

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машиностроения и транспорта



УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по учебной работе

 Е.И. Луковникова

«31» мая 2019 г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Б1.Б.18

НАПРАВЛЕНИЕ ПОДГОТОВКИ

**15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств**

**ПРОФИЛЬ ПОДГОТОВКИ
Технология машиностроения**

Программа прикладного бакалавриата

Квалификация (степень) выпускника: бакалавр

Программа составлена в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению подготовки 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств от 11 августа 2016 г № 1000 и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» от 01.04.2019 г. № 196 для очной формы обучения для набора 2019 года

СОДЕРЖАНИЕ ПРОГРАММЫ		Стр.
1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ		3
2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ		4
3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ.....		4
3.1 Распределение объёма дисциплины по формам обучения.....		4
3.2 Распределение объёма дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости		4
4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ		5
4.1 Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий		5
4.2 Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам		5
4.3 Лабораторные работы.....		85
4.4 Практические занятия.....		85
4.5 Контрольные мероприятия: курсовой проект		86
5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ		87
6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ		88
7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ.....		88
8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО – ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ		88
9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ.....		89
9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных и практических работ		89
9.2. Методические указания по выполнению курсового проекта		97
10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ		98
11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ		98
Приложение 1. Фонд оценочных средств для проведения промежуточной аттестации обучающихся по дисциплине.....		99
Приложение 2. Аннотация рабочей программы дисциплины		103
Приложение 3. Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе		104
Приложение 4. Фонд оценочных средств для текущего контроля успеваемости по дисциплине.....		105

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Вид деятельности выпускника

Дисциплина охватывает круг вопросов, относящихся к производственно-технологическому виду профессиональной деятельности выпускника в соответствии с компетенциями и видами деятельности, указанными в учебном плане.

Цель и задачи дисциплины

Целью изучения дисциплины является – формирование у обучающихся фундаментальных знаний в области проектирования технологических процессов изготовления машиностроительной продукции, средств технологического оснащения, автоматизации и управления машиностроительными производствами.

Задачами изучения дисциплины является:

- изучение современного технологического оборудования, его технологических возможностей и путей совершенствования, эффективного использования и эксплуатация станочного парка;
- освоение принципов проектирования станочных узлов, агрегатов и станков.

Код компетенции	Содержание компетенций	Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине
ОК-5	способность к самоорганизации и самообразованию.	знать: – методы проектно-конструкторской работы; уметь: – самостоятельно проектировать и конструировать типовые элементы машин; владеть: – навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД.
ПК-16	способность осваивать на практике и совершенствовать технологии, системы и средства машиностроительных производств, участвовать в разработке и внедрении оптимальных технологий изготовления машиностроительных изделий, выполнять мероприятия по выбору и эффективному использованию материалов, оборудования, инструментов, технологической оснастки, средств диагностики, автоматизации, алгоритмов и программ выбора и расчетов параметров технологических процессов для их реализации.	знать: – закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки; – кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими; уметь: – выполнять оценку прочности, жесткости и других критериев работоспособности станков; владеть: – навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Дисциплина Б1.Б.18 Металлорежущие станки относится к базовой части.

Дисциплина «Металлорежущие станки» базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как:

- «Процессы и операции формообразования»;
- «Оборудование машиностроительных производств»;
- «Детали машин и основы конструирования».

Основываясь на изучении перечисленных дисциплин, «Металлорежущие станки» представляет основу для изучения дисциплин:

- «Технологическая оснастка»;
- «Технология машиностроения».

Такое системное междисциплинарное изучение направлено на достижение требуемого ФГОС уровня подготовки по квалификации бакалавр.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. Распределение объема дисциплины по формам обучения

Форма обучения	Курс	Семестр	Трудоемкость дисциплины в часах						Курсовой проект	Вид промежуточной аттестации
			Всего часов (с экз.)	Аудиторных часов	Лекции	Лабораторные работы	Практические занятия	Самостоятельная работа		
Очная	4	7	216	102	17	68	17	87	КП	экзамен
Заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Заочная (ускоренное обучение)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Очно-заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

3.2. Распределение объема дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости

Вид учебных занятий	Трудоемкость (час.)	в т.ч. в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)	Распределение по семестрам, час
			7
I. Контактная работа обучающихся с преподавателем (всего)	102	17	102
Лекции (Лк)	17	17	17
Лабораторные работы (ЛР)	68	-	68
Практические занятия (ПЗ)	17	-	17
Групповые (индивидуальные) консультации	+	-	+
Курсовой проект	+	-	+
II. Самостоятельная работа обучающихся (СР)	87	-	87
Подготовка к лабораторным работам	12	-	12
Подготовка к практическим занятиям	10	-	10
Подготовка к экзамену в течение семестра	15	-	15
Выполнение курсового проекта	50	-	50
III. Промежуточная аттестация экзамен	27	-	27
Общая трудоемкость дисциплины	час. зач. ед.	216 6	216 6

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий

- для очной формы обучения:

№ раздела и темы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудоемкость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)			
			учебные занятия			самостоятельная работа обучающихся
			лекции	лабораторные работы	практические занятия	
1.	Кинематическая схема МРС	3	1	-	-	2
1.1.	Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение	3	1	-	-	2
2.	Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки	16	2	8	-	6
2.1.	Типовые конструкции токарных станков	13	1	8	-	4
2.2.	Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков	3	1	-	-	2
3.	Станки для абразивной обработки	6	2	-	-	4
3.1.	Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки	3	1	-	-	2
3.2.	Электроэрозионные станки	3	1	-	-	2
4.	Зубо- и резьбообрабатывающие станки	24	5	8	-	11
4.1.	Методика анализа станков 5 группы	3	1	-	-	2
4.2.	Кинематическая схема зубообрабатывающих станков	3	1	-	-	2
4.3.	Основные узлы зубофрезерных станков	13	1	8	-	4
4.4.	Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков	3	1	-	-	2
4.5.	Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом	2	1	-	-	1
5.	Фрезерные станки	13	1	8	-	4
5.1.	Кинематика и основные узлы фрезерных станков	13	1	8	-	4
6.	Расчет и конструирование станков	127	6	44	17	60
6.1.	Методология создания машин. Этапы проектирования. Выбор проектных критериев	67	1	44	-	22
6.2.	Приводы главного движения станков	3	1	-	-	2
6.3.	Выбор мощности электродвигателя	3	1	-	-	2
6.4.	Графоаналитический метод расчета ПГД.	48	1	-	17	30
6.5.	Кинематические схемы ПГД	3	1	-	-	2
6.6.	Силовой расчет ПГД	3	1	-	-	2
	ИТОГО	189	17	68	17	87

4.2. Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам

Раздел I. Кинематическая схема МРС

Тема 1.1. Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение (Дискуссия 1 ч.)

Кинематическая структура станка представляет собой совокупность кинематических групп. Группы могут быть соединены между собой разными способами; их соединение зависит от многих факторов. Наибольшее влияние на соединение кинематических групп оказывают общность их исполнительных органов и источник движения, а также необходимость координации во времени создаваемых групп движения. Всякое соединение двух кинематических групп осуществляется специальными дополнительными устройствами, такими, как суммирующие механизмы, реверсы, муфты и т. д.

Главной и определяющей частью кинематической структуры любого станка является его формообразующая часть, составляющая общее число и характер групп формообразования, а также их кинематическое соединение. По этому признаку все многообразие кинематических структур металлорежущих станков можно разделить на три класса.

1. Класс элементарных структур Э, к которому относятся станки с кинематической структурой, содержащей только простые группы формообразования, т. е. группы, создающие движение Ф (В) и Ф (П).

2. Класс сложных структур С, к которому относятся станки с кинематической структурой, содержащей только сложные группы формообразования, т. е. группы, создающие движение Ф (В, В₁), Ф (В₂, П₁, П₂) и т. д.

3. Класс комбинированных структур К, к которому относятся станки с кинематической структурой, содержащей одновременно и простые и сложные группы формообразования.

Каждый класс содержит определенное число типовых кинематических структур станков, которое можно условно записать буквой с последующими двумя цифрами. Буква указывает на класс, первая цифра — на число формообразующих групп, вторая цифра — на суммарное число простых вращательных и прямолинейных движений, составляющих все формообразующие движения станка. Например, запись К24 означает, что станок имеет комбинацию структуры, две группы формообразования с четырьмя простыми движениями.

Если учесть, что максимально возможное число групп формообразования в структуре станка равно трем, то можно составить таблицу типовых кинематических структур всех станков (табл. 3.1). При составлении и анализе кинематической структуры станков следует четко представлять себе изделие в целом и те его поверхности, которые должны быть обработаны резанием. Это означает, что обработанную поверхность необходимо охарактеризовать как в поперечном, так и в продольном сечениях, т. е. установить соответствующие производящие линии, при относительном движении которых может быть образована данная поверхность.

Необходимо также отчетливо представлять себе конструкцию режущего инструмента и форму его режущих кромок, а также относительное взаимное положение обрабатываемой заготовки и инструмента в процессе формообразования требуемой поверхности.

Анализ и сопоставление форм производящих линий и режущей кромки инструмента, а также учет специфики обработки (фрезерование, шлифование и т. д.) позволяют установить метод образования поверхности, а также количество, характер и состав движений формообразования выбранного метода.

Установив методы образования производящих линий, необходимо иметь в виду следующее.

1. Если для обработки используют фасонный режущий инструмент (резец, фрезу, шлифовальный круг и т. д.), то первая образующая производящая линия получается методом копирования, вторая производящая линия (направляющая) методом следа или касания.

2. Если поверхность фрезеруют или шлифуют при относительном перемещении заготовки или инструмента, то хотя бы одна из производящих линий образуется методом касания.

В результате анализа схемы резания, расположения обрабатываемых поверхностей и конструкции инструмента устанавливают потребность в движениях деления и врезания, и если они необходимы, то определяют их характер. После того как определены все движения формообразования, деления и врезания, которые определяют кинематику станка в основном, можно приступить к составлению и анализу структур кинематических групп, обеспечивающих эти движения.

3.1. Кинематические структуры станков

Класс структуры	Структура станка при числе групп формообразования		
	1	2	3
Элементарный	Э11	Э22	Э33
Сложный	С12 С13 С14	С24 (С25)	С36 (С37)
Комбинированный	—	К23 К24 К25 (К26)	К34 (К35) (К36) (К37)

Примечание. В скобках указаны структуры станков, которые редко встречаются в станкостроении.

шающихся в течение определенного промежутка времени, или их скоростей. Эти перемещения могут быть угловыми, линейно-угловыми и линейными. С учетом условия согласования перемещений или скоростей составляют уравнение кинематического баланса цепи согласования, в котором неизвестным является передаточное отношение i органа настройки. При этом следует учитывать, что при совпадении порядка записи с направлением передачи движения через орган настройки символ i записывают в числителе, при отсутствии этого условия — в знаменателе. Уравнение баланса можно записывать от любого конца цепи согласования. Решение уравнения баланса относит к себе формулу точного отношения органа настройки представляется собой формулу настройки.

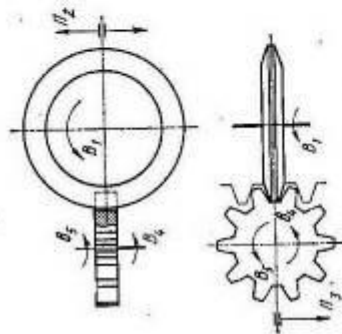


Рис. 3.6. Схема расположения и относительных движений обрабатываемого зубчатого колеса и шлифовального круга в процессе формирования

В общем виде формула настройки показывает зависимость передаточного отношения органа настройки от переменных параметров условия кинематического согласования перемещений конечных звеньев цепи согласования и ее постоянной, т. е. $i = f(C, \text{переменные параметры условия согласования})$, где i — передаточное отношение органа настройки; C — постоянная цепи согласования, зависящая от передаточных отношений ее промежуточных передач и постоянных параметров условия согласования структуры станка и его кинематическую настройку на примере зубошлифовального станка для обработки прямозубых цилиндрических колес.

На данном станке производится шлифование боковых поверхностей зубьев прямозубых цилиндрических колес дисковым обкатным кругом. В процессе формирования оси обрабатываемого колеса и шлифовального круга взаимно перпендикулярны (рис. 3.6). Боковые поверхности зубьев обрабатываемого колеса в поперечном сечении характеризуются эвольвентой, а в продольном — прямой линией.

Для формирования боковой поверхности зубьев колеса в продольном направлении используют метод касания, который в данном случае реализуется двумя движениями формирования — вращением шлифовального круга $\Phi_2 (B_1)$ и возвратно-поступательным движением ползуна $\Phi_1 (П_1)$ вдоль зуба колеса.

Профиль шлифовального круга имеет очертание профиля зуба прямозубой рейки, поэтому боковая поверхность зубьев колеса в поперечном направлении образуется методом обката, для чего необходимо одно сложное движение качения $\Phi_{S2} (П_2 B_2)$. Так как

Составление и анализ структур кинематических групп станка проводят последовательно от одной к другой в следующем порядке.

1. Устанавливают число исполнительных органов; как правило, оно соответствует числу простых движений, образующих исполнительное движение.

2. Определяют внутреннюю кинематическую связь группы; для простых групп — это связь между звеньями кинематической исполнительных пары, а для сложной группы — функциональные цепи (цепь) между исполнительными органами.

3. Определяют источник движения и внешнюю кинематическую связь группы.

4. Устанавливают число и расположение органов настройки параметров движения.

Примечания: 1. Иногда исполнительные органы могут одновременно принадлежать двум или более кинематическим группам.

2. Нередко один и тот же источник движения принадлежит нескольким или всем кинематическим группам.

Под кинематической настройкой станка понимают настройку его цепей, обеспечивающую требуемые скорости движений исполнительных органов станка, а также, при необходимости, условия кинематического согласования перемещений или скоростей исполнительных органов между собой. Цель таких согласований — образование поверхности с заданными формой, размерами, точностью и шероховатостью. Кинематическая настройка является составной частью наладки станка.

В большинстве металлорежущих станков с механическими связями для настройки кинематических цепей применяют органы кинематической настройки в виде гитар сменных зубчатых колес, а также ременных передач, вариаторов, регулируемых электродвигателей, коробок скоростей и подач, характерной особенностью которых является общее передаточное отношение i органа.

Значение передаточного отношения органа настройки определяют по формуле настройки и затем реализуют в гитарах сменных зубчатых колес подбором и установкой соответствующих колес в гитаре, а в коробках скоростей и подач — зацеплением соответствующих зубчатых колес.

Для вывода формулы настройки любого органа кинематической настройки необходимо по кинематической схеме станка наметить такую цепь передач, в которой расположен данный орган и известные перемещения или скорости конечных звеньев этой цепи, связанные функциональной или требуемой зависимостью. Желательно, чтобы такая цепь передач, называемая в дальнейшем цепью согласования, включала в себя только один орган настройки, для которого выводят формулу.

Для выбранной цепи согласования составляют условие кинематического согласования перемещений ее конечных звеньев, совер-

необходимости в настройке движения по этим параметрам нет, и поэтому его вообще не регулируют.

Группа движения $\Phi_{22}(P_2)$. Исполнительным органом группы является ползун, совершающий возвратно-поступательное движение вместе с установленным на нем шлифовальным кругом. Внутренняя кинематическая связь группы осуществляется через поступательную кинематическую пару ползун — направляющие стойки. Внешняя кинематическая связь представляет собой цепь между электродвигателем M_2 и ползуном. В ее состав входят следующие кинематические пары, звенья и механизмы: $M_2 \rightarrow$ цилиндрическая пара $i = \frac{1}{8} \rightarrow$ кривошипный механизм \rightarrow ползун. Эта группа обеспечивает простое возвратно-поступательное движение с незамкнутой траекторией; ее настраивают: на скорость — четырехскоростным электродвигателем M_2 ; на путь — изменением величины эксцентриситета пальца кривошипного диска; на исходную точку — изменением положения точки крепления шатуна к ползуну.

Группа движения $\Phi_{21}(P_3B_3)$. Эта кинематическая группа сложная, так как должна обеспечивать движение обкатки обрабатываемого зубчатого колеса относительно шлифовального круга, имитирующего зуб прямозубой рейки. Группа имеет два исполнительных органа: шпиндель стола, на которой закрепляют обрабатываемое колесо, и каретку, на которой смонтирован поворотный стол. Поворотный стол получает вращательное движение B_4 , а каретка — прямолнейное поступательное P_3 .

Внутренняя кинематическая связь группы осуществляется через функциональную цепь между кареткой и столом и имеет следующую структуру: каретка (P_3) \rightarrow пара винт-гайка с шагом $p = 24 \rightarrow$ \rightarrow цилиндрическая пара $\frac{96}{24} \rightarrow$ гитара профилирования $i_{\text{проф}} \rightarrow$ \rightarrow суммирующий механизм (дифференциал) $\Sigma \rightarrow$ червячная пара $\frac{1}{90} \rightarrow$ стол (B_3).

Внешняя кинематическая связь группы представляет собой цепь между электродвигателем M_3 и звеном присоединения к внутренней связи группы: $M_3 \rightarrow$ червячная пара $\frac{3}{35} \rightarrow$ реверс $P_1 \rightarrow$ гитара подач $i_s \rightarrow$ цилиндрические пары $\frac{27}{48}$ и $\frac{35}{54}$. Вал с шестерней $z = 54$ является звеном соединения внешней связи с внутренней.

Рассматриваемая группа обеспечивает сложное движение обкатки $\Phi_{22}(P_2B_2)$ с незамкнутой траекторией, которое нужно настраивать по пяти параметрам. На траекторию движения настраивают гитару профилирования $i_{\text{проф}}$, на скорость — гитару подач i_s , на направление — реверс P_1 , на исходную точку — вращательное движение каретки с помощью ходового винта с шагом $p = 24$, на путь — относительное положение устройств, ограничивающих путь — относительное положение устройств, ограничивающих путь — относительное положение устройств, ограничивающих путь — относительное положение устройств, ограничивающих путь.

Группа движения $D(B_3)$. Группа движения деления проста, и ее исполнительным органом является шпиндель поворотного

шлифовальный круг имеет вид диска, шлифование боковых поверхностей зубьев колеса ведется последовательно от одной впадины к другой. Поэтому в станке должно быть движение деления $D(B_3)$, реализуемое поворотом колеса на определенный угол.

Таким образом, кинематическая структура анализируемого станка должна содержать три группы формообразования и одну группу деления, причем три из них простые и одна — сложная.

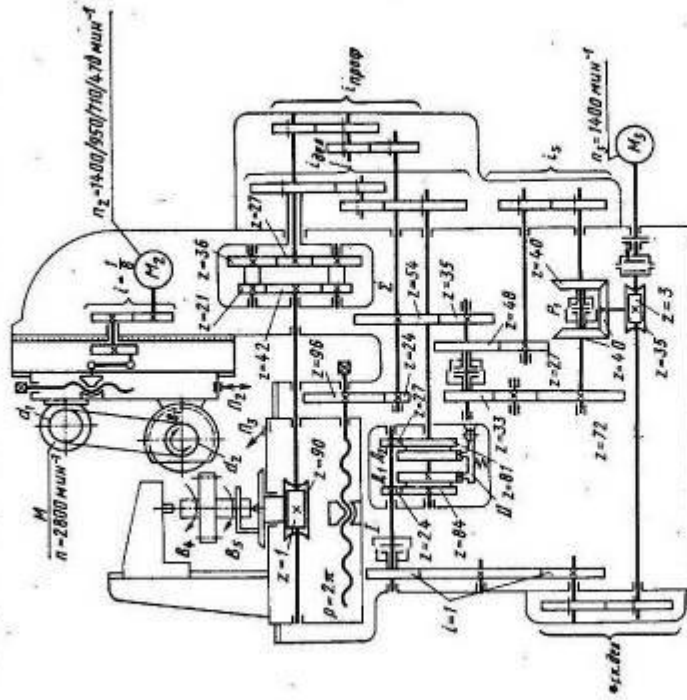


Рис. 3.7. Кинематическая схема станка для шлифования дисковым кругом прямозубых цилиндрических колес

Теперь следует проанализировать структуру каждой кинематической группы станка в отдельности (рис. 3.7).

Группа движения $\Phi_2(B_1)$. Исполнительным органом группы является шпиндель шлифовального круга. Внутренняя кинематическая связь группы осуществляется через связь вращательной кинематической пары, подвижным звеном которой является шпиндель круга, а неподвижным — опоры шпинделя. Внешняя кинематическая связь группы состоит из ременной передачи d_1/d_2 , соединяющей источник движения M_1 (электродвигатель) со шпинделем шлифовального круга. Группа обеспечивает вращательное движение с замкнутой траекторией, которое теоретически можно настраивать лишь по двум параметрам — скорости и направлению. Однако практической

где v — скорость движения долбяка, м/мин; $R_{ч.л}$ — радиус кривошипного диска; m ; L — ход долбяка, м;
 г) формула настройки:

$$n_2 = \frac{2v}{R_{ч.л}}$$

2. Формула настройки гитары профилирования $i_{проф}$. Этой гитарой устанавливается функциональное согласование перемещений стола с заготовкой и каретки, т. е. производится настройка на траекторию движения $\Phi_{s2}(P_3B_4)$.

