекомендуется схема подачи с двумя подвижными каретками, осуществляющими попеременную подачу материала (при подаче материала одной кареткой вторая возвращается в исходное положение).

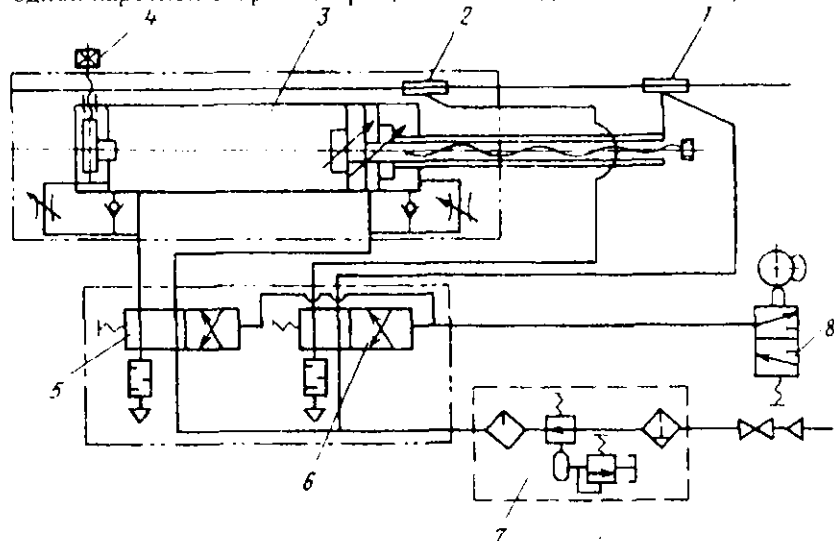


Рис. П2.2. Схема подачи с одной подвижной кареткой:

- 1 – подвижная каретка (клеци); 2 – неподвижная каретка;
 3 – силовой цилиндр; 4 – механизм точной регулировки шага;
 5 – распределитель, управляющий работой цилиндра;
 6 – распределитель, управляющий работой зажимных механизмов; 7 – блок подготовки воздуха; 8 – клапан управления

Для снижения времени цикла (увеличения быстроходности подачи) рекомендуется следующее:

- принимать диаметр силового цилиндра таким, чтобы с учетом инерционных сил соблюдалось неравенство

$$\eta = \frac{Q}{p_m F'} < (0.4 \dots 0.5)$$

- располагать распределительную и управляющую аппаратуру в непосредственной близости от исполнительных механизмов, т. е. длины силовых и управляющих трубопроводов должны быть минимальными;

- сокращать до минимума вредные пространства полостей цилиндров;

- осуществлять регулировку шага подачи изменением объемов полостей цилиндров по схеме подачи мод. КП6 (раздвижением двух полупоршней) или по схемам подачи фирмы *Fibro* (перемещением встроенного в цилиндр фланца) (рис. П1.4);

- обеспечивать торможение подвижных масс в конце хода;
- снижать массу подвижных частей путем уменьшения габаритных размеров и применения легких металлов и сплавов;
- уменьшать вредные сопротивления перемещению подвижных масс;
- применять быстродействующую распределительную аппаратуру.

Для обеспечения высокой точности работы по шагу необходимо:

- применять правильно-разматывающие устройства с индивидуальным приводом;
- исключать проскальзывание материала относительно зажимных механизмов (кареток) под действием статических и динамических сил;
- оснащать подачи амортизаторами для обеспечения плавного подхода подвижных масс к упорам;
- исключать влияние внешних факторов на точность подачи: использовать исправное оборудование и штамповую оснастку; правильно совмещать циклограммы пресса и подачи (технологическая операция должна совершаться после полной остановки материала, а подача - после освобождения материала в штампе); исключать возможность нагружения подачи дополнительными силами;
- обеспечивать постоянный натяг ленты в зоне штамповки.