Вывод формулы настройки:
 а) кинематическая цепь согласования: шпиндель стола — каретка;
 б) условие согласования перемещений конечных звеньев цепи:
 l об. заготовки \leftrightarrow $l_{мг}$ [мм] перемещений каретки,
 где m — модуль обрабатываемого зубчатого колеса, мм; z — число зубьев обрабатываемого колеса;
 в) уравнение кинематического баланса:

$$l \text{ об. заготовки} \cdot \frac{1}{21} \cdot \frac{90}{42} \cdot \frac{36}{27} \cdot \frac{1}{i_{проф}} \cdot \frac{24}{96} \cdot 2l = l_{мг}$$

г) формула настройки:

$$i_{проф} = \frac{120}{l_{мг}}$$

Следует заметить, что уравнение кинематического баланса любой кинематической цепи согласования может быть записано в двух вариантах. Вариант записи уравнения баланса зависит от того, с какого конца цепи его записывают. В рассматриваемом случае при втором варианте записи уравнение баланса цепи шпиндель стола — каретка имеет вид

$$l \text{ мм перемещения каретки} \cdot \frac{1}{21} \cdot \frac{96}{24} \cdot i_{проф} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{21}{42} \cdot \frac{1}{90} = \frac{l}{l_{мг}}$$

3. Формула настройки гитары подачи i_s . Этой гитарой устанавливается согласование скоростей электродвигателя M_3 и каретки, т. е. производится настройка на скорость движения $\Phi_{s2}(P_3B_4)$.

Вывод формулы настройки:
 а) кинематическая цепь согласования: электродвигатель M_3 — каретка;
 б) условие согласования скоростей конечных звеньев цепи:
 1400 [мин⁻¹] электродвигателя $M_3 \leftrightarrow S$ перемещения каретки;
 в) уравнение кинематического баланса

$$1400 \cdot \frac{3}{35} \cdot \frac{40}{40} \cdot i_s \cdot \frac{27}{48} \cdot \frac{35}{54} \cdot \frac{24}{96} \cdot 2l = S;$$

г) формула настройки:

$$i_s = \frac{S}{69}$$

4. Формула настройки гитары деления $i_{дел}$. Гитара деления предназначена для настройки движения $D(B_0)$ на путь. Это периоди-

стола. Внутренняя кинематическая связь группы обеспечивается связью вращательной кинематической пары поворотный стол — каретка. Внешняя кинематическая связь группы представляет собой кинематическую цепь от электродвигателя M_3 до шпинделя стола: $M_3 \rightarrow$ гитара скорости деления $i_{ск.дел} \rightarrow$ цилиндрические колеса с $i = 1 \rightarrow$ делительный механизм с дисками D_1 и $D_2 \rightarrow$ гитара деления $i_{дел} \rightarrow$ суммирующий механизм $\Sigma \rightarrow$ червячная пара $\frac{1}{90} \rightarrow$ стол (B_0).

Движение деления простое, с незамкнутой траекторией и направляется не по четырем параметрам, а по трем: на путь — гитарой деления $i_{дел}$; на скорость — гитарой скорости деления $i_{ск.дел}$ и на исходную точку — вручную. Настройку на параметр направления не применяют.

Так как группы движений $\Phi_{s2}(P_3B_4)$ и $D(B_0)$ имеют общий исполнительный орган — шпиндель стола, то они должны быть кинематически соединены между собой. Группы соединены пиллярным дифференциалом Σ . Он позволяет, не прекращая движения $\Phi_{s2}(P_3B_4)$, осуществить делительное движение $D(B_0)$. Поэтому во время делительного процесса благодаря дифференциалу шпиндель стола получает суммарное движение $B_0 \pm B_0$. Сам же делительный процесс наступает тогда, когда включена муфта I и вынут из прорезей делительных дисков D_1 и D_2 фиксатор II , и оканчивается после западания фиксатора одновременно в прорези обоих делительных дисков и отключения муфты I . Так как шифовальные впадины между зубьями обрабатываемого колеса происходят последовательно, то за время одного делительного цикла обрабатываемое колесо, закрепленное на столе, поворачивается на $\frac{1}{2}$ целого оборота, где z — число зубьев обрабатываемого колеса.

В данном станке кинематическая настройка осуществляется пятью органами настройки: электродвигателем M_3 и четырьмя гитарами сменных зубчатых колес (профилирования $i_{проф}$, подач i_s , деления $i_{дел}$ и скорости деления $i_{ск.дел}$). Каждый орган настройки имеет свою формулу настройки.

1. Формула настройки скорости электродвигателя M_3 . Электродвигатель служит не только источником движения полузна с шифовальным кругом со скоростью n_3 , но и выполняет роль органа настройки этой скорости.

Вывод формулы настройки:

- а) кинематическая цепь согласования: электродвигатель M_3 — полузна;
- б) условие согласования скоростей конечных звеньев цепи:
 n_3 электродвигателя $M_3 \leftrightarrow k$ полузна,

где n_3 — частота вращения электродвигателя M_3 , мин⁻¹; k — число двойных ходов полузна в минуту; \leftrightarrow — знак соответствия.

в) уравнение кинематического баланса

$$n_3 \cdot \frac{1}{8} = k = \frac{v}{2L} = \frac{v}{2 \cdot 2R_{ч.л}}$$

5. Формула настройки гитары скорости деления $i_{\text{ск. дел.}}$. Данная гитара предназначена для установления согласования оборотов делительного диска D_1 и электродвигателя M_2 за время делительного цикла.

Вывод формулы настройки:

а) кинематическая цепь согласования: делительный диск D_1 — электродвигатель M_2 ;

б) условия согласования перемещений конечных звеньев цепи согласования:

6 об. делительного диска $D_1 \leftrightarrow \frac{1400}{60} t$ об. электродвигателя M_2 ,

где t — время делительного цикла, с;

в) уравнение кинематического баланса:

$$6 \cdot \frac{84}{24} \cdot 1 \cdot i_{\text{ск. дел.}} = \frac{1400}{60} t;$$

г) формула настройки:

$$i_{\text{ск. дел.}} = \frac{9}{10 \cdot t}.$$

ческое движение происходит, когда включена муфта I и фиксатор II вынут из прорезей делительных дисков D_1 и D_2 . При этом диски освобождены для вращения, и движение D (B_3) передается через делительный диск D_1 , гитару деления $i_{\text{дел}}$ и дифференциал к столу. Время осуществления этого движения называют делительным циклом.

Выводы формулы настройки:

а) кинематическая цепь согласования: делительный диск D_1 — шпиндель стола;

б) условие согласования перемещений конечных звеньев цепи: n_D , оборотов делительного диска $D_1 \leftrightarrow \frac{1}{z}$ оборота стола;

в) уравнение кинематического баланса:

$$n_D \cdot i_{\text{дел.}} \cdot i_Z \cdot \frac{1}{90} = \frac{1}{z},$$

где i_Z — передаточное отношение дифференциала;

г) формула настройки:

$$i_{\text{дел.}} = \frac{90}{n_D \cdot i_Z z}.$$

Определим численное значение n_D , оборотов диска D_1 за один делительный цикл и i_Z — передаточное отношение дифференциала.

После того как фиксатор II вынут из прорезей дисков D_1 и D_2 , они начинают вращаться, причем с различными скоростями. Через некоторое время прорези дисков окажутся в одной плоскости, и фиксатор западает одновременно в прорези обоих дисков. В этот момент оканчивается делительный цикл.

Подсчитаем относительные повороты дисков. За один оборот диска D_1 диск D_2 должен сделать $\frac{84}{24} \cdot \frac{27}{81} = \frac{7}{6}$ оборота. Следовательно, диск D_2 вращается быстрее диска D_1 , и за время делительного цикла диск D_2 делает семь оборотов, а диск D_1 — шесть оборотов, т. е. $n_D = 6$.

Передаточное отношение дифференциала $i_Z = \frac{n_{42}}{n_9}$ определим по формуле Виллиса:

$$\frac{n_{42} - n_9}{n_{27} - n_9} = \frac{27}{36} \cdot \frac{21}{42};$$

при $n_{27} = 0$ получим $\frac{n_{42}}{n_9} = \frac{3}{8} = i_Z$, где n_{42} , n_{27} и n_9 — частоты вращения соответственно колес $z = 42$, $z = 27$ и водила дифференциала.

С учетом численных значений n_D и i_Z формула настройки гитары деления имеет вид

$$i_{\text{дел.}} = \frac{40}{z}.$$

Раздел 2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки

Тема 2.1. Типовые конструкции токарных станков (Дискуссия 1 ч.)

На станках токарной группы обрабатывают детали типа валов, дисков и втулок, осуществляя obtачивание наружных цилиндрических поверхностей, торцов и уступов, прорезание канавок и отрезку, растачивание отверстий (цилиндрических, конических и фасонных), obtачивание конических и фасонных поверхностей, сверление, зенкерование и развертывание отверстий, нарезание наружной и внутренней резьбы резцом, нарезание резьбы метчиком и плашкой, вихревое нарезание резьбы, накатывание рифленых поверхностей.

Главным движением, определяющим скорость резания, является вращение шпинделя, несущего заготовку. Движением, определяющим величину продольных и поперечных подач, является движение суппорта, в котором закрепляют резцы, а при обработке концевым инструментом движение подачи получает задняя бабка станка. По классификации (см. табл. 1.1) токарные станки относят к 1-й группе.

Традиционная компоновка токарно-винторезного станка общего назначения показана на рис. 5.1. На основании 1 закреплены станина 11 и корыто 12. На станине размещены передняя бабка 3 и коробка подач 2. По направляющим станины перемещаются суппорт 6 с фартуком 9 и задняя бабка 7. Двигатель установлен в основании и закрыт кожухом.

Движение от коробки подач передается механизмам фартука или через ходовой вал 8 (при точении), или через ходовой винт 10 (при нарезании резьбы резцом). На передних стенках фартука, коробки передач и передней бабки сосредоточены рукоятки управления станком. Экран 4 и щиток 5 обеспечивают безопасность

работы на станке. Основное электрооборудование станка сосредоточено в электрошкафу 13.

В легких токарных станках применяют разделенный привод главного движения. В этом случае коробки скоростей устанавливают в основании станка, а в передней бабке (шпиндельной) размещают шпиндель и перебор.

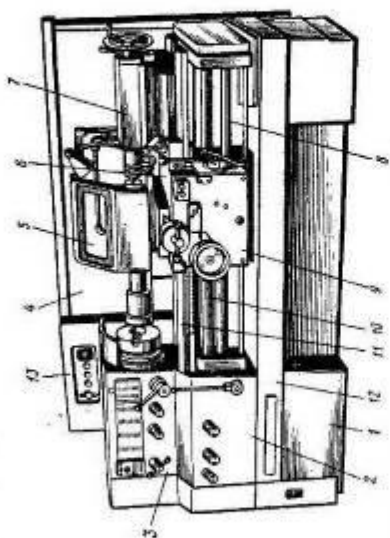


Рис. 5.1. Токарно-винторезный станок

Станки с чистовым программным управлением имеют часто традиционную компоновку станков общего назначения такого же размера (рис. 5.2). Многооперационные станки токарного типа имеют компоновки, существенно отличные от традиционной.

Станины токарных станков представляют собой сложные корпусные отливки коробчатой формы; они служат для монтажа основных узлов станка.

Развертка валов передней бабки токарно-винторезного станка общего назначения приведена на рис. 5.3. Изменение частот вращения шпинделя 1 осуществляется посредством групповых передач с подвижными блоками 2, 4, 5, 6. Муфта 3 предназначена для изменения направления вращения шпинделя. Она имеет два пакета фрикционных дисков. Включение левого пакета обеспечивает прямое направление вращения шпинделя.

В передней бабке расположен привод механизма подач, содержащий звено увеличения шага и реверсивный механизм. В качестве передней опоры шпинделя использован двухрядный роликоподшипник типа 3182000 с короткими цилиндриче-



Рис. 5.2. Токарный станок с числовым программным управлением

шпиники, воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузки. Натяг в этих опорах регулируют гайками 1 и 3 и дистанционными кольцами 2 и 4. Роликовый подшипник, установленный в задней

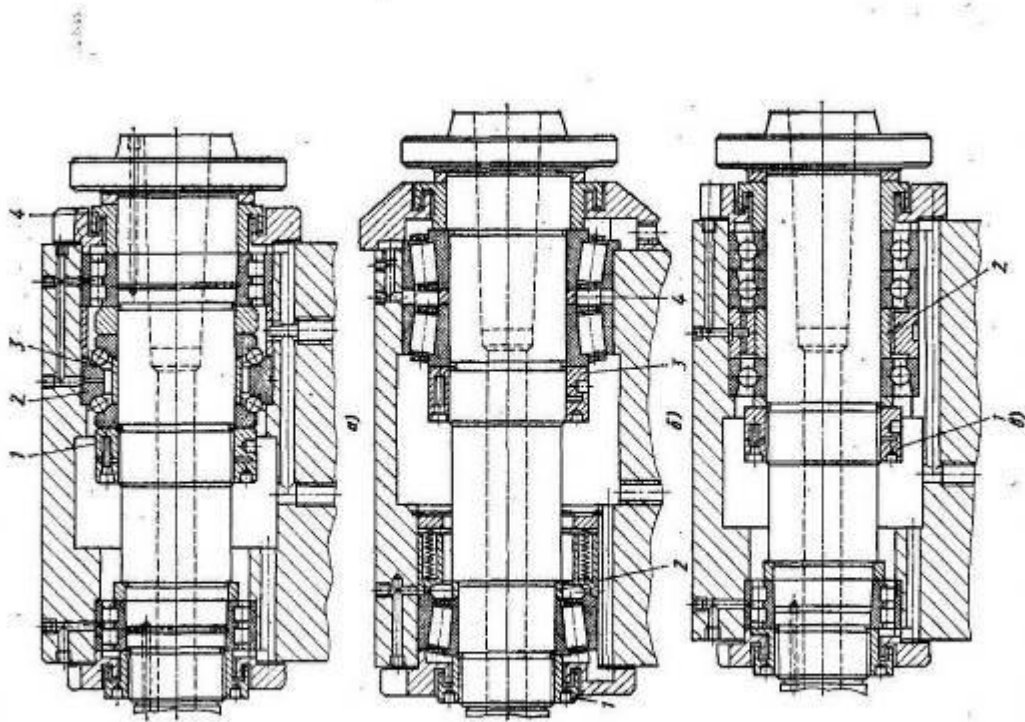


Рис. 5.4. Шпиндельные узлы токарных станков
опоре шпинделя, имеет пружинную компенсацию возникающего в процессе эксплуатации зазора.
На рис. 5.4, в представлен шпиндельный узел быстроходного токарного станка, в качестве передней опоры шпинделя которого

скими роликами. Он установлен на конической шейке шпинделя с конусностью 1 : 12.

В качестве опор шпинделей токарных станков применяют и другие конструкции подшипников качения. На рис. 5.4, а показан шпиндельный узел, в котором в качестве радиальных опор при-

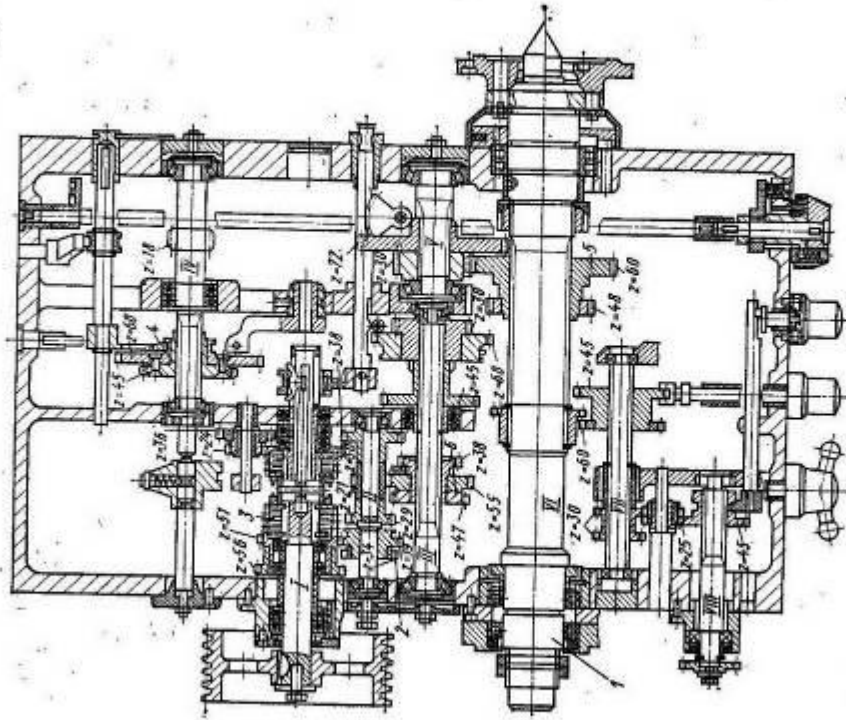


Рис. 5.3. Развертка валов передней бабки токарно-винторезного станка

менены роликовые подшипники, а в качестве осевой опоры использован упорно-радиальный шарикоподшипник 2. Предварительный натяг в передней опоре шпинделя обеспечивается гайкой 1 и двумя дистанционными кольцами 3 и 4, размер которых определяют заранее. Таким образом, удается одной гайкой 1 обеспечить регулирование двух подшипников.

На рис. 5.4, б показан шпиндельный узел, в качестве передней и задней опор которого использованы конические роликовые под-

применены радиально-упорные шариковые подшипники, их натяг обеспечивается гайкой 1 и дистанционным кольцом 2.

В станках особо высокой точности в передней бабке располагают только шпиндель, причем в качестве опор преимущественно используют гидродинамические или гидростатические подшипники.

Коробки подач (рис. 5.5) станков общего назначения представляют собой многоваловые коробки с групповыми передачами, переключаемыми блоками. Направление движения от вала к валу изменяется зубчатыми муфтами внутреннего зацепления M_1 , M_2 , M_3 и M_4 . В токарно-винторезных станках выходными звеньями коробок подач являются ходовой винт 1 и ходовой вал 2.

Суппорт токарно-винторезного станка показан на рис. 5.6. По направляющим станины посредством винтовой или реечной передачи (на рисунке не показаны) перемещается каретка 6, по которой ходят поперечные салазки 4. Механическое или ручное перемещение салазок осуществляется парой винт—гайка 7—8. На салазках 4 установлена поворотная плита 3, имеющая направляющие типа ласточкина хвоста, по которым перемещаются верхние (резовые) салазки 2. На резовых салазках установлены передний поворотный 1 и задний 5 резцедержатели.

В станках с числовым программным управлением на поперечном суппорте устанавливают многопозиционные поворотные резцедержатели и револьверные головки.

Поворотный резцедержатель с горизонтальной осью вращения, несущий шестипозиционную инструментальную головку, показан на рис. 5.7. В исходном положении инструментальная головка (рис. 5.8) закреплена на валу 9 (см. рис. 5.7), полумуфта 7 жестко связана с валом и введена в зацепление с полумуфтой 6, закрепленной на корпусе 13. Зубья полумуфт 7 и 6 выполнены плоскими и предназначены для точной фиксации положения инструментальной головки. Пружина 1 сжата, а кулачки кулачковых полумуфт 3 и 8 контактируют по торцам. При подаче команды на поворот электродвигатель 12 через цилиндрическую и червячную 5—2 передачи поворачивает кулачковую полумуфту 8; при этом полумуфта 9, жестко закрепленная на валу 9, под действием пружины 1 входит в зацепление с полумуфтой 8, а вал подается влево, и полумуфты 6 и 7 выходят из зацепления. Вал 9 с инструментальной головкой продолжает вращаться до тех пор, пока кулачок 10 не нажмет на конечный выключатель 11. При этом двигатель 12 реверсируется, а полумуфта 7 фиксируется фиксатором (на рисунке не показан), допускающим ее осевое перемещение. Реверс полумуфты 8 вызывает осевое перемещение вала 9 вправо, так как кулачки зафиксированной от поворота полумуфты 3 выходят из зацепления с кулачками полумуфты 8. При перемещении вала 9 вправо полумуфты 6 и 7 входят в зацепление, сжимая пружину 1 и точно фиксируя угловое положение инструментальной головки. В конце хода вала 9 фиксатор зажима выключает электродвигатель 12. Резцедержатель готов к выполнению очередной операции.

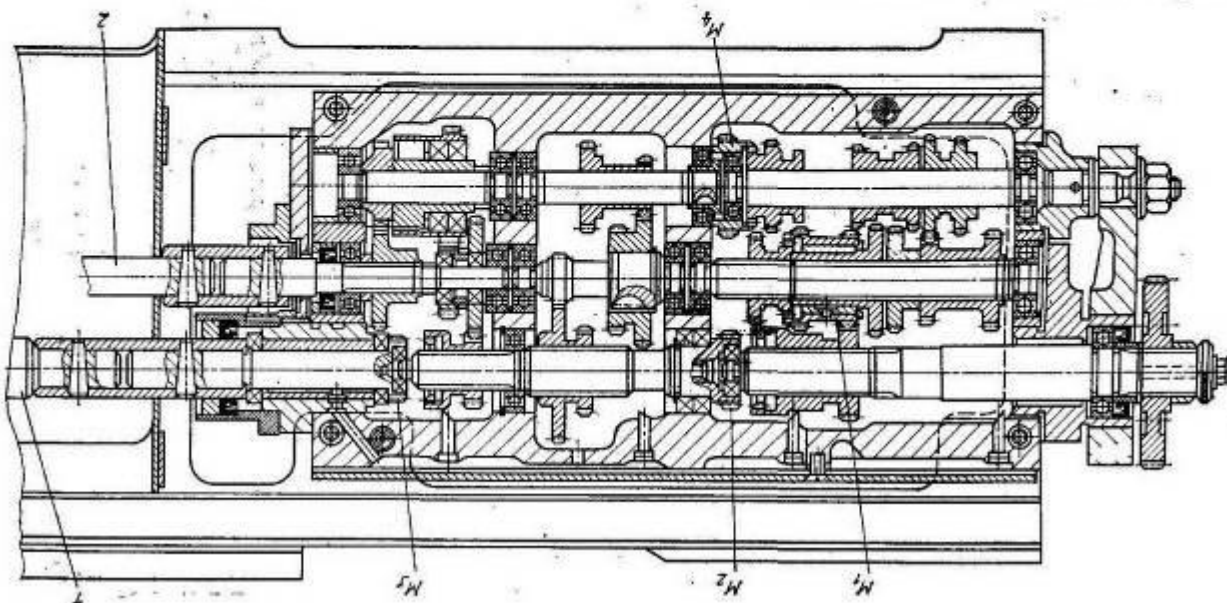


Рис. 5.5. Коробка подач токарного станка

Задняя бабка токарного станка общего назначения показана на рис. 5.9. Корпус 14 бабки устанавливается на основании 15, которое крепят к направляющим станины 1 планкой 3 и винтами 2 и 4, один из которых (4) связан с эксцентриковым механизмом 5 с рукояткой 6. В корпусе 14 размещена пиноль 10 с центром 12. Пиноль 10 перемещается парой винт-гайка 9—8. Неподвижный в осевом направлении винт 9 связан с маховиком 7. Положение пиноли фиксируют поворотом рукоятки 11, связанной с винтом 13. При зажиме по винту перемещаются встречно две втулки 16 и 17 со скосами, контактирующими с наружной поверхностью пиноли.

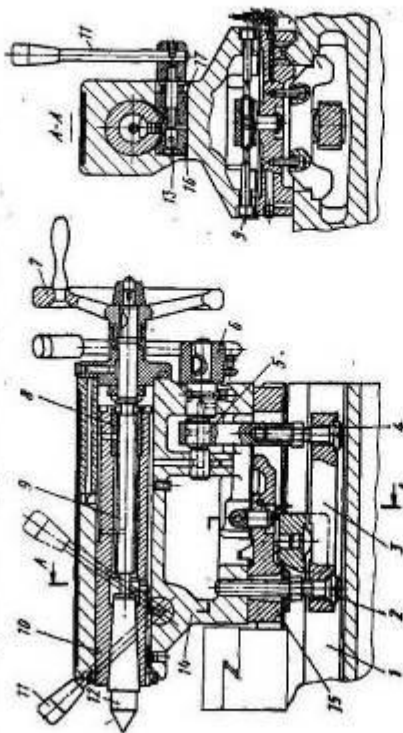


Рис. 5.9. Задняя бабка токарно-винторезного станка

Задняя бабка может быть соединена с кареткой суппорта для получения подачи. В станках с числовым программным управлением пиноль задней бабки перемещается автономным приводом, чаще гидравлический.

Для облегчения перемещения задней бабки по направляющим станины применяют пневморазгрузку. Воздух подается от цеховой пневмосети к направляющим бабки через пневмораспределитель, связанный с рукояткой зажима-разжима бабки.

Приспособления для токарных станков можно разделить на два вида: приспособления, предназначенные для крепления деталей, и приспособления, предназначенные для крепления инструмента. К первому виду относят патроны (самоцентрирующие и поводковые), хомутики, упорные центры, лонеты и оправки.

Трехкулачковые самоцентрирующие патроны с различными механизмами привода кулачков приведены на рис. 5.10. Патрон с клиновым зажимом и шестеренно-реечным механизмом синхронизации перемещения кулачков показан на рис. 5.10, а. На торцах кулачков 1 и гранях реек 2 выполнены клиновые поверхности. Рейки 2 связаны с центральной шестерней 4. Одна из реек перемещается вручную винтом 3. Патрон со спирально-реечным механизмом зажима и механизмом синхронизации показан на рис. 5.10, б. На торцах

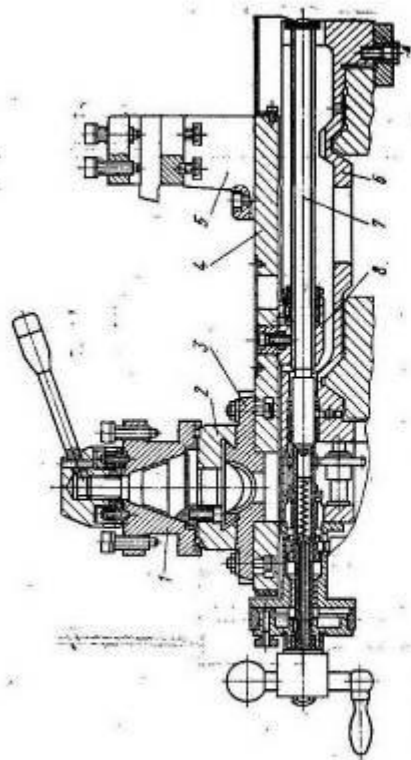


Рис. 5.6. Суппорт токарно-винторезного станка

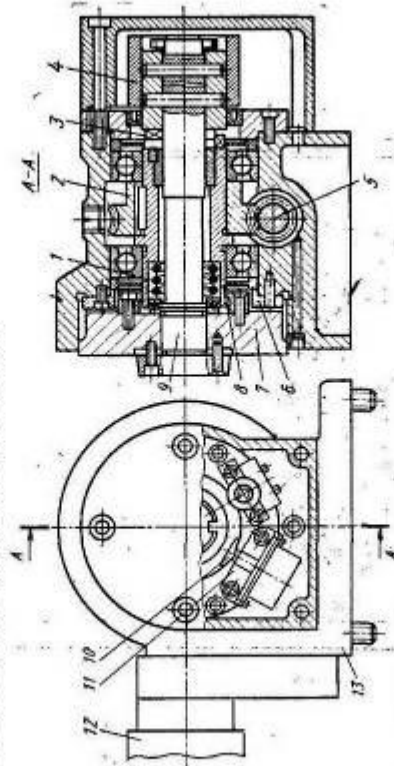


Рис. 5.7. Поворотный резцедержатель

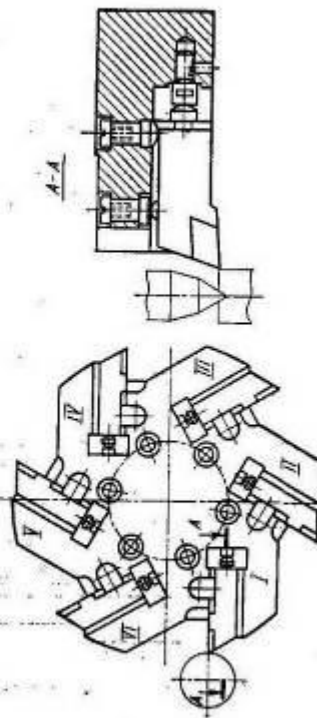


Рис. 5.8. Инструментальная головка

емым при разжиме посредством ключа. Для закрепления несимметричных деталей используют четырехкулачковые патроны.

В станках с числовым программным управлением применяют патроны с электромеханическим, гидравлическим и пневматическим приводами.

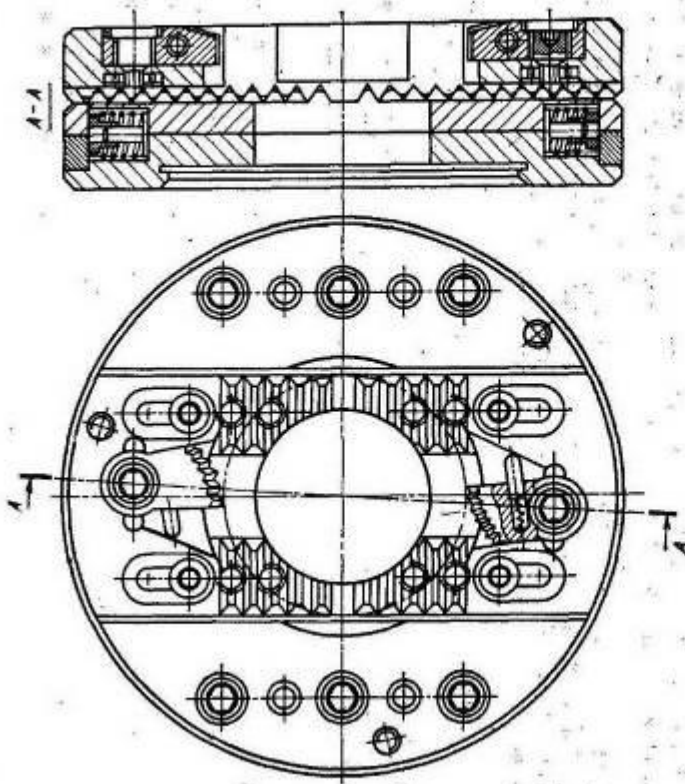


Рис. 5.10. Самоцентрирующий поворотный патрон

Электромеханический привод рычажного токарного патрона показан на рис. 5.11. Электродвигатель 1 через зубчатый редуктор (колеса 2—6) вращает колесо 7, свободно сидящее на гайке 9. На колесе 7 и гайке 9 имеются выступы 8 и 10, образующие однооборотную муфту. Гайка 9 взаимодействует с винтом 11, установленным в корпусе редуктора с возможностью осевого перемещения и связанном с тягой 12, размещенной в отверстии шпинделя станка. Перемещение тяги 12 вызывает поворот рычагов 13 и радиальное перемещение кулачков 14 патрона.

Самоцентрирующий поворотный патрон (рис. 5.12) широко применяют в тех случаях, когда деталь уже установлена в центрах станка и требуется только передача крутящего момента от шпинделя к детали.

кулачков 1 нарезаны зубья рейки, взаимодействующие со спиральным диском 2, на задней поверхности которого нарезаны зубья конического венца 3, зацепляющиеся с ведущими шестернями 4.

Патрон с эксцентриковым механизмом зажима и механизмом синхронизации показан на рис. 5.10, в. На кулачках 1 выполнены

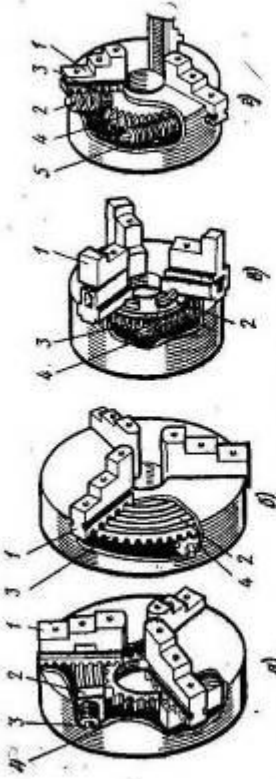


Рис. 5.10. Трехкулачковые самоцентрирующие патроны

впадины, входящие в зацепление с эксцентричными выступами 2, расположенными на торце червячного колеса 3, которое вращают посредством червяка 4. Патрон с винтовым механизмом зажима и шестеренным механизмом синхронизации показан на рис. 5.10, г.

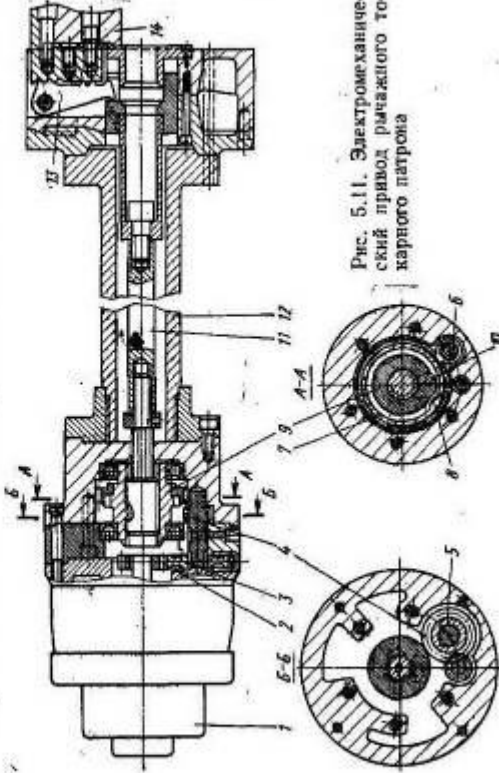


Рис. 5.11. Электромеханический привод рычажного токарного патрона

На торцах кулачков 1 нарезаны гайки, взаимодействующие с закреплёнными в корпусе патрона винтами 2, на концах которых выполнены конические зубчатые колеса 3, зацепляющиеся с центральными коническими колесом 4. На периферии колеса 4 нарезан червячный венец, взаимодействующий с червяком 5, поворачива-

Тема 2.2. Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков (Дискуссия 1 ч.)

Вертикально-сверлильный станок 2Н135. Станок предназначен для сверления, рассверливания, зенкерования, развертывания, зенкования, резьбонарезания метчиками в условиях единичного и мелкосерийного производства.

Техническая характеристика станка

Наибольший условный диаметр сверления, мм	35
Число частот вращения шпинделя	12
Диапазон частот вращения шпинделя, мин ⁻¹	31,5–1400
Число подач шпинделя	9
Диапазон подач шпинделя, мм/об	0,1–1,6

Инструменту, закрепленному в шпинделе 6 (рис. 108, а) сверильной головки (СГ) 4, сообщают вращательное движение резания и поступательное движение подачи. Заготовка, установленная на столе станка 7, в процессе резания неподвижна. Несущая колонка (К) 2 прикреплена к плите (П) 1 и снабжена вертикальными направляющими типа ласточкиного хвоста для установочного перемещения стола и сверильной головки. В сверильной головке размещена коробка подач и коробка скоростей. Станок имеет систему подвода СОЖ 3. Перемещение стола и сверильной головки, а также шпинделя станка осуществляется рукоятками 5 и 8.

Цепь главного движения, движения резания (рис. 109) соединяет электродвигатель М1 со шпинделем V1 через коробку скоростей КС, блок 25-30-35, 35-42, 50-15.

Штурвальное устройство сверильной головки (рис. 109 разрез А-А) позволяет вручную подвести инструмент к заготовке и отвести его, включить и выключить рабочую подачу, ускорить движение без выключения рабочей подачи, осуществить подачу, используемую при нарезании резьбы, из четырех полумуфт М4 и М5 с валом XII шлицами связана ведомая часть М4. Она получает вращение от штурвала Р1 через ведущую часть М4 при подводе. По окончании подвода при нарезании требуется большой крутящий момент, который не может быть передан зубьями муфты М4, сжатыми пружиной на валу XII. Полумуфта М2 отжимается, пресодолевая пружину, муфта М5 включается и передает вращение валу XVII от червячного колеса 60 через собачки С и полумуфту М4. Если необходимо осуществить ручную рабочую подачу, вал XII поворачивают штурвалом непосредственно через штифт Ш1, при этом собачки С проскакивают по зубьям торцового храповика на полумуфте М4. Этот храповой механизм является механизмом обгона. Ручная подача при нарезании резьбы включается нажимом кулачка со штиф-

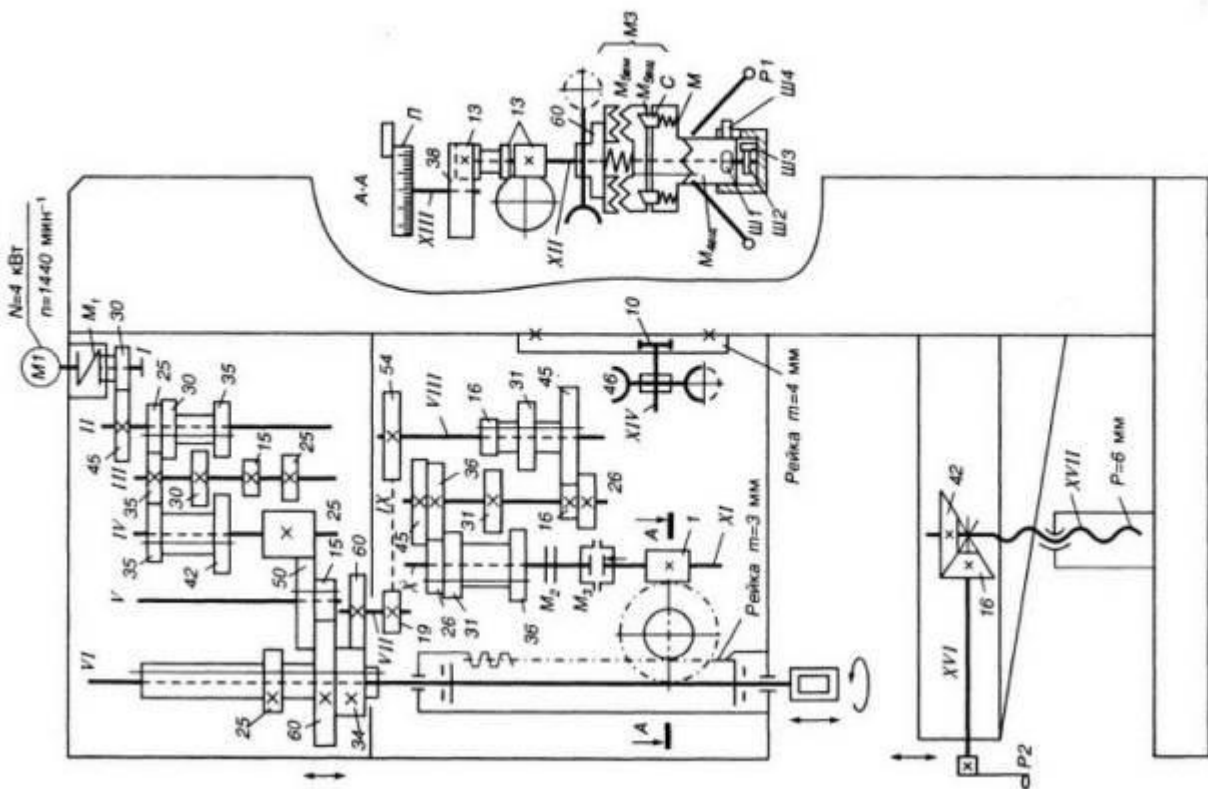


Рис. 109. Кинематическая схема станка 2Н135

кольца 4 шарики выходят из лунок втулки 2 в выточку кольца — втулка освобождается.

Инструменты устанавливаются также в специальные головки, закрепленные на гильзе шпинделя. В револьверной головке может быть от двух до семи последовательно работающих инструментов. У многошпиндельных головок либо постоянное расположение шпинделей, либо можно изменять расстояния между осями одновременно работающих инструментов. Применение шпиндельных головок значительно повышает производительность труда.

Расточные станки предназначены для растачивания и сверления отверстий, фрезерования и обтачивания вертикальных и горизонтальных плоских и фасонных поверхностей набором фрез или резцов, нарезания резьбы и других операций при обработке корпусных деталей в мелкосерийном и серийном производстве. В зависимости от характера операций, назначения и конструктивных особенностей расточные станки подразделяют на универсальные и специальные. Универсальные станки делают на горизонтально-расточные и алмазно-расточные (отделочно-расточные) и координатно-расточные. Для расточных станков наиболее существенными параметрами, определяющими основные данные станка, являются диаметр расточного шпинделя и размеры поворотного стола.

Выпускают горизонтально-расточные станки с диаметром шпинделя 80—32 мм и с рабочим размером поворотных столов от 800—900 до 1600—1800 мм.