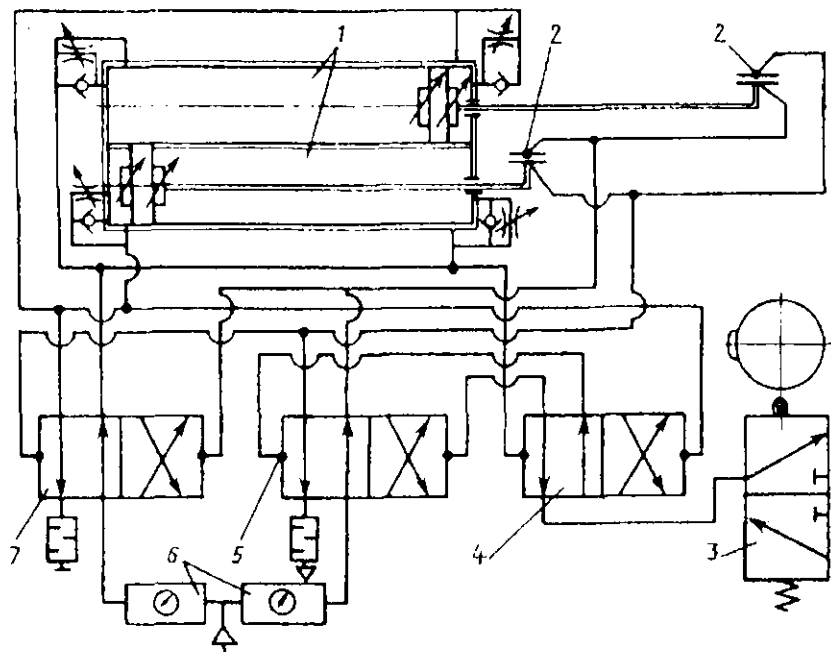


Рис. П2.3. Схема подачи с двумя подвижными каретками:
 1 – силовые цилиндры; 2 – подвижные каретки; 3 – клапан управления; 4 – распределитель, определяющий последовательность работы; 5 – распределитель, управляющий работой зажимных механизмов; 6 – блок подготовки воздуха; 7 – распределитель, управляющий работой цилиндров

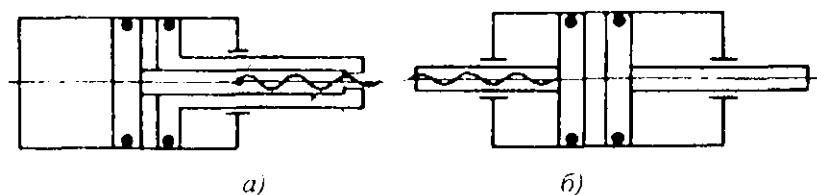


Рис. П2.4. Схема цилиндра: а – с раздвижными полупоршнями; б – с перемещением встроенного в цилиндр фланца

Для увеличения надежности, долговечности и улучшения эксплуатационных качеств элементы конструкции подачи должны отвечать следующим требованиям:

- гильзу и шток силового цилиндра хромировать и обрабатывать до получения параметра шероховатости поверхности $Ra = 0,32$ мкм;

- направляющие втулки (штока и скалок) выполнять из бронзы;

- твердость поверхности скалок должна быть не ниже HRCэ 50, параметр шероховатости поверхности $Ra = 0,63$ мкм;

- твердость деталей подачи (зажима, направляющих роликов, деталей проводки), контактирующих с подаваемым материалом, должна быть не ниже HRCэ 56;

- подвижные соединения подачи смазывать;

- оснащать подачи механизмом точной регулировки шага;

- масса подвижных частей должна быть минимальной.

*Конструктивные схемы и отличительные особенности
клетевых и клиноролковых подач различных фирм*

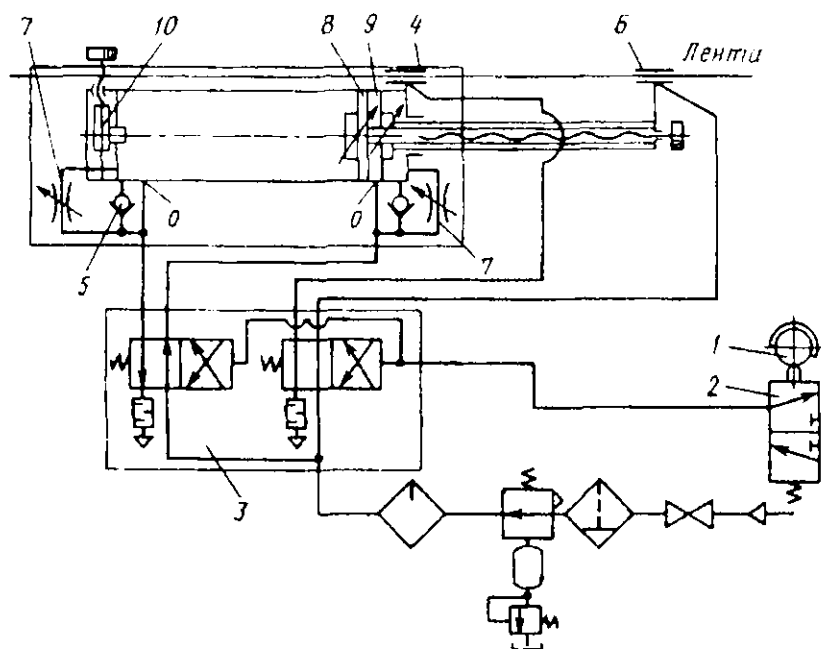
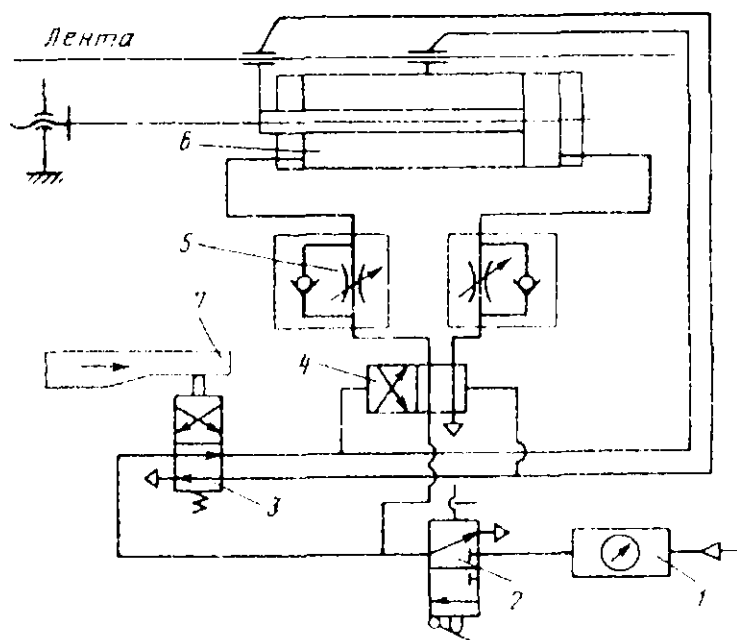
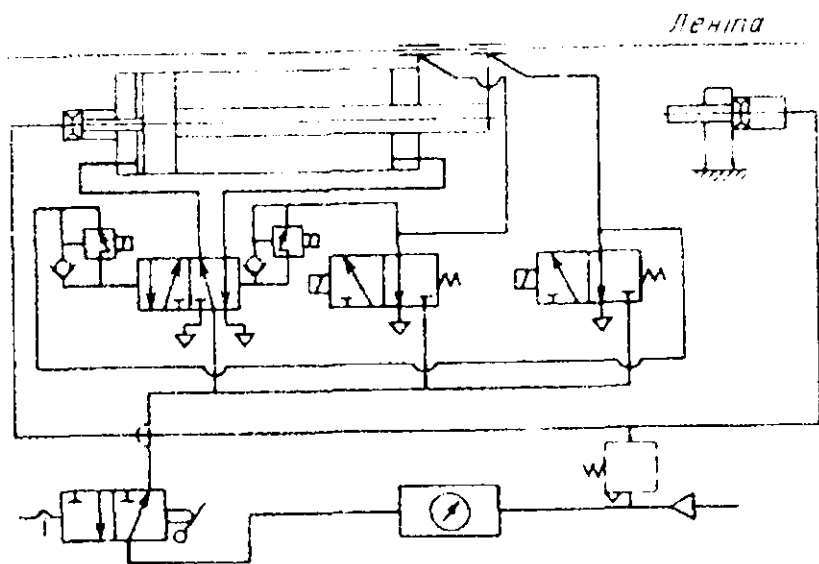


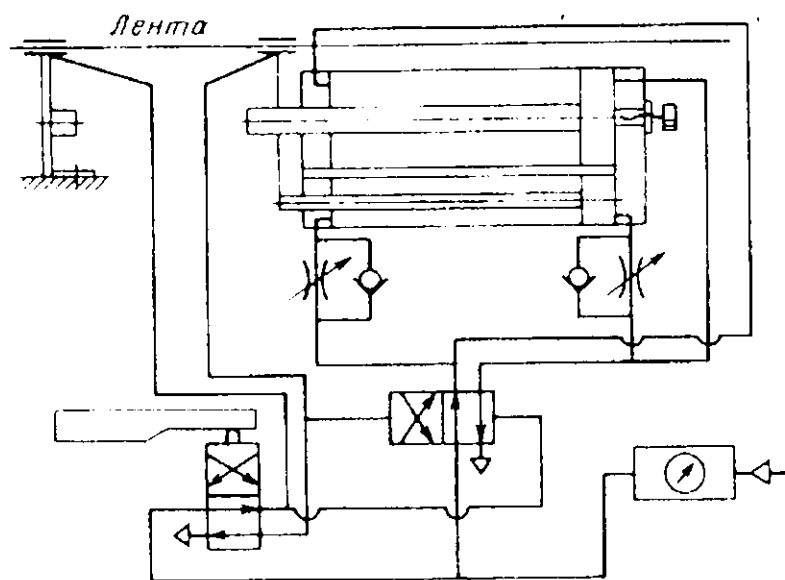
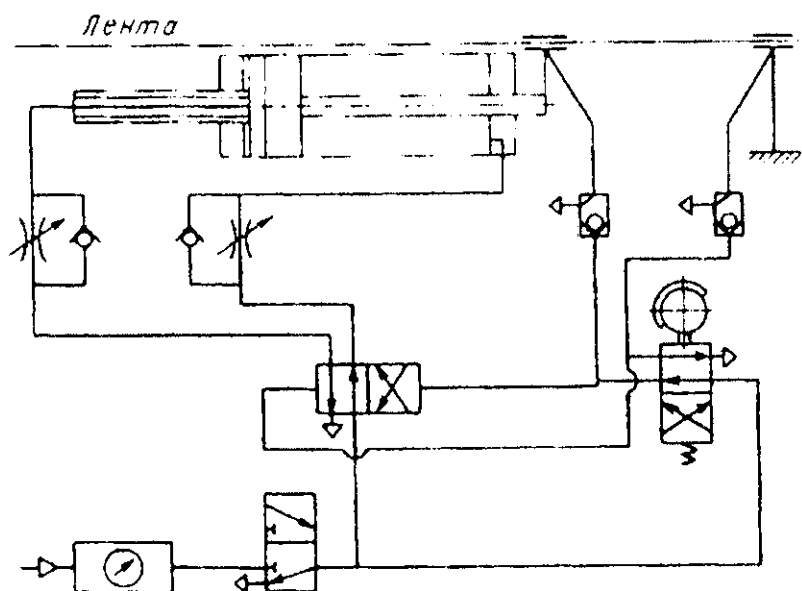
Схема 1