Универсальный горизонтально-расточной станок 2620В. Универсальный горизонтально-расточной станок 2620В (рис. 112) предназначен для обработки корпусных деталей из черных и цветных металлов и сплавов. На станке производят растачивание, сверление, зенкерование отверстий, подрезку торцов, обрабатывают наружные и внутренние выточки, канавки, конусы, нарезают наружную и внутреннюю резьбу. На станине 3, имеющей коробчатую форму и внутренние ребра жесткости, справа жестко установлена стойка 10. По вертикальным направляющим стойки перемещается уравновешенная шпиндельная бабка 9, в которой размещены механизм главного движения, механизм перемещения выдвигного шпинделя, механизм вращения планшайбы, механизм радиального перемещения суппорта 8 по пазу планшайбы 7.

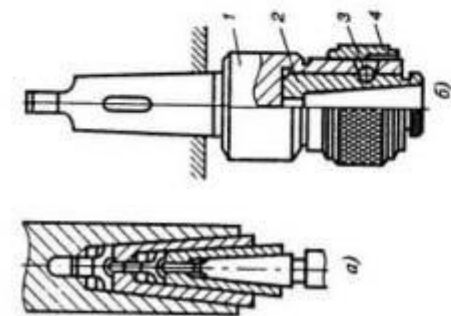


Рис. 111. Устройство для закрепления инструмента в сверлильных станках

том ШЗ (на рис. включена), тогда вращение от штурвала передается через штифты Ш4, Ш3, Ш2.

Лимб Л связан с валом ХII передачей 13/38 с внутренним зацеплением и позволяет вести отсчет глубины обработки, а также настраивать положение кулачка, реверсирующего шпиндель, и кулачка, отключающего подачу по заданной глубине (отключающего предохранительную муфту МЭ).

Механизм ручного перемещения сверлильной головки состоит из червячной передачи 1/46, реечного колеса 10 на валу ХIV и рейки $m = 4$ мм, привернутой к колонне. Колесо 10 перекачивается по рейке и перемещает головку.

Механизм перемещения стола состоит из рукоятки Р2, конической передачи 16/42, передачи винт-гайка с шагом $P = 6$ мм.

Конструкция шпиндельного узла привернута на рис. 110. Опоры шпинделя 4 смонтированы в гильзе 5. В радиальном направлении шпиндель удерживается шарикоподшипниками 7 и 2. Основную осевую нагрузку воспринимают упорный подшипник 6, а вес шпинделя — подшипник 3. Предварительный натяг в подшипнике 3 и 6 регулируют гайкой 1. Шлицевой хвостовик шпинделя получает вращение от коробки скоростей. Рычаг 8 служит для выталкивания хвостовика инструмента из шпинделя и действует при подъеме шпинделя, когда втулка 9 упирается в корпус сверлильной головки.

Для закрепления режущего инструмента конический хвостовик может быть установлен в коническое отверстие шпинделя непосредственно или с помощью переходных втулок (рис. 111, а). Инструменты с цилиндрическими хвостовиками закрепляют в кулачковом или цанговом патроне, вставленном в шпиндель. Быстросменный патрон (рис. 111, б) допускает смену инструмента на ходу. Втулка 2 с инструментом удерживается в корпусе 1 патрона шариками 3. При подъеме

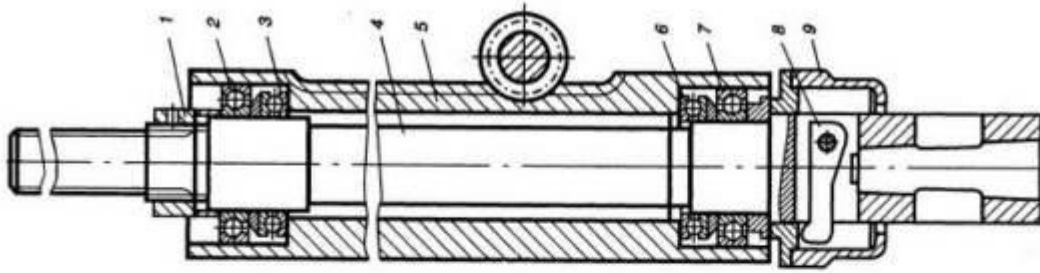


Рис. 110. Шпиндельный узел вертикально-сверлильного станка

На горизонтальных направляющих станины 13 установлен стол 4 с зажимным устройством для фиксации положения салазок в продольном направлении. На поперечных направляющих установлен верхний суппорт 5 с поворотным столом 6 и зажимные устройства. В правой нижней части станины установлен привод подачи станка. На станине установлена задняя стойка 1 с люнетом 2, который перемещается по вертикальным направляющим задней стойки вместе со шпиндельной бабкой. Электрошкаф 11 охлаждается вентилятором 12.

Техническая характеристика станка

Диаметр выдвигного шпинделя, мм	90
Размеры стола, мм:	
длина	1250
ширина	1120
Наибольшие перемещения стола, мм:	
поперечное	1000
продольное	1090
Наибольшее вертикальное перемещение шпиндельной бабки, мм	1000
Наибольшая масса изготавливаемой заготовки, кг	2000
Наибольшее осевое перемещение выдвигного шпинделя, мм	710
Частота вращения, мин ⁻¹ :	
шпинделя	12,5—1600
планшайбы	8—200
Осевая подача шпинделя, мм/мин	2,2—1760
Мощность электродвигателя главного движения, кВт	8,5—10
Масса станка, т	12,5

Принцип работы станка заключается в следующем. Инструмент крепят в шпинделе или в суппорте планшайбы, он получает главное движение — вращение. Заготовку устанавливают непосредственно на столе станка или в приспособление. Столу сообщается продольное или поперечное поступательное движение — движение подачи. Шпиндельная бабка перемещается в вертикальном направлении по передней стойке (одновременно с ней перемещается вертикально опорный люнет на задней стойке). Расточной шпиндель получает поступательное перемещение (при растачивании отверстий, нарезании внутренней резьбы). Суппорт планшайбы перемещается по планшайбе в радиальном направлении. Все эти движения являются движениями подачи.

Главное движение в станке — вращение шпинделя и планшайбы. Шпиндель и планшайба станка вращаются от двухскоростной электродвигателя мощностью 8,5—10 кВт через коробку скоростей с двумя тройными блоками зубчатых колес B1 и B2 (рис. 113). Планшайба 4 начинает вращаться при включении муфты M₁, которая приводит в

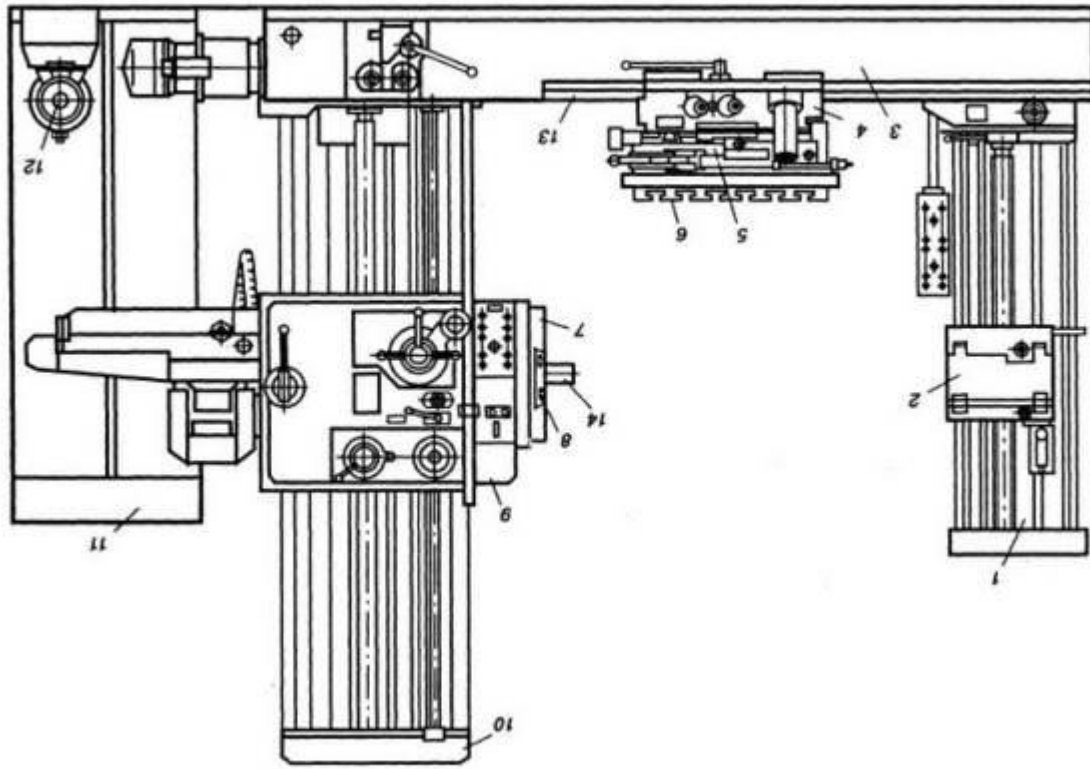


Рис. 112. Универсальный горизонтальный расточный станок 2620В

движение зубчатое колесо 21, свободно посаженное на валу IV. От вала IV через передачу 21/92 получает вращение пустотелый вал VIII и закрепленная на нем планшайба 4.

Уравнение кинематической цепи для минимальной частоты вращения планшайбы $n_{\text{планш.}} = 1500 \times (18/72) \times (19/60) \times (19/61) \times M_1 \times \chi(21/92) = 8 \text{ мин}^{-1}$.

Шпиндель 6 получает вращение через колеса 30/86 (как показано на схеме) или через зубчатые колеса 47/41 в зависимости от положения муфты M_2 .

Уравнение кинематической цепи для минимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шпинд.}} = 1500 \times (18/72) \times (19/60) \times (19/16) \times (30/86) = 12,5 \text{ мин}^{-1}$.

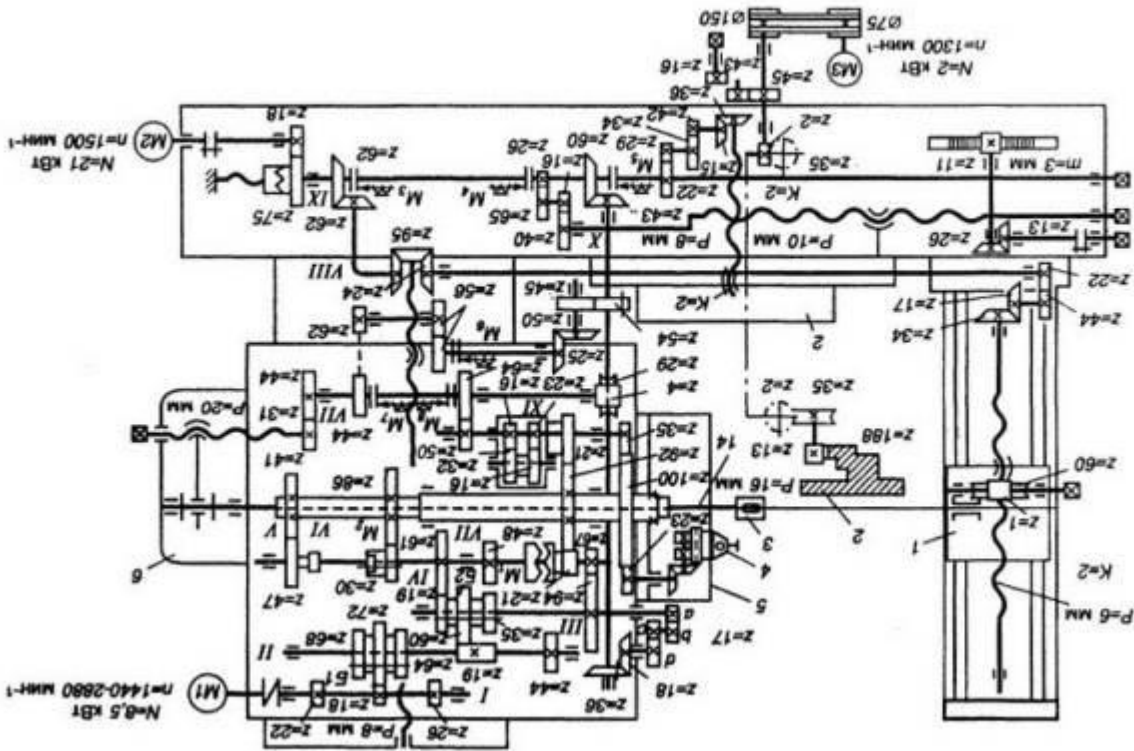
Подачи и быстрые установочные перемещения рабочих органов станка осуществляются от регулируемого электродвигателя M_2 мощностью $N = 2,1 \text{ кВт}$, работающего в системе генератор-двигатель. Подача и скорость установочных перемещений регулируются в широких пределах путем бесступенчатого изменения частоты вращения вала электродвигателя. Движения рабочих органов станка реверсируются также электродвигателем. От этого электродвигателя могут осуществляться следующие механические подачи и установочные движения рабочих органов: осевая подача расточного шпинделя 14, радиальная подача суппорта 4, вертикальное перемещение шпиндельной бабки 9 и одновременное перемещение люнета 2, поперечная и продольная подачи стола 6.

Осевое перемещение расточного шпинделя может осуществляться механически и вручную. Осевая подача расточного шпинделя осуществляется от электродвигателя постоянного тока M_2 мощностью $N = 2,1 \text{ кВт}$ через цилиндрическую пару 18/75, электромагнитную муфту M_5 , коническую пару 60/48, цилиндрические колеса 54/45, коническую передачу 50/25, муфту M_6 , цилиндрические колеса 56/56, 62/44, 44/31 и ходовой винт с шагом $p = 20 \text{ мм}$.

При нарезании резьбы необходимо, чтобы за один оборот шпинделя осевое перемещение его было равно шагу нарезаемой резьбы. Расчетная кинематическая цепь при нарезании резьбы начинается от шпинделя 6 и заканчивается его осевым перемещением. Необходимый шаг нарезаемой резьбы обеспечивается подбором сменных колес $a/b, c/d$.

Радиальное перемещение суппорта планетарного осуществляется через планетарный механизм. Корпус планетарного механизма вращается от вала VIII планшайбы через косозубую передачу 92/21. Кроме того, зубчатое колесо $Z = 16$ этого механизма вращается от вертикального вала через червячную пару 4/29, муфту M_6 и цилиндрическую пару 64/50. Планетарный механизм, суммируя оба эти движения, вращает вал с зубчатым колесом $Z = 35$ и через зубчатую передачу 35/100, 100/23, конические колеса 17/17 и червячно-реечную передачу перемещает радиальный суппорт планшайбы.

Рис. 113. Кинематическая схема станка 2620В



Раздел 3. Станки для абразивной обработки

Тема 3.1. Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки (Дискуссия 1 ч.)

Станок 3Е71В. Станок имеет прямоугольный стол и горизонтальный шпиндель. Он предназначен для обработки плоских поверхностей заготовок. Класс точности станка В.

Техническая характеристика станка. Размеры рабочей поверхности стола 630—200 мм, пределы скоростей продольного перемещения стола 2—35 м/мин, пределы скоростей поперечного перемещения крестового суппорта 0,1—0,09, габаритные размеры станка 2700 x 1775 x 1910 мм, пределы вертикальных подач шлифовальной головки 0,01—0,09.

Основные механизмы и движения в станке. На станине А (рис. 162) смонтирована колонна В. Крестовый суппорт В перемещается по горизонтальным направляющим качения станины. Стол Д совершает продольное возвратно-поступательное движение на горизонтальных направляющих качения. Шлифовальная головка Г перемещается по вертикальным направляющим колонны. В станке смонтированы механизмы вертикальной Е и поперечной Ж подачи, а также гидпривод.

Кинематика станка. Главное движение шпиндель II и шлифовальный круг получают от электродвигателя М1 через ременную передачу. Поперечная подача крестового суппорта осуществляется от электродвигателя постоянного тока через косозубые колеса $Z = 34/100$,

суппорт расположен на планшайбе, которая может вращаться с различной частотой n . Это усложняет механизм подачи суппорта. Для осуществления движения суппорта на планшайбу свободно насажено зубчатое колесо $Z = 35$ на левом, ведомом валу планетарной передачи. У этой передачи для данного станка ведущим является корпус (водило) и вал с зубчатым колесом $Z = 16$. Обозначим частоту вращения вала с колесом $Z = 16$ через n_0 , а частоту вращения корпуса (водила) n_0 , а частоту ведомого вала через n_4 . Для определения частоты вращения валов планетарной передачи используем формулу Виллиса:

$$(n_1 - n_0)/(n_4 - n_0) = [(2 \times 4)/(1 \times 3)]/(-1)^m,$$

где m — число наружных зацеплений (для данного случая $m = 2$).

Подставив в формулу Виллиса значение чисел зубьев зубчатых колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 , получим $(n_1 - n_0)/(n_4 - n_0) = (32 \times 23)/(16 \times 16) = 23/8$.

Отсюда выводим формулу для определений частоты вращения ведомого вала: $n_4 = (8/23)n_1 + (15/23)n_0$.

Теперь находим частоту вращения зубчатого колеса $Z = 100$ при включенном механизме подач, т. е. при $n_1 = 0$ и планшайбе, вращающийся с частотой n :

$$n_4 = (15/23)n_0; n_0 = n(92/21); \\ n_4 = (15/23)(93/21)n = (20/7)n;$$

тогда $n100 = n(35/100) = (20/7)(35/100)n = n$.

Следовательно, частота вращения зубчатого колеса $Z = 100$ при включенном механизме подач будет совпадать с частотой вращения планшайбы, т. е. зубчатое колесо $Z = 100$ будет вращаться синхронно с планшайбой и суппорт не будет иметь радиального перемещения. Для определения величин радиального перемещения суппорта необходимо знать передаточное отношение i -передачи от вала с зубчатым колесом $Z = 16$ до вала с колесом $Z = 23$: при $n_0 = 0$, $n_4 = (8/23)n_1$, т. е. $i = (n_4/n_1) = (8/23)$. Тогда уравнение кинематической цепи подачи радиального суппорта имеет вид:

$$S = n_{ав} \times (16/77) \times M_5 \times (60/48) \times (4/29) \times M_6 \times (64/50) \times (8/23) \times \\ \times (35/100) \times (100/23) \times (17/17) = 16 \text{ мм/мин.}$$

Вертикальные перемещения шпиндельной бабки осуществляются ходовым винтом с шагом $P = 8$ мм при включенной муфте M_5 . Вертикальное перемещение люнета производится ходовым винтом с шагом $P = 6$ мм одновременно с вертикальным перемещением шпиндельной бабки. Точное положение люнета относительно оси шпинделя по высоте корректируется вручную, вращая гайку, перемещающую люнет. Продольное перемещение стола осуществляется ходовым винтом с шагом $P = 10$ мм при включенной муфте M_4 , поперечное перемещение стола — от электродвигателя $N = 2,1$ кВт с помощью винта с шагом $P = 8$ мм. Стол поворачивается либо от отдельного электродвигателя $M3$ мощностью $n = 1,5$ кВт, либо вручную.

литы $Z = 18$ и $Z = 19$ обкатываются вокруг неподвижного центрального колеса $Z = 19$ и через другое центральное колесо $Z = 20$ вращение передается на реечное колесо $Z = 18$ и рейку.

Вертикальная подача шлифовальной головки осуществляется в момент реверса стола или крестового суппорта от шагового электродвигателя M_3 . При включенной муфте M_2 вправо вращение передается ходовому винту XII через колеса $Z = 34/100/100$, карданный вал X , включенную электромагнитную муфту M_3 , червячную пару $Z = 1/30$. Ручную (грубую, тонкую) вертикальную подачу выполняют аналогично поперечной ручной подаче посредством маховичка $б$ по лимбу 5 .

Быстрые установочные перемещения шлифовальной головки происходят при отключенной муфте M_2 от асинхронного электродвигателя M_4 .

На рис. 154 показаны основные узлы шлифовального станка. Шлифовальный круг 1 устанавливается и закрепляется на шпинделе шлифовальной бабки 3 , которая может перемещаться относительно станины $б$ в продольном или поперечном направлении с помощью стола 5 или суппорта. Заготовку 2 закрепляют в патроне 9 шпиндельной бабки 8 (рис. 154, $б$) или в центрах 10 шпиндельной бабки 8 и задней бабки 4 (рис. 154, $а$). Круг и заготовка приводятся в движение электрическими или гидравлическими приводами, управляемыми оператором посредством пульта или панели 7 .