Схема 1: подача конструкции ЭНИКМАШ (Россия). Подача включает управляющий кулачок 1, воздухораспределитель 2, клапан управления 3, неподвижную каретку 4, обратный клапан 5, подвижную каретку 6. Буквой *O* обозначены радиальные отверстия в гильзе цилиндра. Регулируемый дроссель 7 обеспечивает торможение поршня и подвижной каретки. Зажатие ленты в каретке осуществляется с помощью мембранного механизма.

Шаг подачи регулируют раздвижением полупоршней 8 и 9. Для установки шага с точностью 0,02 мм имеется механизм микрорегулирования шага подачи 10, состоящий из двух взаимно перпендикулярных клиньев.

Схема 2: подача фирмы *Hermann Schleicher* (Германия). Работает с торможением в конце хода за счет применения амортизаторов.





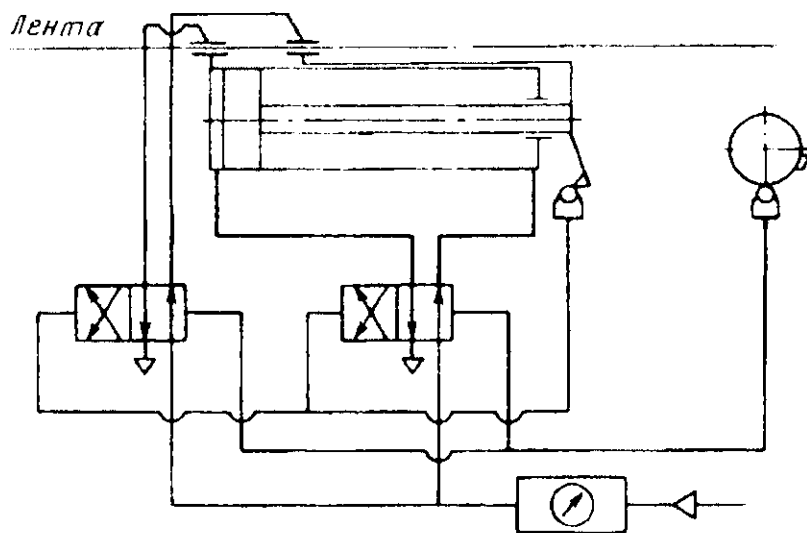


Схема 6

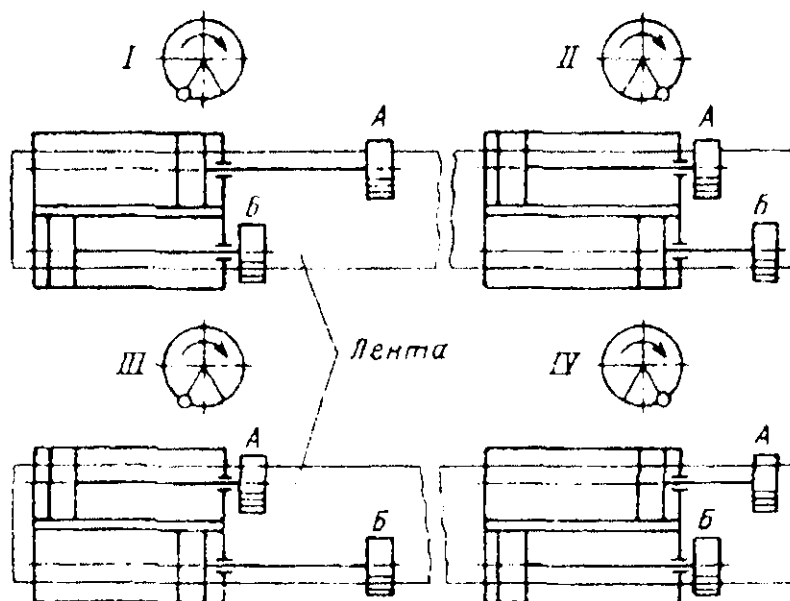


Схема 7

Схема 3: подача клещевая с пневмоприводом фирмы *Festo Pneumatic* (Австрия): 1 – узел подготовки воздуха; 2 – клапан включения; 3 и 4 – клапаны управления работой подачи; 5 – Дроссели для регулирования скорости перемещения каретки; 6 – подающий механизм; 7 – кулачок управления, расположенный на кривошипном валу или ползуне пресса. Отличительные особенности: торможение каретки на всей длине хода; разделительное управление работой цилиндра и зажимов.

Схема 4: подача фирмы *Fibro* (Германия). В целях экономного расхода воздуха она оснащена упором, регулирующим шаг подачи, выполненным в виде поршня и встроенным в заднюю крышку цилиндра.

Схема 5: подача фирмы *Sawab* (Швейцария).

Схема 6: подача фирмы *Renco Aire* (США). Отсутствие амортизирующих устройств не позволяет использовать такие подачи на быстроходных прессах в автоматическом режиме работы пресса. Снижение скорости перемещения каретки достигается уменьшением проходных сечений воздухопроводов.

Схема 7: подача двусторонняя клещевая фирмы *Udall Ltd* (Великобритания): I – после штамповки захват А зажимает и подает материал, открытый захват В перемещается назад; II – в начале штамповки оба захвата неподвижны, материал удерживается захватом А; III – после штамповки захват В зажимает и подает материал, открытый захват А перемещается назад; IV – в начале следующей штамповки оба захвата неподвижны, материал удерживается захватом В.

Схема исключает потери времени на холостой ход кареток с захватами, имеется возможность уменьшить скорость перемещения материала или увеличить число перемещений в единицу времени, т. е. оснащать более быстроходные прессы. Величина шага подачи определяется жесткими упорами, вмонтированными в пневмоцилиндры. Регулируемый упор выполнен в виде поршня.

Схема 8: подача клещевая мод. КП63, КП100, КП160 (Россия): 1 – силовые цилиндры; 2 – подвижные каретки; 3 – клапан управления; 4 – распределитель, управляющий последовательностью работы кареток; 5 – распределитель, управляющий работой зажимных механизмов; 6 – блок подготовки воздуха; 7 – распределитель, управляющий работой цилиндра.

Схема 9: подача клешневая мод. КИ7. Подача состоит из неподвижной каретки-упора 1, подвижной каретки 2 с зажимным рычагом 3, штока-поршня 4 перемещения каретки, штока-поршня 5 поворота рычага и распределителей 6 и 7. Эксцентрик 8 и клин 9 зажимает ленту в каретке 2.

При переключении распределителя 6 воздух подается в полость В, клин 10 (другим концом рычага 3) освобождает пружи-

ну 12, которая зажимает ленту в каретке 1. Движение каретки 2 осуществляется между упором 13 и кареткой 1. Управление распределителем 6 — от ползуна 14 прессы.

Схема 10: подача фирмы *Sec Metec* (США). Зажим ленты в подвижной каретке 1 осуществляется диафрагменным пневмоцилиндром 2. При возврате каретки 1 в исходное положение лента удерживается эксцентриком 3. Перемещение каретки 1 между упорами 6 осуществляется пневмоцилиндром 4, плавность хода которого обеспечивается гидроамортизатором 5.

Схема 11: подача фирмы *Besco* (США). Зажим и перемещение ленты между упорами 5 осуществляется пневмоцилиндром 1 посредством двуплечего рычага 2. При обратном движении штока цилиндра рычаг расклинивает ленту, которая удерживается постоянно действующим прижимом 3. Управление подачей осуществляется от ползуна пресса через клапан 4.