Главным движением в указанных станках является вращение шлифовального круга, которое определяет величину скорости резания

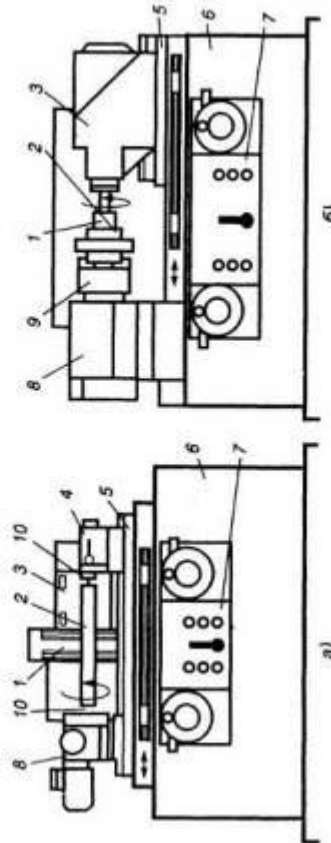


Рис. 154. Основные узлы круглошлифовального ($а$) и внутришлифовального станка ($б$)

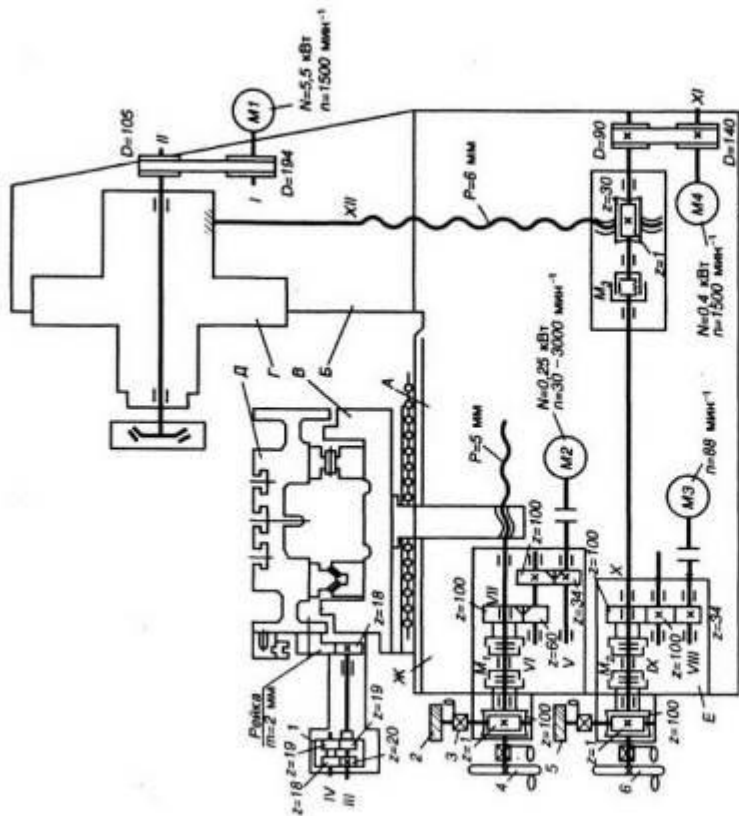


Рис. 162. Кинематическая схема плоскошлифовального станка 3E711B

$Z = 60/100$ и ходовой винт XII . При включении муфты M_1 вправо (колесо $Z = 100$) происходит автоматическая подача суппорта — непрерывная или прерывистая на каждый ход или двойной ход стола. Для обеспечения прерывистой подачи при продольном реверсе стола дается команда на включение двигателя M_2 от бесконтактного путевого переключателя.

Ручные поперечные подачи (грубая и тонкая) получают при включении муфты M_1 влево. Грубую ручную подачу осуществляют маховичком 4 , при этом червяк $Z = 1$ выводит из зацепления рукояткой 3 , тонкую — вращением лимба 2 через червячную пару $Z = 1/100$.

Продольная подача стола осуществляется гидроприводом. Скорости подачи регулируются бесступенчато. Ручная подача производится маховиком 1 , в который вмонтирован планетарный механизм. Сател-

V , м/с. Движение подачи определяется способом шлифования и формой шлифуемой поверхности. При круглом шлифовании наружных поверхностей заготовка получает вращение со скоростью круговой подачи $S_{\text{кр}}$ и возвратно-поступательное движение с продольной подачей $S_{\text{пр}}$, а шлифовальный круг — периодическую поперечную подачу $S_{\text{пер}}$ (рис. 155, а). Глубинное круглое шлифование выполняют кругом, установленным на глубину припуска t с односторонней продольной подачей $S_{\text{пр}}$; поперечная подача отсутствует (рис. 155, б). Врезное шлифование осуществляют по всей ступени заготовки с непрерывной поперечной подачей шлифовального круга (рис. 155, в). В станках внутреннего шлифования: продольного (рис. 155, г) и врезного (рис. 155, д) движения осуществляют аналогично наружному шлифованию.

При плоском шлифовании заготовке придают возвратно-поступательное движение подачи S , а шлифовальному кругу — периодическое поперечное движение подачи $S_{\text{п}}$ и после съема припуска по длине заготовки периодическую вертикальную подачу $S_{\text{в}}$ на глубину t (рис. 155, е). Плоскошлифовальные станки с круглым столом имеют круговую подачу заготовки и периодическую вертикальную подачу круга.

На специальных торцошлифовальных станках используют глубинное шлифование. Торцовые круги располагают с двух сторон заготовки на глубину припуска, а заготовка (кольца) получают непрерывное движение подачи S между направляющих линеек (рис. 155, и). Если размер по ширине увеличивается, то круги правят и периодически сближают в направлении $S_{\text{с}}$.

Скорость резания при шлифовании превосходит скорость резания при лезвийной обработке и составляет 25—30 м/с (обычное шлифованное), 35—60 м/с (скоростное шлифование) и свыше 60 м/с (высокоскоростное шлифование). При этом скорость резания значительно превосходит скорость подачи.

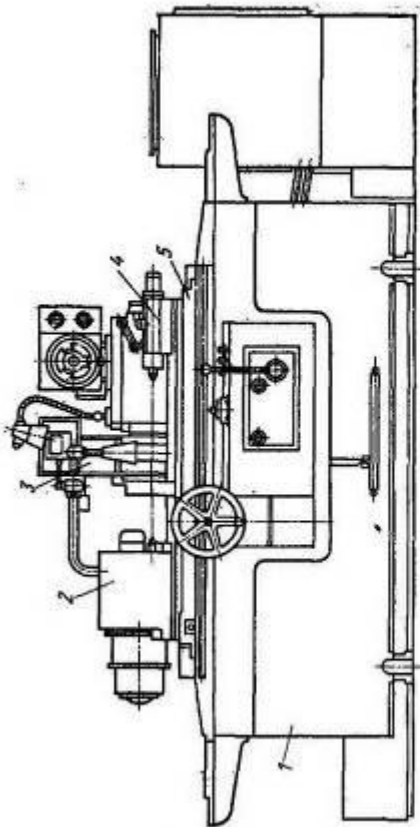


Рис. 7.1. Компонировка круглошлифовального центрального станка

Наиболее распространенная компоновка круглошлифовального центрального станка показана на рис. 7.1. Станок состоит из следующих основных узлов: станины 1, шлифовальной бабки 3, передней бабки 2, задней бабки 4, стола 5. Шлифовальные станки имеют устройство для правки шлифовального круга (на рисунке не показан).

Станина и стол круглошлифовального станка приведены на рис. 7.2. На продольных направляющих станины установлен ниж-

В расточке корпуса 1 задней бабки (рис. 7.5) вручную или гидрорцилиндром 4 перемещается пиньоль 2, в которой установлен задний центр 3.

На рис. 7.6 представлен прибор для правки шлифовального круга. На корпусе 1 установлены продольные направляющие 2,

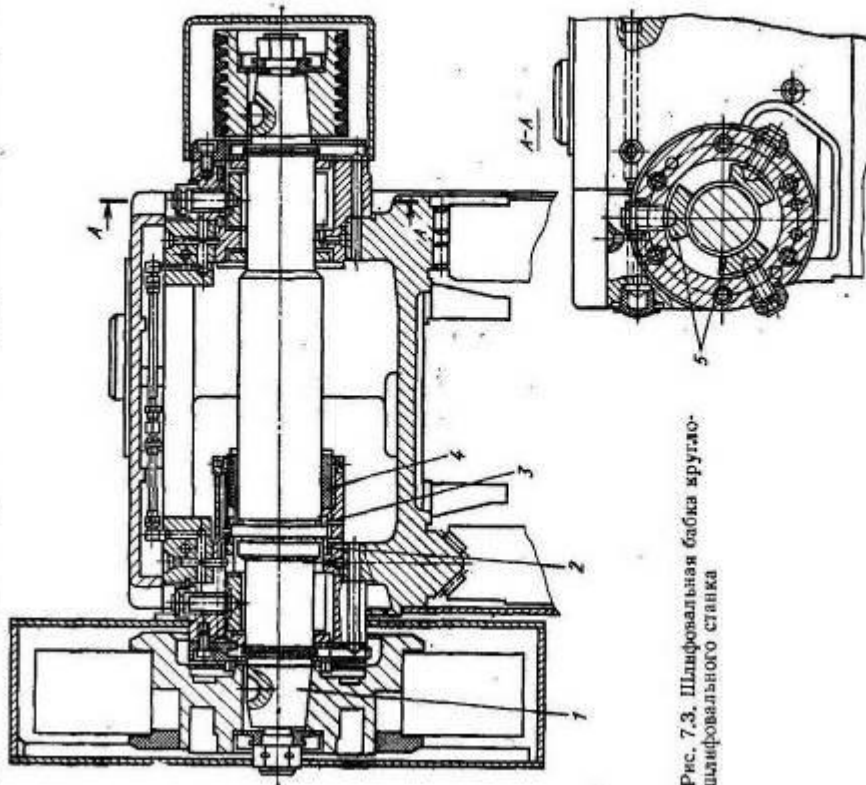


Рис. 7.3. Шлифовальная бабка круглошлифовального станка

по которым перемещается каретка 3. Каретка имеет направляющие 6, расположенные под углом 45° , по которым перемещается суппорт 8, контактирующий с копиром 10. Копир может иметь гладкую или ступенчатую форму. Каретку перемещает шток 13 гидроцилиндра. В суппорте размещена пиньоль 11 с алмазодержателем 12, перемещаемая в осевом направлении винтом 7, который поворачивается либо вручную маховиком 9, либо гидроцилиндром 4 через храповой механизм с храповым колесом 5. Таким образом обеспечивается глубина врезания алмазного карандаша.

ний стол 6, на котором смонтирован поворотный верхний стол 5. Стол 5 можно поворачивать винтом 2 вокруг оси подшипника 4. Фиксированный поворот стола 5 необходим для обработки конических поверхностей. Нижний стол 6 перемещается гидроцилиндром 3, закрепленным на станине. Штоки поршня гидроцилиндра связаны со столом 6. На станине закреплена плита 1, на поперечных направляющих которой перемещается шлифовальная бабка (рис. 7.3).

Шпиндель 1 шлифовальной бабки установлен в двух гидродинамических подшипниках скольжения с самоустанавливающимися

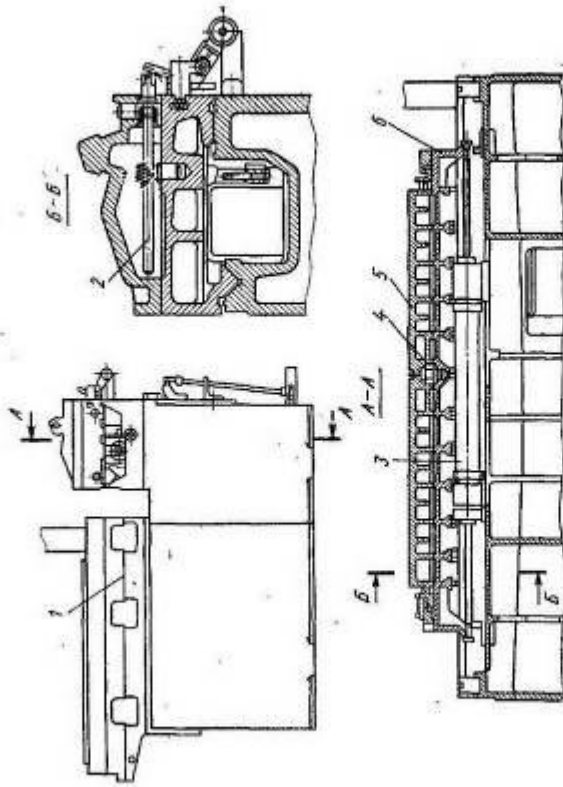


Рис. 7.2. Станина и стол круглошлифовального станка

вкладышами 5. В осевом направлении шпиндель фиксируется сферическими бронзовыми шайбами 2 и 3, прижатыми к бурту шпинделя резьбовой втулкой 4.

Иногда в качестве опор шпинделя используют подшипники качения и гидростатические подшипники. Шлифовальная бабка перемещается по направляющим качения. Для особо точных станков применяют гидростатические направляющие.

Шпиндель 5 передней бабки (рис. 7.4) неподвижен. В нем установлен центр 4, на котором базируется заготовка. Вращение передается во вращение от двигателя 1 постоянного тока через две клиноремные передачи, натяжение которых регулируют эксцентриковой втулкой 6, поворачиваемой червяком 7.

струкции и принципу действия не отличаются от патронов, применяемых в токарных станках. Это, как правило, патроны самозажимного действия с поворотными зажимными элементами, имеющими возможность самоустанавливаться по детали, забазированной на оправке или непосредственно в центрах передней и задней бабок станка.

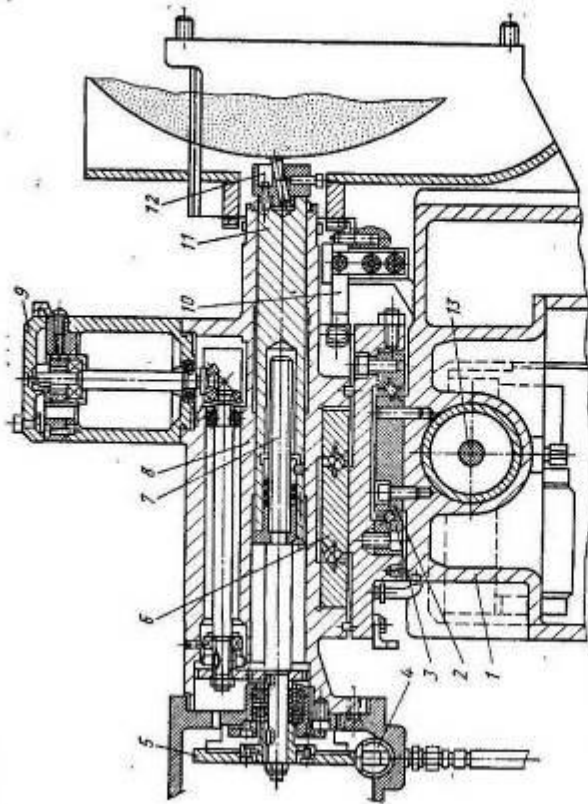


Рис. 7.6. Прибор для правки круга круглошлифовального станка

Приспособления, применяемые при обработке на круглошлифовальных станках, можно разделить по назначению на два типа: приспособления для базирования и закрепления деталей; приспособления для передачи вращения заготовке.

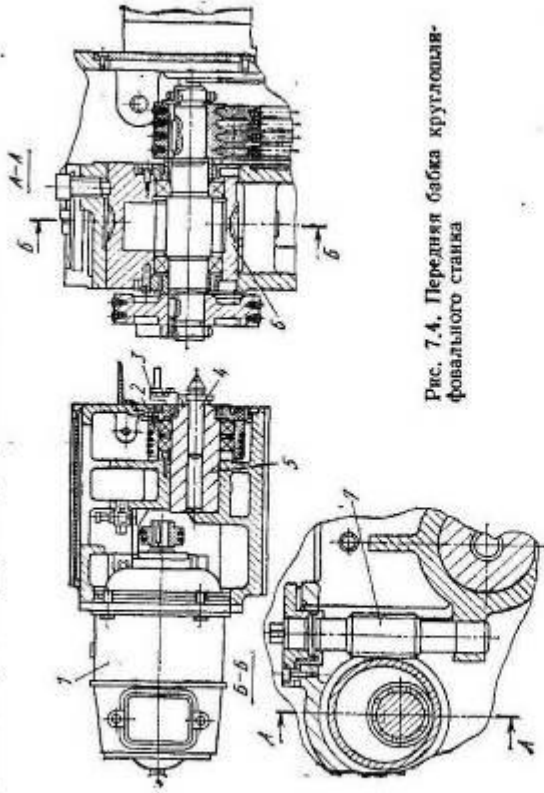


Рис. 7.4. Передняя бабка круглошлифовального станка

К приспособлениям первого типа можно отнести различные оправки, которые подразделяют на жесткие с закреплением по конусу или торцу, разжимные с цапговым или упругим элементом, оправки с разжимными элементами.

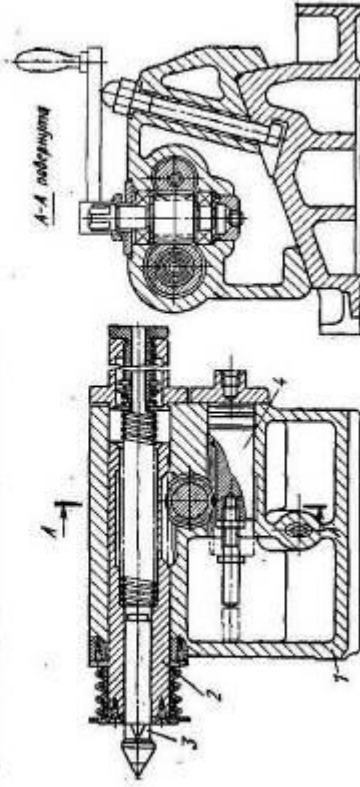


Рис. 7.5. Задняя бабка круглошлифовального станка

Приспособления второго типа получают вращение от поводковой планшайбы станка и представляют собой хомутики различной конструкции или поводковые патроны. Поводковые патроны по кон-

Гидропривод станка (рис. 163) осуществляет продольное перемещение стола, а также режим и фиксацию гидрогайки поперечного перемещения крестового суппорта.

Продольное перемещение стола производится от сдвоенного лопастного насоса 1. Пуск двигателя стола выполняется краном 7 (А), установленным в положении Б. В положении А дросселирующего

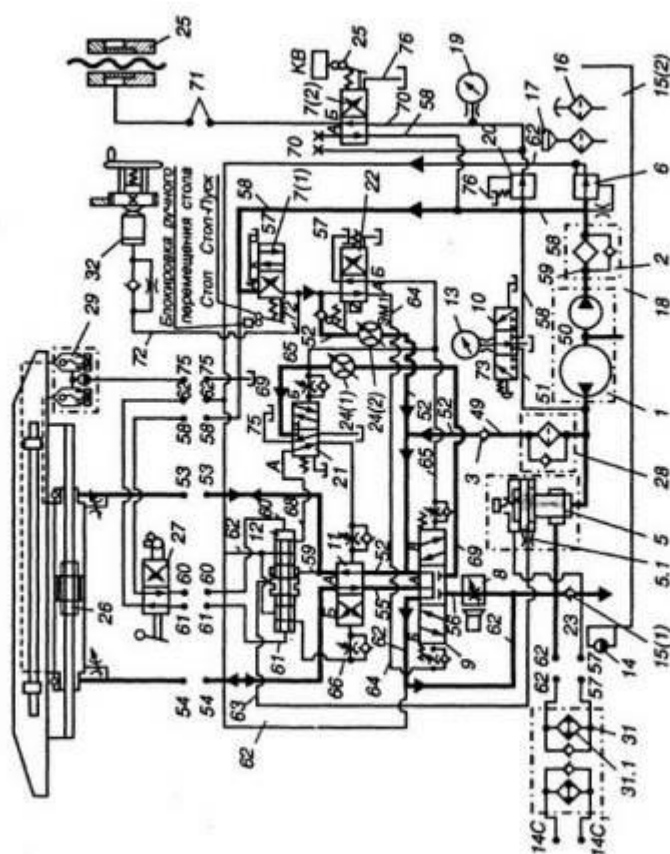


Рис. 163. Гидравлическая схема станка 3Е711В

гидросилителя 22 масло от насоса 1 (малой подачи) поступает по цепи 1-59-58-7/-73-22-64 под торец дросселирующего гидрораспределителя 9, а слив из-под другого его торца происходит по цепи 65-22, и гидрораспределитель занимает положение Б. При этом масло подается в правую полость гидроцилиндра 26 от насоса большой подачи по цепи 1-51-28-49-3-52-11-53 и стол перемещается влево, одновременно происходит дополнительное питание линии нагнетания большего от меньшего по цепи 58-7/1/-72-4-52-24/2/-52, что обеспечивает устойчивые малые скорости стола. Из левой полости гидроцилиндра масло сливается по цепи 54-11-55-9-56-8-62-18. Насос большой производительности создает давление управления. Это давление поддерживается постоянным за счет слива избытка масла через напорный золотник Б и магистраль 62.