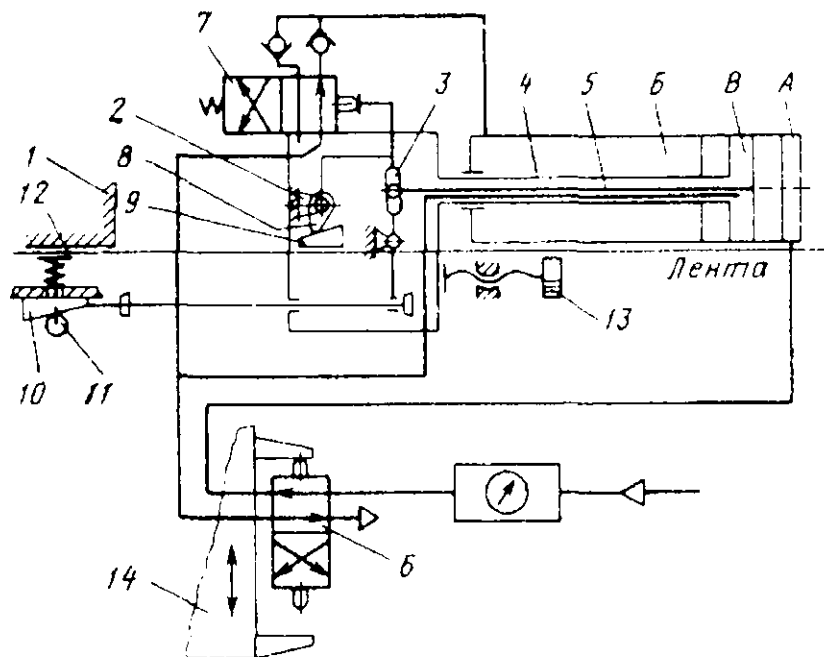


Схема 9

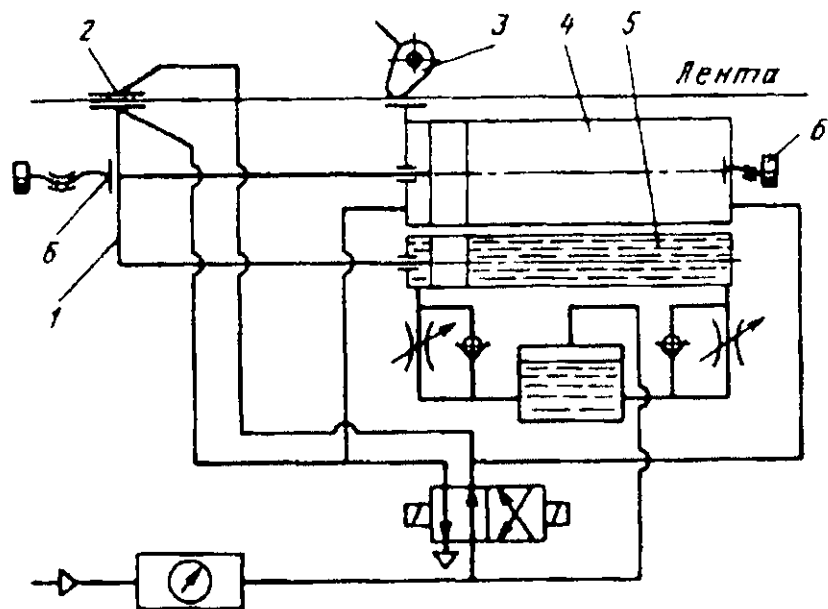


Схема 10

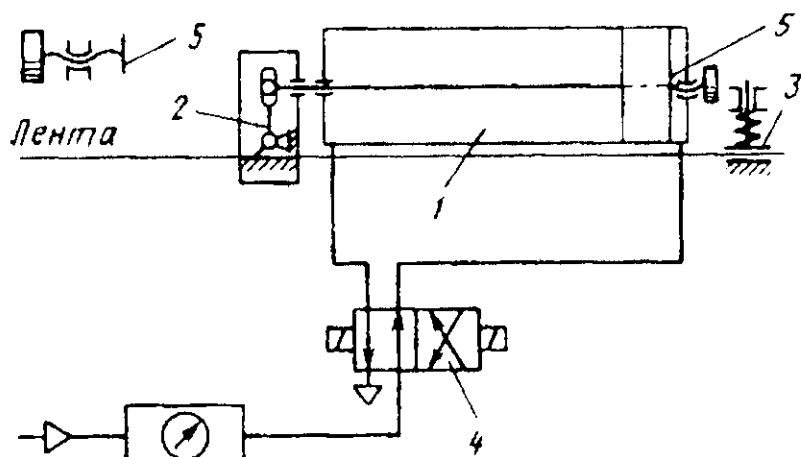


Схема 11

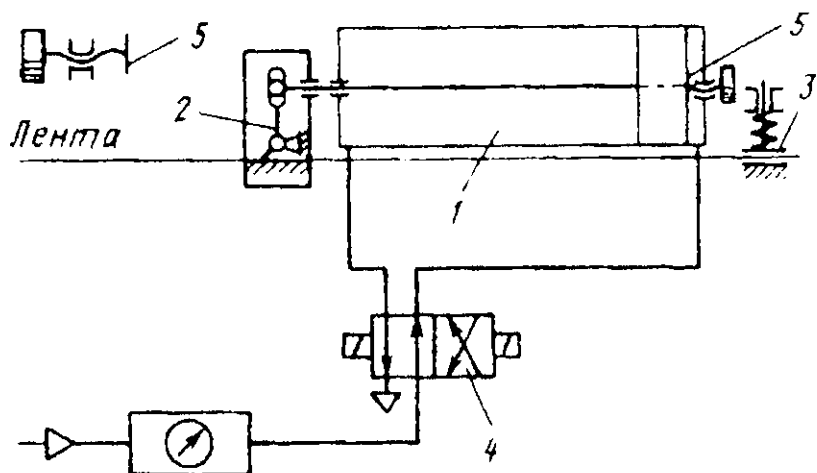


Схема 12

Схема 12: подача пневмомеханическая клещевая мод. W 16065 (Польша) для ленточного материала. Захват ленты в подвижной и неподвижной каретках осуществляется рифлеными роликами 1 с эксцентрично расположенными осями, а перемещение подвижной каретки 2 — пневмоцилиндром 3. Работой подачи управляет пневмоклапан, связанный с ползуном 4 пресса.