Стол движется влево до тех пор, пока кулачок реверса не установит кран реверса 27 в положение Б. При этом масло по цепи 58-27-51 поступает под лицевой торец распределителя 12 и он занимает правое положение, соединяя магистраль 53 и 63. Распределитель 11 займет положение Б позже, так как давление под его торец поступает после реверса распределителя 12. Поэтому в этот момент в цепи 52-11-59-12-62 будет создаваться давление, которое поднимает клапан 5 и произойдет разгрузка насоса 1. Когда распределитель 11 займет положение Б, клапан 5 опустится и масло поступит в левую полость гидроцилиндра 26, и стол перемещается вправо. Регулирование плавности реверса стола осуществляются дроссели на линии управления распределителя 11.

Распределитель 12 соединяет магистраль 54 и 63. Давление в магистраль 54 соответствует наладке дросселя скорости перемещения стола. Это давление определяет величину подъема клапана 5 и, следовательно, величину давления в магистрали 52. Поэтому любому изменению давления на сливе из гидроцилиндра стола соответствует изменение давления в напорной магистрали. После окончания цикла обработки электромагнит ЭМ1 отключается и распределитель 22 занимает положение Б. Масло по цепи 1-59-58-7/1/-72-22 поступает в магистраль 65 и распределитель 21 займет положение Б, а распределитель 9 — положение В. Тогда после переключения крана реверса 27 в положение А распределитель перемещается влево, а распределитель 11 в положение Б, и масло по цепи 1-59-2-58-7/1/-72-4-52-24/2/-52-22-54 продолжает поступать в левую полость гидроцилиндра 26, а слив осуществляется по цепи 53-11-55-9-69-24/1/-1-69-21-75. Стол движется с малой скоростью вправо до жесткого упора, а затем происходит торможение стола.

При остановке стола краном 7 //I/ масло сливается в бак по цепи 1-51-28-49-3-52-9-62-25-57. При положении А гидрораспределителей 9 и 11 полости гидроцилиндра 26 и магистраль 62 соединены по цепи 53-11-52-9-55-62/-11-54. Распределитель 12 объединяет магистраль 54

Заготовки с наклонной образующей обрабатывают при применении специальных приспособлений.

Техническая характеристика станка. Наибольшие размеры обрабатываемой заготовки 250 x 160 x 75 мм; наибольшая масса заготовки 45 кг, точность изготовления контура 0,032 мм; производительность мм³/мин при обработке заготовок из стали и меди — 35; из твердого сплава — 18; габаритные размеры станка 830 x 1200 x 1570 мм.

Устройство ЧПУ станка типа CNC (15ИПИ—3—001 или 2М—43) имеет линейно-круговой интерполатор, обеспечивает управление двухкоординатным приводом подачи в плоскости X—Y по программе, заданной в коде ISO. Цена деления импульса программного управления при линейных перемещениях 0,001 мм, при круговых 0,1°, точность координатных перемещений по программе 0,025 мм. Для обработки поверхности наклонной проволокой необходимо управление по трем координатам для поддержания заданного угла наклона проволоки. В этом случае нужно пользоваться служебной программой-интерпретатором, поставляемой со станком. Она заносится в оперативное запоминающее устройство к ЧПУ и вслед за ней помещается программа для обработки детали.

Станок состоит из следующих механизмов: (рис. 209) на станине А установлены подъемная ванна В и механизм координатных перемещений Г; скоба В несет на себе механизмы перемотки, натяжения проволоки; в ванне расположен стол Д г-образной формы для крепления обрабатываемой заготовки. Подъем и опускание ванны с рабочей жидкостью осуществляется винтом И с шагом P = 4 мм, движение которому передается от двигателя М1 (N = 0,18 кВт, n = 2980 мин⁻¹) через червячный редуктор. Скорость перемещения ванны V = 2890 x x2/(77 x 4) = 300 мм/мин.

Перемещение скобы с проволокой в горизонтальной плоскости в двух взаимно перпендикулярных направлениях является движением формообразования. Холодовые винты качения У1 и X с шагом P_{х,х} = 5 мм приводятся в движение шаговыми двигателями М2 и М3 типа ШД5—Д1М через редукторы Z = 18—36, Z = 18—60, Z = 24—75.

Линейное перемещение скобы в том или другом направлении за один импульс при минимальном повороте вала шагового двигателя на 1,5° составит: (1/240) x (18/36) x (18/60) x (24/75) x 5 = 0,001 мм.

Ручное перемещение скобы осуществляется в продольном направлении непосредственно от ходового винта X, в поперечном направлении — через винтовую зубчатую передачу Z = 28—28.

В качестве направляющих в станке использованы линейные подшипники качения.

Перемотка проволоки осуществляется непосредственно двигателем М4 типа РД—09 со встроенным редуктором N = 10 кВт; редукция 1/76 мин⁻¹ через ведущий ролик диаметром 45 мм. Скорость перемотки регулируется в пределах 8—20 мм/с за счет изменения частоты враще-

и 53. В результате этого перепад давления на клапане 23 действует на клапан 5 и поднимает последний: масло от насоса 1 большой производительности дополнительно сливается через клапан 5. Устройство 29 служит для выпуска воздуха из гидроцилиндра 26. При соединении к гидросистеме теплообменников 31 слив масла осуществляется по цепи 62-31/1/-57-14.

Разжим и фиксация гидрогайки винта поперечного перемещения. Устранение зазора гидрогайки 25 осуществляется при установке крана 7/2/ в положение А. В этом случае давление масла распределяется по цепи 58-20-70-7/2/ и контролируется манометром 19. Фиксация суппорта выполняется подводом масла по цепи 58-7/2/-71 при положении В крана 7/2/.

Блокировка. С рукояткой крана 7/2/ связан конечный выключатель блокировки поперечной подачи. Когда кран находится в положении «фиксация», включение электродвигателя поперечной подачи невозможно. С рукояткой крана 7/1/ связан конечный выключатель блокировки ручного перемещения стола. При перемещении стола посредством гидравлической системы масло по магистрали 72 поступает под торец плунжера механизма ручного перемещения 32. Последний выводит из зацепления реечное колесо и рейку стола. При включении гидравлической системы магистраль 72 соединяется со сливом и реечное колесо входит в зацепление с рейкой под действием пружины.

Тема 3.2. Электроэрозионные станки (Дискуссия 1 ч.)

Электроэрозионный станок типа 4732 Ф3 предназначен для обработки заготовок сложного контура с прямолинейной образующей, например рабочих элементов вырубных штампов, фасонных фильер в матрицах, фасонных резцов, шаблонов и подобных заготовок из любых токопроводящих материалов: легированных, закаленных сталей, металлокерамических, твердых сплавов, цветных металлов и т. д. Электродом-инструментом является непрерывно перемещающаяся латунная, вольфрамовая или молибденовая проволока диаметром 0,05—0,3 мм.

Обработку ведут в среде рабочей жидкости, в качестве которой используют воду с антикоррозийными присадками или керосин. Импульсный технологический ток вырабатывается тиристорным генератором типа ГКИ-250.

Станок может комплектоваться копировальной системой управления, работающей по фотошаблону. Это позволяет обрабатывать заготовки со сложным контуром, программирование которого затруднено.

1 и торцовым кулачком 2. Вращение кулачка передается от двигателя М4 через зубчатые пары (20/80) x (20/80). Натяжение проволоки осуществляется электродвигателем М5 ($N = 0,015$ кВт, $n = 3000$ мин⁻¹), работающим в заторможенном режиме. Управление наклоном проволоки происходит от шагового двигателя ШД5—ДИМ.

Раздел 4. Зубо- и резбобрабатывающие станки
Тема 4.1. Методика анализа станков 5 группы (Дискуссия 1 ч.)

К зубобрабатывающим станкам для нарезания цилиндрических и червячных колес относятся зубопроотяжные, зубодолбежные, зубофрезерные и зубоотделочные (зубошлифовальные, зубошпинговальные) станки.

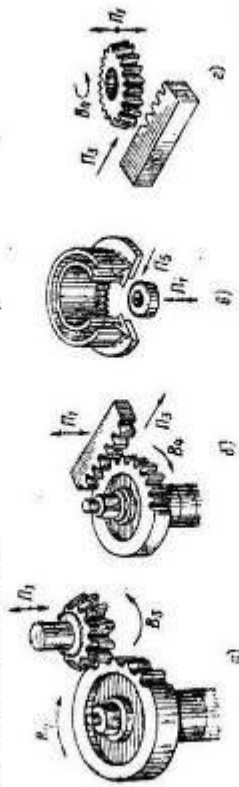


Рис. 4.5. Формирование при нарезании зубьев у цилиндрических колес и реек

Зубодолбежные станки предназначены для нарезания цилиндрических колес с прямым и винтовым зубом внешнего и внутреннего зацепления, а также шевронных зубчатых колес. Для их нарезания применяют зуборезные долбяки (рис. 4.5, а), зуборезные гребенки (рис. 4.5, б) и в массовом производстве зубодолбежные (много-резцовые) головки (рис. 4.5, в), профили рабочей части резцов которых соответствуют профилю впадин между зубьями нарезаемого колеса. Зуборезными гребенками можно нарезать цилиндрические колеса только с внешним зацеплением.

На рейкодолбежных станках нарезают рейки с прямым и косым зубом с помощью зуборезных долбяков (рис. 4.5, г), а на зуборезных станках — цилиндрические колеса с внутренним зацеплением фасонными протяжками.

Рассмотрим методику анализа кинематической структуры станка и его кинематическую настройку на примере зубошлифовального станка для обработки прямозубых цилиндрических колес. На данном станке производится шлифование боковых поверхностей зубьев

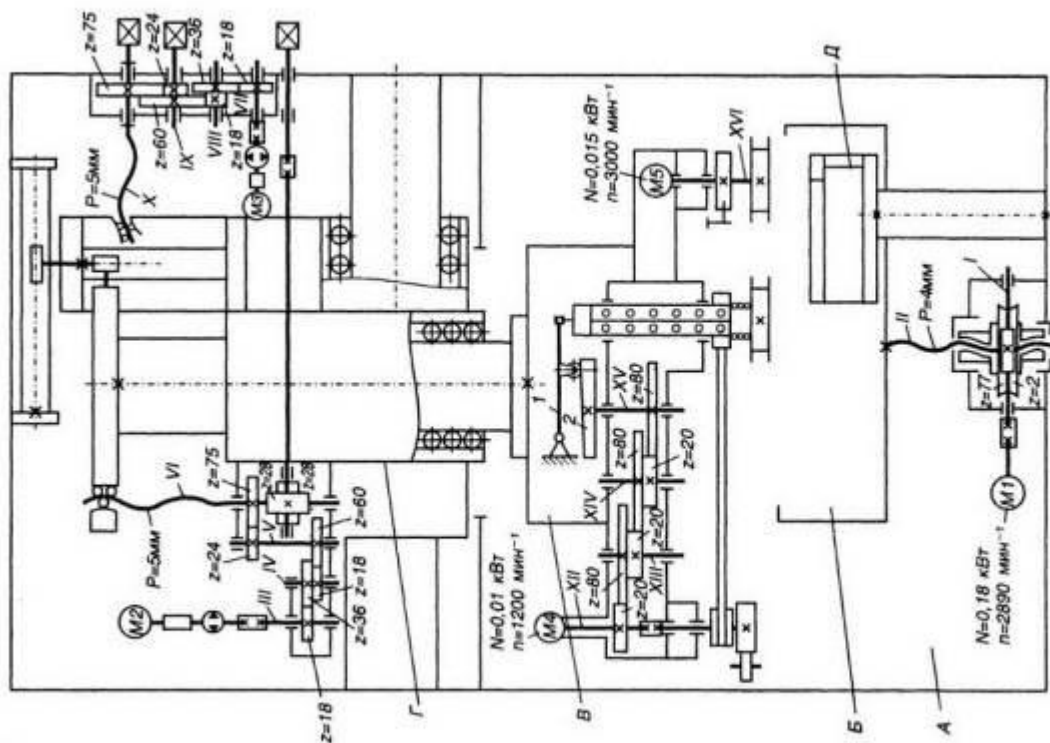


Рис. 209. Кинематическая схема электроэрозионного вырезного станка 4732Ф3 с ЧПУ

ния двигателя М4. Вращение на катушку, принимающую отработанную проволоку, передается через ременную передачу. Направление движения проволоки в рабочей зоне сверху вниз. Раскладка проволоки на приемной катушке производится за счет осевого возвратно-поступательного движения катушки, осуществляемого качающимся рычагом

кинематическая связь группы осуществляется через поступательную кинематическую пару ползун — направляющие стойки. Внешняя кинематическая связь представляет собой цепь между электродвигателем M_2 и ползуном. В ее состав входят следующие кинематические пары, звенья и механизмы: M_2 Ⓢ цилиндрическая пара $i = 1/8$ Ⓢ кри-вошипный механизм Ⓢ ползун. Эта группа обеспечивает простое возвратно-поступательное движение с замкнутой траекторией; ее настраивают: на скорость — четырехскоростным электродвигателем M_2 ; на путь — изменением величины эксцентриситета пальца кри-вошипного диска; на исходную точку — изменением положения точки крепления шатуна к ползуну.

Группа движения $\Phi_{s2}(II_3B_4)$. Эта кинематическая группа сложная, так как должна обеспечивать движение обкатки обрабатываемо-го зубчатого колеса относительно шлифовального круга, имитиру-ющего зуб прямозубой рейки. Группа имеет два исполнительных ор-гана: шпиндель стола, на котором закрепляют обрабатываемое коле-со, и каретку, на которой смонтирован поворотный стол. Поворот-ный стол получает вращательное движение B_4 , а каретка — прямо-линейное поступательное II_3 .

Внутренняя кинематическая связь группы осуществляется через функциональную цепь между кареткой и столом и имеет следую-щую структуру: каретка (II_3) Ⓢ пара винт-гайка с шагом $p=2p$ Ⓢ ци-линдрическая пара $96/24$ Ⓢ гитара профилирования i проф. Ⓢ суммиру-ющий механизм (дифференциал) Ⓢ червячная пара $1/90$ Ⓢ стол (B_4) . Внешняя кинематическая связь группы представляет собой цепь между электродвигателем M_3 и звеном присоединения к внутренней связи группы: M_3 Ⓢ червячная пара $3/35$ Ⓢ реверс P_1 Ⓢ гитара подач i_s Ⓢ цилиндрические пары $27/48$ и $35/54$. Вал с шестерней $z=54$ является звеном соединения внешней связи с внутренней.

Расматриваемая группа обеспечивает сложное движение обката $\Phi_{s2}(II_3B_4)$ с замкнутой траекторией, которое нужно настраивать по пяти параметрам. На траекторию движения настраивают гитару профилирования i проф на скорость — гитару подач i_s на направление — реверс P_1 , на исходную точку — ручную перемещение каретки с помощью ходового винта с шагом $p = 2p$, на путь — относительное положение устройств, ограничивающих перемещение каретки (на схеме они не показаны).

прямозубых цилиндрических колес дисковым обкатным кругом. В процессе формообразования оси обрабатываемого колеса и шлифо-вального круга взаимно перпендикулярны (рис.12).

Боковые поверхности зубьев обрабатываемого колеса в попереч-ном сечении характеризуются эвольвентой, а в продольном — прямой линией. Для формирования боковой поверхности зубьев колеса в продольном направлении используют метод касания, который в дан-ном случае реализуется двумя движениями формообразования — вращением шлифовального круга $\Phi_{s1}(B_1)$ и возвратно-поступательным движением ползуна $\Phi_{s1}(II_2)$ вдоль зуба колеса. Про-филь шлифовального круга имеет очертание профиля зуба прямозуб-ой рейки, поэтому боковая поверхность зубьев колеса в поперечном направлении образуется методом обката, для чего необходимо одно сложное движение качения $\Phi_{s2}(II_3B_4)$. Так как шлифовальный круг имеет вид диска, шлифование боковых поверхностей зубьев колеса ведется последовательно от одной впадины к другой. Поэтому в станке должно быть движение деления $D(B_5)$, реализуемое поворо-том колеса на определенный угол. Таким образом, кинематическая структура анализируемого станка должна содержать три группы формообразования и одну группу деления, причем три из них про-стые и одна — сложная.

Теперь следует проанализировать структуру каждой кинемати-ческой группы станка в отдельности (рис.13).

Группа движения $\Phi_{s1}(B_1)$. Исполнительным органом группы яв-ляется шпиндель шлифовального круга. Внутренняя кинематическая связь группы осуществляется через связь вращательной кинематиче-ской пары, подвижным звеном которой является шпиндель круга, а неподвижным — опоры шпинделя. Внешняя кинематическая связь группы состоит из ременной передачи d_1/d_2 , соединяющей источник движения M_1 (электродвигатель) со шпинделем шлифовального кру-га. Группа обеспечивает вращательное движение с замкнутой траек-торией, которое теоретически можно настраивать лишь по двум па-раметрам — скорости и направлению. Однако практической необхо-димости в настройке движения по этим параметрам нет, поэтому его вообще не регулируют.

Группа движения $\Phi_{s1}(II_2)$. Исполнительным органом группы является ползун, совершающий возвратно-поступательное движение вместе с установленным на нем шлифовальным кругом. Внутренняя

Электродвигатель служит не только источником движения ползуна со шлифовальным кругом со скоростью P_2 , но и выполняет роль органа настройки этой скорости.

Вывод формулы настройки:

- а) кинематическая цепь согласования: электродвигатель M_2 — ползун;
- б) условие согласования скоростей конечных звеньев цепи: n_2 электродвигателя $M_2 \ll k$ ползуна,

где n_2 — частота вращения электродвигателя M_2 , мин⁻¹;
 k — число двойных ходов ползуна в минуту;
 \ll — знак соответствия.

в) уравнение кинематического баланса:

$$n_2 \frac{1}{8} = k = \frac{v}{2L} = \frac{v}{2 \cdot 2R_{\text{к.о}}}$$

где v — скорость движения долбяка, м/мин;

$R_{\text{к.о}}$ — радиус кривошипного диска, м;

L — ход долбяка, м;

г) формула настройки:

$$n_2 = \frac{v}{2 \cdot 2R_{\text{к.о}}}$$

2. Формула настройки гитары профилирования $i_{\text{проф}}$

Этой гитарой устанавливается функциональное согласование перемещений стола с заготовкой и каретки, т. е. произойдет настройка на траекторию движения Φ_{z2} (P_3, B_4).

Вывод формулы настройки:

- а) кинематическая цепь согласования: шпиндель стола — каретка;
- б) условие согласования перемещений конечных звеньев цепи: 1 об. заготовки « pmz (мм) перемещений каретки,
- где m — модуль обрабатываемого зубчатого колеса, мм;
- z — число зубьев обрабатываемого колеса.

в) уравнение кинематического баланса:

$$\text{Об. заготовки} \cdot \frac{90}{1} \cdot \frac{42}{21} \cdot \frac{36}{27} \cdot \frac{1}{i_{\text{проф}}} \cdot \frac{24}{96} \cdot 2\pi = \pi mz$$

Группа движения D (B_5). Группа движения деления простая, и ее исполнительным органом является шпиндель поворотного стола.

Внутренняя кинематическая связь группы обеспечивается связью вращательной кинематической пары поворотный стол — каретка.

Внешняя кинематическая связь группы представляет собой кинематическую цепь от электродвигателя M_3 до шпинделя стола:

M_3 ⊗ гитара скорости деления $i_{\text{ск. дел.}}$ ⊗ цилиндрические колеса с $i = 1$ ⊗ делительный механизм с дисками D_1 и D_2 ⊗ гитара деления $i_{\text{дел.}}$ ⊗ суммирующий механизм а ⊗ червячная пара $1/90$ ⊗ стол (B_5).

Движение деления простое, с незамкнутой траекторией и настраивается не по четырем параметрам, а по трем: на путь — гитарой деления $i_{\text{дел.}}$; на скорость — гитарой скорости деления $i_{\text{ск. дел.}}$ и на исходную точку — вручную. Настройку на параметр направления не применяют.

Так как группы движений Φ_{z2} (P_3, B_4) и D (B_5) имеют общий исполнительный орган — шпиндель стола, то они должны быть кинематически соединены между собой. Группы соединены цилиндрическим дифференциалом а. Он позволяет, не прекращая движения Φ_{z2} (P_3, B_4), осуществить делительное движение D (B_5). Поэтому во время делительного процесса благодаря дифференциалу шпиндель стола получает суммарное движение $B_4 \pm B_5$. Сам же делительный процесс наступает тогда, когда включена муфта I и вынут из прорезей делительных дисков D_1 и D_2 фиксатор II , и оканчивается после западания фиксатора одновременно в прорези обоих делительных дисков и отключения муфты I . Так как шлифование впадин между зубьями обрабатываемого колеса происходит последовательно, то за время одного делительного цикла обрабатываемое колесо, закрепленное на

столу, поворачивается на z целого оборота, где z — число зубьев обрабатываемого колеса.