Схема 13: подача фирмы *Dickerman* (Великобритания) состоит из подвижной 1 и неподвижной 2 кареток с гидрозахватами, гидроцилиндра 3, распределителя 4, управляющего работой подачи, и гидронасоса (на схеме 13 не показан). Во избежание деформации мягкой ленты в зажимах сила зажатия может регулироваться. Отличительные особенности подачи: большие силы зажатия, исключающие проскальзывание материала; плавность хода подвижной каретки.

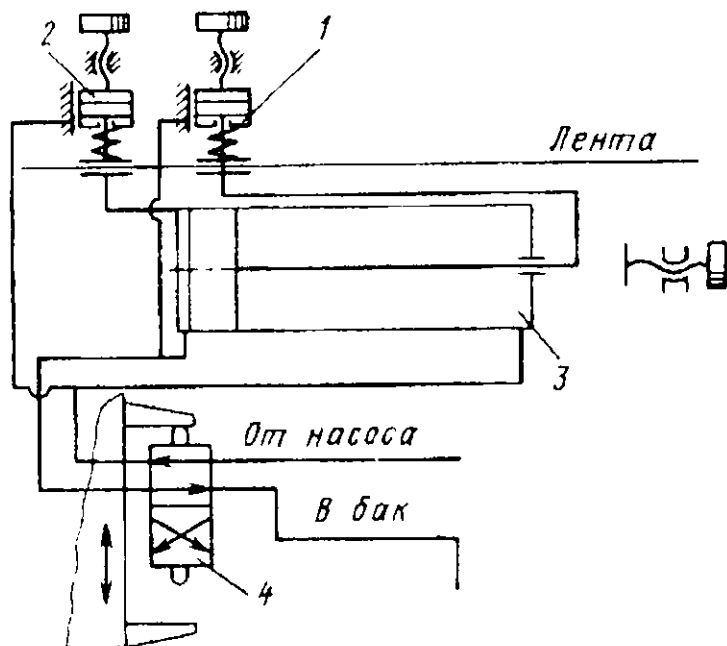


Схема 13

Схема 14: подача фирмы *Dreher* (Германия). Подача состоит из корпуса 1 с гидроцилиндром, подвижной 2 и неподвижной 3 кареток, блока 4 с регулируемым упором и поршневого насоса 5, шток которого связан с ползуном пресса. Зажатие материала в подвижной каретке и перемещение его на шаг осуществляются с помощью гидроцилиндров при холостом ходе ползуна пресса, зажатие материала в неподвижной каретке и возврат подвижной в исходное положение – при рабочем ходе.

Схема 15: подача клещевая фирмы *Norton* (США) состоит из собственного механизма подачи и синхронизатора ее работы с прессом. Перемещение каретки и освобождение материала осуществляется от электропривода 1 через редуктор 2, кривошипно-рычажный механизм 3 и систему тяг и копиров 4, зажатие материала пружинами 5. Преимуществом подачи является ее универсальность и близкий к синусоидальному закон движения подающей каретки, что обеспечивает плавность хода и позволяет получить высокую точность работы по шагу.