В данном станке кинематическая настройка осуществляется пятью органами настройки: электродвигателем M_2 и четырьмя гитарами сменных зубчатых колес (профилирования $i_{\text{проф}}$, подач $i_{\text{с. дел.}}$ и скорости деления $i_{\text{ск. дел.}}$). Каждый орган настройки имеет свою формулу настройки.

1. Формула настройки скорости электродвигателя M_2 .

- а) кинематическая цепь согласования: делительный диск D_1 – шпиндель стола;
 б) условие согласования перемещений конечных звеньев цепи:

$$n_{Д1} \cdot i_{\text{общ}} \cdot i_{\Sigma} \cdot \frac{1}{90} = \frac{1}{z}$$

где $n_{Д1}$ – оборотов делительного диска D_1 за z оборота стола;

в) уравнение кинематического баланса:

$$n_{Д1} \cdot i_{\text{общ}} \cdot i_{\Sigma} \cdot \frac{1}{90} = \frac{1}{z}$$

где i_{Σ} – передаточное отношение дифференциала.

г) формула настройки:

$$i_{\text{дел}} = \frac{90}{n_{Д1} \cdot i_{\Sigma} \cdot z}$$

Определим численное значение $n_{Д1}$, оборотов диска D_1 за один делительный цикл и i_{Σ} – передаточное отношение дифференциала.

После того как фиксатор II вынут из прорезей дисков D_1 и D_2 , они начинают вращаться, причем с различными скоростями. Через некоторое время прорези дисков окажутся в одной плоскости, и фиксатор западет одновременно в прорези обоих дисков. В этот момент заканчивается делительный цикл.

Подсчитаем относительные повороты дисков. За один оборот

$$\frac{84}{24} \cdot \frac{27}{81} = \frac{7}{6}$$

диска D_1 диск D_2 должен сделать 6 оборотов. Следовательно, диск D_2 вращается быстрее диска D_1 , и за время делительного цикла диск D_2 делает семь оборотов, а диск D_1 – шесть оборотов, т. е. $n_{Д1} = 6$.

$$i_{\Sigma} = \frac{n_{Д2}}{n_{Д1}}$$

Передаточное отношение дифференциала по формуле Виллиса:

$$\frac{n_{Д2} - n_{В}}{n_{Д1} - n_{В}} = \frac{27}{36} \cdot \frac{21}{42}$$

при $n_{Д1} = 6$ получим:

г) формула настройки:

$$i_{\text{геом}} = \frac{120}{mz}$$

Следует заметить, что уравнение кинематического баланса любой кинематической цепи согласования может быть записано в двух вариантах. Вариант записи уравнения баланса зависит от того, с какого конца цепи его записывают. В рассматриваемом случае при втором варианте записи уравнение баланса цепи шпиндель стола – каретка имеет вид:

$$i_{\text{м.п. перемещения каретки}} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{96}{24} \cdot i_{\text{геом}} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{21}{42} \cdot \frac{1}{90} = \frac{1}{\pi mz}$$

3. Формула настройки гитары поддачи $i_{\text{в}}$.

Этой гитарой устанавливается согласование скоростей электродвигателя M_3 и каретки, т. е. производится настройка на скорость движения – $\Phi_{3,2}$ ($\Pi_3 B_3$).

Вывод формулы настройки:

а) кинематическая цепь согласования:

электродвигатель M_3 – каретка;

б) условие согласования скоростей конечных звеньев цепи:

1400 (мин⁻¹) электродвигателя M_3 « S перемещения каретки;

в) уравнение кинематического баланса:

$$1400 \cdot \frac{3}{35} \cdot \frac{40}{40} \cdot i_{\Sigma} \cdot \frac{27}{48} \cdot \frac{35}{54} \cdot \frac{24}{96} \cdot 2\pi = S$$

г) формула настройки:

$$i_{\Sigma} = \frac{S}{69}$$

4. Формула настройки гитары деления $i_{\text{дел}}$.

Гитара деления предназначена для настройки движения D (B_3) на путь. Это периодическое движение происходит, когда включена муфта II фиксатор II вынут из прорезей делительных дисков D_1 и D_2 . При этом диски освобождены для вращения, и движение D (B_3) передается через делительный диск D_1 гитару деления $i_{\text{дел}}$ и дифференциал к столу. Время осуществления этого движения называют делительным циклом.

Выводы формулы настройки:

Тема 4.2. Кинематическая схема зубообрабатывающих станков (Дискуссия 1 ч.)

Профиль зубьев (эвольвента) цилиндрических колес получают методом копирования или обкатки. Метод копирования используют только при нарезании колес зубодолбежными головками на зубодолбежных станках и фасонными протяжками на зубопроотяжных станках. Во всех остальных случаях применяют метод обкатки. Этот же метод используют и при формировании профиля зубьев реек.

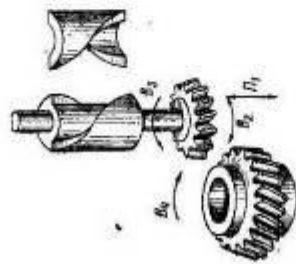


Рис. 4.6. Схема нарезания зубьев долбяком винтовых зубьев у цилиндрического колеса

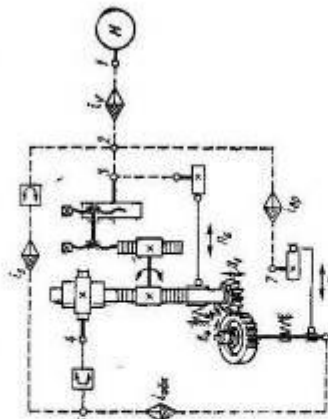


Рис. 4.7. Структурная кинематическая схема зубодолбежного станка

Формообразующая часть кинематической структуры зубодолбежных станков включает в себя одну или две группы формообразования. Станки, в которых для образования профиля зубьев используется метод копирования, имеют одну простую группу формообразования $\Phi_0 (P_1)$, создающую возвратно-поступательное движение зубодолбежной головки в зубопротяжном. Станки, в которых для образования профиля зубьев используется метод обкатки, имеют две формообразующие группы: простую и сложную. Простой является группа скорости резания, создающая возвратно-поступательное прямолинейное движение $\Phi_0 (P_1)$ долбяка или гребенки при нарезании прямых зубьев или возвратно-поступательное винтовое движение $\Phi_0 (P_1, B_2)$ долбяка (рис. 4.6) при нарезании винтовых зубьев у колес и косых — у реек. У обеих групп внутренняя связь обеспечивается связью кинематической пары: у группы $\Phi_0 (P_1)$ — поступательной пары ползуна — прямолинейные направляющие стойки станка; у группы $\Phi_0 (P_1, B_2)$ — винтовой пары ползуна — винтовые направляющие смежных копиров. Внешняя связь групп Φ_0 обеспечивается кинематической цепью 1—2—3 (рис. 4.7) между источником движения и пол-

$$\frac{n_{\Omega}}{n_B} = \frac{3}{8} = i_{\Sigma}$$

где n_{Ω} , n_{27} , n_B частоты вращения соответственно колес $z = 42$, $z = 27$ и водила дифференциала.

С учетом численных значений $n_{Д1}$ и i_{Σ} формула настройки гитары деления имеет вид:

$$i_{\text{наст}} = \frac{40}{z}$$

5. Формула настройки гитары скорости деления $i_{\text{ск.дел}}$.

Данная гитара предназначена для установления согласования оборотов делительного диска D_1 электродвигателя M_3 за время делительного цикла.

Вывод формулы настройки:

а) кинематическая цепь согласования:

делительный диск D_1 « электродвигатель M_3 ;

б) условия согласования перемещений конечных звеньев цепи согласования:

$$6. \text{ об. делительного диска } D_1 \leftrightarrow \frac{1400}{60} \cdot t; \text{ об. электродвигателя } M_3$$

где t — время делительного цикла, с.

в) уравнение кинематического баланса:

$$6. \frac{84}{24} \cdot 1 \cdot \frac{1}{i_{\text{ск.дел}}} = \frac{1400}{60} \cdot t$$

г) формула настройки:

$$i_{\text{ск.дел}} = \frac{9}{10 \cdot t}$$

резной рейки с вращением долбяка (или нарезаемого колеса) следующего вида:

1 об. долбяка (колеса) $\leftrightarrow \pi m z_{\text{дол}}$ мм перемещения рейки, где $z_{\text{заг}}$ — число нарезаемых зубьев колеса; $z_{\text{дол}}$ — число зубьев долбяка; π — модуль нарезаемых зубьев.

Настройка движения Φ_s на скорость осуществляется гитарой i_g , посредством которой обеспечивается согласование вращения ротора электродвигателя M с возвратно-поступательным перемещением ползуна следующего вида:

n_M об./мин ротора электродвигателя $\leftrightarrow k$ дв. ход./мин ползуна, где k — число двойных ходов ползуна в минуту.

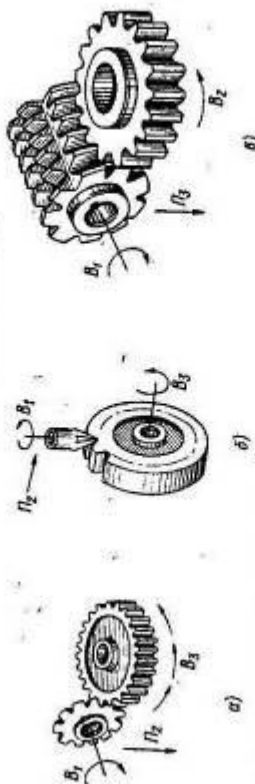


Рис. 4.8. Формообразование зубьев цилиндрических колес с помощью фрез: а — фасонной дисковой; б — фасонной лавальной; в — червячной модульной

Скорость движения подачи исчисляется в миллиметрах перемещения $S_{\text{дуг}}$ по диаметру начальной окружности долбяка за один его двойной ход. Настройка на скорость подачи осуществляется через гитару подач i_s , которая должна обеспечить следующее условие: согласования перемещений ползуна с поворотом долбяка:

$$1 \text{ дв. ход ползуна} \leftrightarrow \frac{S_{\text{дуг}}}{\pi m z_{\text{дол}}} \text{ об. долбяка.}$$

Главное движение (рис. 180) осуществляется от электродвигателя ($N=2,8$ кВт, $n = 1420$ мин⁻¹) через зубчатые пары (15/48), (34/34), сменные колеса а — Б, зубчатую пару (30/72) и вал с кривошипным диском 2. От диска 2 через систему рычагов получают возвратно-поступательное движение ползуны с резцами. За каждый оборот диска 2 ползуны совершают один двойной ход. Уравнение кинематического баланса для цепи главного движения имеет вид: 1420 х (16/48) х (34/34) х

зубом, включая орган настройки i_g и кривошипный механизм. Сложной формообразующей группой является группа подачи, создающая медленное обкаточное движение Φ_s (B_3B_4) для образования профиля зубьев при обкатке долбяка относительно нарезаемого колеса или движение Φ_s (B_3B_4) при обкате долбяка относительно нарезаемой рейки или зуборезной рейки относительно нарезаемого колеса. Внутренняя связь группы Φ_s (B_3B_4) обеспечивается одной кинематической цепью 4—5—6 с органом настройки $i_{\text{обв}}$, а внешняя — цепью 1—2—5 между источником движения и одним из звеньев внутренней цепи с органом настройки i_s . В зубодолбежных станках для нарезания цилиндрических колес имеет место группа радиального врезания Bp (B_5). Внутренняя связь этой группы обеспечивается связью поступательной пары каретка стола — направляющие станины (в некоторых моделях станков связью суппорт с долбяком — поперечные направляющие стойки), а внешняя связь осуществляется через цепь 1—2—7 от двигателя M через кулачок к каретке стола (суппорту с долбяком) с органом настройки $i_{\text{вр}}$.

Во всех зубодолбежных и зубопрогонных станках помимо формообразующего процесса осуществляется и делительный процесс, необходимый для равномерного размещения нарезаемых зубьев на заготовке. Однако большинство этих станков не имеют самостоятельных делительных групп из-за того, что процесс деления осуществляется попутно с процессом формообразования вследствие многолезвности режущего инструмента и замкнутости линии, на которой расположены резцы и режущие зубья. Исключение составляют станки для нарезания колес зуборезными гребенками. Кинематическая структура этих станков включает в себя группу D (B_6), создающую делительное движение поворота заготовки для нарезания зубьев на участке, где еще они не нарезаны.

Зубодолбежные станки, на которых обрабатывают зубчатые колеса зубодолбежной головкой или долбяком, имеют в своей структуре группу Bp (B_6), создающую движение радиального врезания резцов головки или зубьев-резцов долбяка в заготовку (см. рис. 4.5, в). Помимо перечисленных и рассмотренных выше движений зубодолбежные станки имеют еще ряд различных простых вспомогательных движений и соответствующих им кинематические группы.

Кинематическая настройка зубодолбежных станков, как и любых других, сводится к настройке его цепей. Структура зубодолбежных станков содержит лишь одну сложную группу Φ_s , которая имеет одну внутреннюю кинематическую цепь с органом настройки $i_{\text{обв}}$. Эта цепь в группе Φ_s (B_3B_4) должна обеспечивать условие кинематического согласования вращений нарезаемого колеса и долбяка следующего вида:

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow \frac{z_{\text{заг}}}{z_{\text{дол}}} \text{ об. долбяка,}$$

а внутренняя цепь в группе Φ_s (B_3B_4) должна обеспечивать условие кинематического согласования перемещения нарезаемой (или зубо-

Колеса ax — bx — cx — dx , зубчатую пару (34/68), фрикционную муфту A' , зубчатые передачи (24/56), (44/96), (96/64) и червячную пару (2/6). Уравнение кинематического баланса цепи подачи $1420 \times (4/60) \times x(15/48) \times (ax/bx) \times (cx/dx) \times (34/68) \times (42/56) \times (44/96) \times (96/64) \times (2/66) = (1600/60^\circ)$, отсюда формула настройки гитары подачи

$$(ax/bx) \times (cx/dx) = (7,5/tp).$$

Ускоренный ход происходит, когда фрикционная муфта M включается в двойной блок с числами зубьев 88 и 84. Тогда движение передается или через передачу (52/88) (при числе зубьев нарезанного колеса $Z = 16$), или $Z = (76/64)$ (при $Z > 17$), а далее по цепи, аналогично рабочей подаче.

За время холостого хода t_{xx} барабан повернется на 200° , отсюда $1420 \times (4 \cdot x/60) \times (15/48) \times (52/88)$ или $(7/64) \times (42/56) \times (44/98) \times (2/66) = 200/360^\circ$, $t_{xx} \approx 3$ с/зуб (при работающей паре 76/64) или $t_{xx} \approx 6$ с/зуб (включены колеса 52/88).

Распределительный барабан 1 производит подвод и отвод стола, переключает муфту M через гидравлический распределитель. Одну кривую барабана используют для работы методом врезания, другую — методом обката.

Вращение заготовки (деление) на целое число зубьев Z , происходит за один оборот барабана. Число Z , не должно иметь общих множителей с числом зубьев нарезаемого колеса Z . Это необходимо для того, чтобы инструмент попадал каждый раз в другую впадину. Вращение заготовки происходит от распределительного вала через передачи (66/2), (64/60), (60/44), коническую пару (23/23), через зубчатую пару (75/64) (при методе обкатки) или (27/108) (при методе врезания), через конические передачи (26/26), (26/26), гитару деления $a2$ — $b2$ — $c2$ — $d2$, конические пары (30/30), (30/30), червячную передачу (1—120). Расчетное уравнение составляют из условия, что за один оборот барабана 1 заготовка повернется на Z/Z оборота: 1 об. р.бар. $\times (66/2) \times (64/60) \times x(60/44) \times (23/23) \times (75/80) \times (26/26) \times (26/26) \times (26/26) \times (d2/c2) \times (M) \times x(30/30) \times (30/30) \times (1/120) = Z/Z$.

Из уравнения выводим формулу настройки гитары деления $(a2/b2) \times (c2/d2) = 2 \cdot Z/Z$.

При работе методом врезания в уравнение вместо числа (75/80) ставят число (27/108), тогда $(a2/b2) \times (c2/d2) = IQZ/Z$.

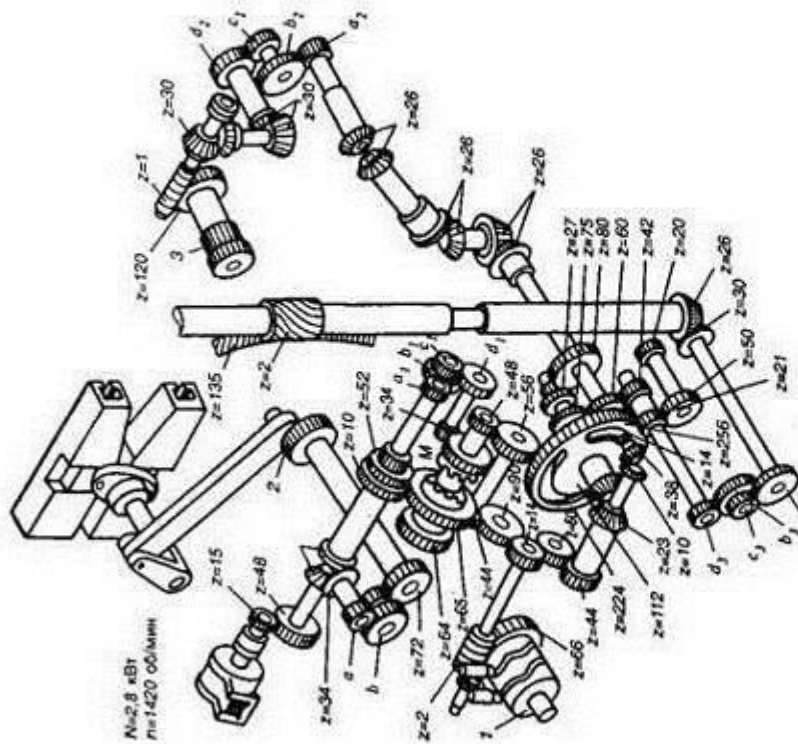


Рис. 180. Кинематическая схема зубоострогального станка 5A250 $X(a/b) \times (30/72) = Lдв \cdot x/мин$, откуда $(a/b) = (n^{\wedge}US)$. Из паспорта станка известно, что $a+b = 106$. В цепи главного движения имеются следующие сменные колеса: 30, 35, 41, 47, 53, 59, 65, 71, 76.

Движение подачи. Время t_d , затраченное на обработку одной впадины, называется циклом. Станок является полуавтоматом и управляется барабаном 7, находящимся на распределительном валу. За время цикла барабан 1 делает один оборот, причем рабочему ходу соответствует поворот на 160° , а холостому — на 200° .

Следовательно, распределительный вал за время рабочего хода делает $160^\circ/360^\circ$ оборота. Цель подачи кинематически связывает вращение электродвигателя и барабана 1 через передачи 15/48, сменные 290

Угол установки бабки изделия $\langle \rho \rangle$ (рис. 179, а) равен углу внутреннего конуса нарезаемого колеса. Ось заготовки с плоскостью вершин зубьев производящего колеса должна составлять угол $\nu \rho = \phi/5 - \gamma$, где Φ — половина угла начального конуса колеса, γ — угол ножки зуба. Вершина начального конуса должна быть совмещена с центром станка.

Угол установки бабки изделия при черновой обработке $\langle \rho \rangle = \arccos x \times \cos 180^\circ / Z$, где ϕ — угол конуса впадины нарезаемого колеса.

Угол установки поворотных сегментов (мин) определяют по формуле $\cos \Pi = 3428 / [g(5\nu/2) + A_0] \text{тга}$ мин, где $L\%$ — длина обрабатываемой конуса, мм; St — толщина зуба по дуге начальной окружности, мм; $A \cos t$ — высота ножки зуба колеса, мм; a — угол зацепления в град (обычно $a = 20^\circ$).

Зубофрезерные станки предназначены для нарезания цилиндрических колес с прямыми и винтовым зубом внешнего зацепления с помощью фасонных дисковых (рис. 4.8, а), пальцевых (рис. 4.8, б) и червячных модульных (рис. 4.8, в) фрез. Если в зубофрезерном станке имеется помимо вертикального ходовой винт радиального или тангенциального перемещения инструмента относительно заготовки, то на нем можно также нарезать червячными фрезами червячные колеса. Станок, имеющий все три перечисленных винта, относится к универсальным зубофрезерным станкам. Профиль зубьев нарезаемых колес фрезерованием образуется методом копирования или обката, а форма зубьев по длине — методом касания. Станки, использующие метод копирования в сочетании с методом касания при нарезании колес фасонными дисковыми или пальцевыми фрезами, имеют простую структуру, состоящую из двух простых групп $\Phi_0 (B_1)$ и $\Phi_S (П_2)$, а также группы $D (B_3)$. Сложнее кинемати-

Цель обката связывает поворот люльки, выполняющей роль производящего колеса, с заготовкой. Движение от люльки передается через червячную передачу (125/2), конические колеса (28/30), гитару обката (с3/3)(б3/з), колесо $Z = 21$, составное колесо $Z = 14$, конические пары (32/18), (23/23) и далее по цепи деления, рассмотренной выше.