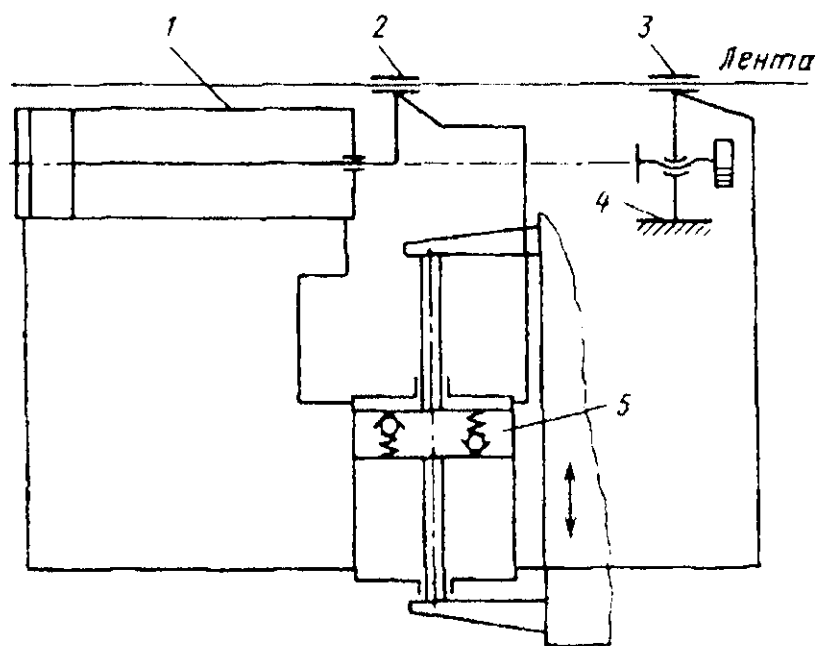


Схема 14

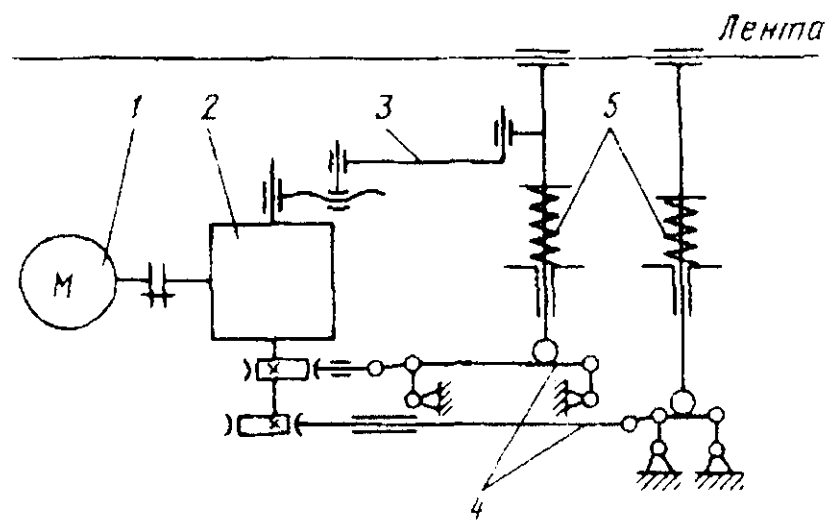


Схема 15

Схема 16: подачи ролико-клиновые РКП-8, РКП-9, РКП-11 (Россия). Возвратно-поступательное движение подающей каретки 4 сообщается от планшайбы 1, сидящей на кривошипном валу прессы 6, через систему рычагов 2, 5. При движении каретки вправо материал захватывается роликами и перемещается на шаг, величина которого определяется эксцентриситетом пальца на планшайбе 1. При движении каретки 4 влево материал удерживается роликами в каретке 3, неподвижно закрепленной на станине.

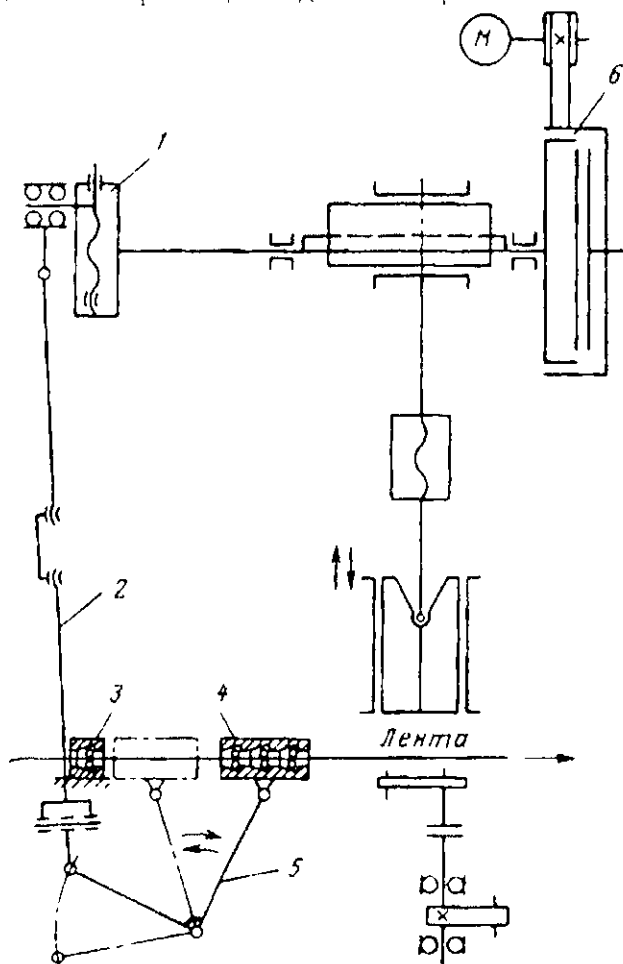


Схема 16

Учебное издание

**Александр Егорович Максименко,
Николай Евгеньевич Проскуряков**

**АВТОМАТИЗАЦИЯ
КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Учебное пособие

2-е издание, стереотипное

*Редактор К. В. Шмат, Н. А. Киселева
Компьютерная верстка Ю. С. Акулишиной
Оформление обложки Д. А. Кошелева*

Подписано в печать 03.09.2008

Формат бумаги 60×84/16. Изд. № 1-40/06(08)

Усл. печ. л. 12,0. Уч.-изд. л. 12,75. Тираж 1000. Заказ № 563

МГТУ, 115280, Москва, Автозаводская, 16.
www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел.: (495) 677-23 15

ISBN 978-5-2760-1662-7