Составное колесо позволяет при неизменном направлении вращения колеса $Z = 14$ получать возвратно-вращательное движение люльки.

Составное колесо состоит из венца внутреннего зацепления со 196 зубьями (в полной окружности $Z = 224$), венца наружного зацепления с 98 зубьями (в полной окружности $Z = 112$ зубьев) и двух полуколес внутреннего зацепления ($Z = 28$). Во время зацепления колес $Z = 14$ с участком внутреннего зацепления происходит рабочий ход станка, а при сцеплении с остальной частью — холостой. При зацеплении колеса $Z = 14$ с полуколесами $Z = 28$ происходит его перемещение вместе с парой (16/32).

Уравнение кинематического баланса составляют из условия, что при повороте люльки на $(1/2)^\circ$ оборота нарезаемое колесо повернется на $(1/2)$ оборота ($D_{ш} — \text{число зубьев воображаемого плоского производящего колеса}$) $(1/Z) \times (126/2) \times (28/30) \times (с3/д3)(б3/а3) \times (21/252) \times (224/14) \times (22/16) \times (23/23) \times (75/80) \times (26/26) \times (26/26) \times (26/26) \times (а2/б2) \times (с2/д2) \times (30/30) \times (1/20) = Z$.

Подставляя в уравнение кинематического баланса значение $(д2/б2) \times (с2/д2) = 2Z_y Z$ для метода обката и значение $Z^\wedge = Z/\sin \gamma$, где — половина угла начального конуса нарезаемого колеса, получим $(с2/кг) \times (б3/М) = 3,5^\wedge / \sin \gamma$. При методе врезания $(с3/Д/3) \times (б3/М) = 17,523 / \sin \gamma$.

Для определения Z , составим уравнение кинематического баланса на условии, что за время поворота барабана 1 на 160° люлька поворачивается на угол $160^\circ: (66/2) \times (64/60) \times (16/31) \times (14/224) \times (252/21) \times (б3/а3) \times (30/28) \times (2/135) = 0^\circ$.

Подставляем значение $(с3/д3) \times (б3/а3) = 3,522 \sin \langle \rho \rangle$ в Уравнение, приведенное выше получим $Z_0 = (Z/\sin \rho) \times (\langle \rho \rangle / 160^\circ)$.

Угол качания люльки 0° зависит от параметров нарезаемого зубчатого колеса; его выбирают, чтобы обеспечить полностью обкатку зуба. Люлька должна качаться в обе стороны на одинаковый угол. При обработке методом врезания $Z_0 = 1$.

ючий несколько частных структур. Станок содержит три сложных группы формообразования. Структура каждой кинематической группы состоит из внутренней связи в виде внутренней кинематической цепи и внешней связи, через которую движение от двигателя передается во внутреннюю связь. Внутренняя цепь 1—2—3—4 группы движения резания $\Phi_0 (B_1 B_2)$, вызываемая цепью обката или профилирования, а также и цепью деления, связывает шпindel фрезы со шпинделем заготовки (столом) и через гитару $i_{обк}$ обеспечивает условие кинематического согласования вращений фрезы и заготовки следующего вида:

$$1 \text{ об. фрезы} \leftrightarrow \frac{k}{z} \text{ об. заготовки},$$

где k — число фрез; z — число зубьев нарезаемого колеса.

Скорость движения $\Phi_0 (B_1 B_2)$ настраивается посредством органа настройки i_0 , который расположен во внешней связи группы Φ_0 . Через орган настройки i_0 обеспечивается условие согласования вращений ротора двигателя M и шпинделя фрезы:

$$n_M \text{ об/мин электродвигателя } M \rightarrow n_\Phi \text{ об/мин фрезы.}$$

Внутренняя цепь 5—6—7—8—9—3—4 группы движения подачи $\Phi_{s1} (П_3 B_4)$, называемой дифференциальной цепью, соединяет через дифференциал гайку вертикального ходового винта, жестко связанную либо со столом, либо с суппортом фрезы, со шпинделем заготовки и через гитару $i_{лф}$ обеспечивает условие кинематического согласования относительного перемещения фрезы вдоль оси заготовки с ее вращением следующего вида:

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow T \text{ мм относительного перемещения фрезы вдоль оси заготовки},$$

где T — шаг винтовой линии зуба, $T = \frac{p_m z}{\sin \beta}$; m_n — нормальный модуль; β — угол наклона винтового зуба.

Скорость движения $\Phi_{s1} (П_3 B_4)$ настраивается посредством гитары подачи i_s , которая располагается в цепи подач 4—3—10—7—6—5, соединяющей гайку вертикального ходового винта (стол или суппорт фрезы) со шпинделем заготовки, но не проходящей через дифференциал. Условие согласования перемещений конечных звеньев цепи подачи имеет вид

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow S_1 \text{ мм относительного перемещения фрезы вдоль оси заготовки},$$

где S_1 — подача на 1 об.

Встречаются станки, в которых группа движения продольной подачи $\Phi_{s1} (П_3 B_4)$ имеет свой отдельный двигатель M_1 . В таком случае цепью подачи будет цепь, соединяющая этот двигатель с гайкой вертикального ходового винта, а условие согласования перемещений конечных звеньев такой цепи будет иметь вид

$$n_{M_1} \text{ об/мин электродвигателя } M_1 \leftrightarrow S_\Phi \text{ мм/мин}$$

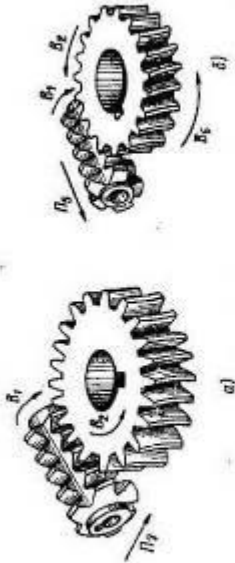


Рис. 4.9. Формообразование зубьев червячного колеса методами врезания: а — радиального; б — тангенциального

применяют сложное движение $\Phi_0 (B_1 B_2)$, а для образования формы зуба по длине применяют для прямого зуба движение $\Phi_s (П_3)$, для винтового зуба $\Phi_s (П_3 B_4)$ и при фрезеровании винтового зуба с диагональной подачей — $\Phi_{s1} (П_3 B_4)$ и $\Phi_{s2} (П_3 B_4)$.

Формообразование зубьев червячного колеса осуществляется методами радиального (рис. 4.9, а) и тангенциального (рис. 4.9, б) врезания. При первом методе используют винт радиального перемещения. Профилирование боковых поверхностей зубьев по профилю и длине, а также делительный процесс осуществляются одним сложным движением $\Phi_0 (B_1 B_2)$. Процесс радиального врезания зубьев фрезы в заготовку осуществляется движением $Vr (П_7)$. При втором методе используют винт тангенциального перемещения и специальную червячную фрезу с заборным конусом. Образование профиля

и формы зуба по длине, а также делительный процесс осуществляются, как и при первом методе, движением $\Phi_0 (B_1 B_2)$. Вторым движением $\Phi_{s2} (П_3 B_4)$ осуществляется тангенциальное врезание за счет конусной части фрезы и еще раз формируются боковые поверхности нарезаемых зубьев, поэтому второй метод используют для нарезания более точных червячных колес.

Как видно из приведенного анализа, наиболее сложную структуру имеет универсальный зубофрезерный станок (рис. 4.10), име-

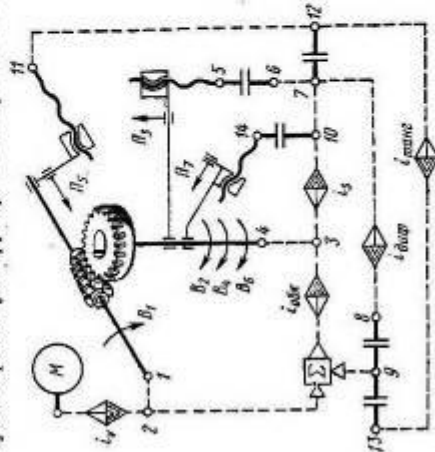


Рис. 4.10. Кинематическая структура универсального зубофрезерного станка

методом тангенциального врезания шпindelъ заготовки совершает суммарное вращение $B_2 \pm B_4$ или $B_2 \pm B_0$, а при диагональной подаче даже $B_2 \pm B_4 \pm B_0$. Это связано с тем, что шпindelъ заготовки является общим исполнительным органом двух или трех групп Φ и получает суммарное вращение с помощью одного или двух дифференциалов за счет физического суммирования. Поэтому кинематическую структуру зубофрезерных станков, имеющих дифференциалы, и их кинематическую настройку называют *дифференциальными*.

Указанные виды колес можно нарезать также на зубофрезерных станках, не имеющих дифференциалов и соответственно внутренних цепей с органами настройки $i_{\text{диф}}$ и $i_{\text{тан}}$, воспользовавшись методом бездифференциальной настройки этих станков. Сущность этого метода сводится к тому, что условия кинематического согласования перемещений конечных звеньев цепей с гитарами $i_{\text{диф}}$ и $i_{\text{тан}}$ учитываются согласованием вращений заготовки и фрезы цепи обката с гитарой $i_{\text{обк}}$.

При нарезании цилиндрического колеса с винтовым зубом это условие будет иметь вид

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow \frac{z}{k} \left(1 \pm \frac{S_0}{T} \right) \text{ об. фрезы};$$

при нарезании червячного колеса методом тангенциального врезания оно будет:

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow \frac{z}{k} \left(1 + \frac{S_0}{\pi m z} \right) \text{ об. фрезы},$$

где S_0 и S_0 — продольное и осевое перемещения фрезы, отнесенные к одному обороту заготовки; m — модуль червячного колеса.

Знаки «+» или «-» берут в зависимости от сочетания направлений винтовых линий на заготовке и фрезе.

продольного перемещения фрезы или заготовки в зависимости от того, с суппортом фрезы или со столом жестко связана гайка вертикального ходового винта.

Внутренняя цепь группы тангенциального врезания $\Phi_{S_2} (P_0 B_0)$ связывает гайку осевого (тангенциального) ходового винта со шпинделем заготовки; ее используют при нарезании на станке червячного колеса методом тангенциального врезания. В этом случае рассматриваемая цепь $11-12-13-9-3-4$ вместе с органом настройки $i_{\text{тан}}$ должна обеспечить условие кинематического согласования перемещений своих конечных звеньев следующего вида:

$$L \text{ мм тангенциального перемещения фрезы} \leftrightarrow \frac{L}{\pi m z} \text{ об. заготовки},$$

где L — произвольное тангенциальное перемещение фрезы.

Скорость движения $\Phi_{S_2} (P_0 B_0)$ настраивается посредством гитары осевой подачи, расположенной в цепи осевых подач. Встречаются два вида структуры этой цепи. Если группа $\Phi_{S_2} (P_0 B_0)$ имеет своей отдельный источник движения M_2 или общий источник движения с группой $\Phi_{S_1} (P_2 B_2)$, то цепью осевых подач будет цепь, связывающая двигатель M_2 или M_1 с гайкой осевого ходового винта. Условие согласования перемещений конечных звеньев такой цепи будет: $\nu_{M_2} (M_2)$ об/мин электродвигателя $M_2 (M_1) \leftrightarrow S_0$ мм осевого перемещения фрезы.

Если группа $\Phi_{S_2} (P_0 B_0)$ имеет в качестве источника движения двигатель M , общий для всех трех групп Φ_0, Φ_{S_1} и Φ_{S_2} , то цепью осевых подач будет цепь $4-3-10-7-12-11$, соединяющая шпиндель заготовки с гайкой осевого ходового винта. Условие согласования перемещений конечных звеньев такой цепи будет:

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow S_0 \text{ мм осевого перемещения фрезы}.$$

В этом случае осевая подача S_0 становится зависимой от скорости вращения заготовки.

При нарезании червячных колес методом радиального врезания помимо группы движения $\Phi_0 (B_1 B_2)$ используется кинематическая группа движения $B_P (P_1)$, у которой внутренней связью осуществлена относительным радиальным перемещением заготовки или фрезы. Внешняя связь осуществляется через цепь $4-3-10-14$ радиальной подачи. Как и предыдущие цепи подач (продольная и осевая), эта цепь имеет два вида структур и в соответствии с этим через гитару i_S обеспечивает одно из следующих условий согласования перемещений своих конечных звеньев:

$$\nu_{M_2} (M_2) \text{ об/мин электродвигателя } M_2 (M_1) \leftrightarrow S_{\text{рад}} \text{ мм/мин радиального перемещения фрезы или}$$

$$1 \text{ об. заготовки} \leftrightarrow S_{\text{рад}} \text{ мм радиального перемещения фрезы}.$$

Анализ движений формообразования, обеспечивающих нарезание зубчатых колес червячными фрезами, показывает, что при нарезании цилиндрических колес с винтовым зубом и червячных колес

Кинематическая схема зубофрезерного станка, и ее анализ и настройка цепи станка.

1. Настройка станка на нарезание прямозубых цилиндрических колес. Фрезу устанавливают наклонно под углом γ к горизонтали, равным углу подьема витков червячной фрезы α (рис. 177, а), т. е. $\gamma = \alpha$. В станке должны быть настроены кинематические цепи главного движения, обкатки и деления, вертикальной подачи.

Главное движение станка (см. рис. 176) осуществляется от электродвигателя M_1 ($N = 7,5$ кВт, $n = 1460$ мин⁻¹) через зубчатую пару (26/63), коробку скоростей с электромагнитными муфтами, вал IV, конические пары (29/29), (29/29), цилиндрическую передачу (20/80). Переключением муфт $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$ обеспечивается девять значений частоты вращения фрезы в пределах 50—315 мин⁻¹

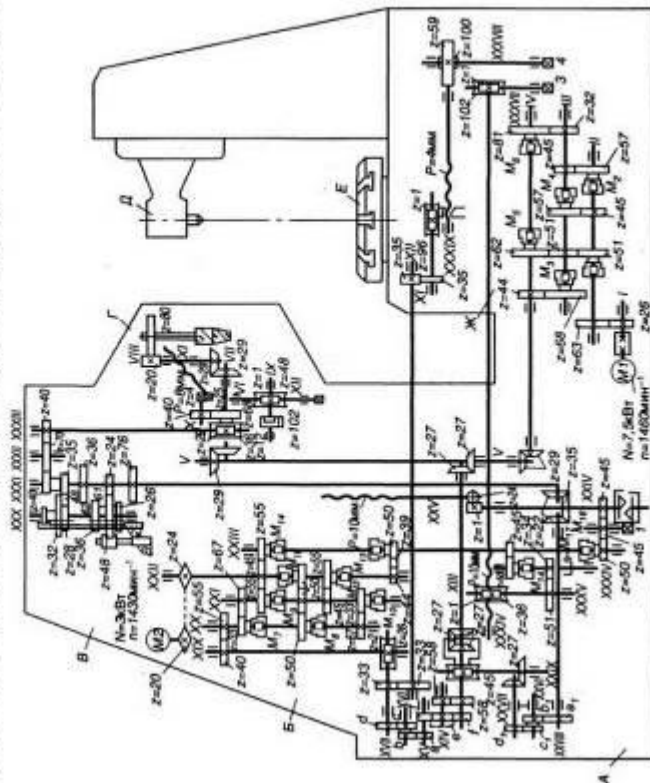


Рис. 176. Кинематическая схема зубофрезерного полуавтомата 5М32

Тема 4.3. Основные узлы зубофрезерных станков (Дискуссия 1 ч.)

Зубофрезерный автомат 5М32. Станок предназначен для фрезерования зубьев цилиндрических, прямозубых и косозубых колес, а также червячных колес в условиях единичного и серийного производства. Червячные колеса можно нарезать методом радиальной и тангенциальной подачи.

Технические характеристики станка. Наибольший диаметр нарезаемых цилиндрических колес 800 мм; наибольший нарезаемый модуль — 10 мм; пределы частот вращения фрезы 50—315 мин⁻¹; пределы подачи: вертикальной 0,8—5,0 мм/об; радиальной 0,15—1 мм/об; осевой 0,17—3,1 мм/об.

Цикл работы станка автоматизирован: быстрый подвод инструмента к заготовке, зубонарезание, быстрый отвод инструмента в исходное положение и остановка станка. Цилиндрические колеса можно обрабатывать методом попутного (вертикальная подача снизу вверх) и встречного (вертикальная подача сверху вниз) фрезерования. При попутном фрезеровании возможно применение более высоких скоростей резания.

Станок состоит из следующих основных узлов: на станине А (рис. 176) закреплена суппортная стойка В, по которой перемещается фрезерный суппорт Г. Стол Е движется по горизонтальному направляющим станины. Контроль держка Д поддерживает верхний конец оправки с установленными на ней заготовками.

В станине расположена коробка скоростей Ж, а в суппортной стойке коробка подач Б.

Обработка заготовок на станке осуществляется при наличии следующих движений в станке: главное движение — вращение фрезы; движения подачи: а) вертикальная — суппорта Г, б) радиальная — стола Е; в) осевое перемещение ползушки суппорта Г; движение обкатки и деления — согласованное вращение фрезы и детали; вспомогательное движение — ускоренное перемещение суппорта и стола, перемещение фрезы для более полного использования ее витков.

дачу (20/24) по следующей кинематической цепи: 1430 x (20/24) x (45/55) x (50/45) x (45/45) x (1/24) x 10 = 450 мм/мин.

2. Настройка станка на нарезание цилиндрического колеса с винтовым зубом. Фрезе устанавливают под углом $\gamma = \beta \pm \alpha^\circ$, где β° — угол наклона зубьев нарезаемого колеса к оси, а α° — угол подъема винтовой линии фрезы. Знак плюс ставят при разноименных направлениях.

Кинематические цепи главного движения, обкатки и деления, вертикальной подачи настраивают так же, как и при нарезании прямозубых цилиндрических колес, но заготовке, кроме вращательного движения обката сообщают еще и дополнительное вращение из-за наклона зуба. Кинематическая цепь, обеспечивающая траекторию винтового движения, называется цепью дифференциала. Она идет (рис. 176) от винта XXV через гитару дифференциала $a_1 - b_1, c_1 - d_1$, коническую передачу (27/27), вал XXIX, червячную передачу (1/45), дифференциал, вал XIII, передачу (58/58), колеса $e - f$, гитару деления, зубчатые пары (33/33) x (35/35), делительную червячную пару (1/96). Уравнение кинематической цепи дифференциала составим из условия, что при перемещении фрезы на величину шага винтовой линии $P_{a,k}$ заготовка делает один оборот: $(P_{a,k}/10) \times (24/1) \times (3/22) \times (a_1/b_1) \times (c_1/d_1) \times (1/45) \times (i_{\text{инф}}) \times (58/58) \times (e/f) \times (a/b) \times (c/d) \times (33/33) \times (35/35) \times (1/96) = 1$ об. заготовки.

Для данного случая $i_{\text{инф}} = 2$, червячное колесо $Z = 45$ вращает водило, передаточное отношение колес $e/f = 1$, передаточное отношение гитары деления $(a \times b) \times (c \times d) = (24k/f)$, шаг винтовой линии $P_{a,k} = (m \times n_z Z) / (\sin \beta)$.

В результате получим передаточное отношение колес гитары дифференциала $(a_1/b_1) \times (c_1/d_1) = (7,95775 \times \sin \beta) m_{a,k}$.

Дифференциальная цепь настраивается и при нарезании прямозубых колес с простым числом зубьев, для которых нет сменных колес в прилагемом к станку наборе. Для этого на входной и выходной валы коробки подач устанавливают специальные колеса, а электромагнитные муфты коробки подач отключают.

3. Настройка на нарезание червячных колес методом радиальной подачи. Ось фрезы устанавливают горизонтально (рис. 177, в). Червячная фреза должна иметь параметры, соответствующие червяку, с которым будет работать в паре нарезаемое червячное колесо. Для нарезания червячного колеса нужны следующие движения: вращение фрезы, движение обката и деления, движение радиальной подачи. Настройка цепей главного движения и обкатки аналогична настройке при нарезании цилиндрических колес.

Цепь радиальной подачи связывает вращение заготовки с ходовым винтом XXXIV. За один оборот заготовки стол должен переместиться на величину радиальной подачи S_p .

Уравнение кинематического баланса цепи радиальной подачи: $1 \times (96/1) \times (35/35) \times (33/33) \times (2/26) \times (40/56) \times (i_{k,n}) \times (45/55) \times (45/50) \times (34/61) \times (1/36) \times 10 = S_p$, откуда $S_p = 0,6 k_n$.

Уравнения кинематического баланса для минимальной частоты вращения $n_\phi = 1460 \times (26/63) \times (45/57) \times (32/81) \times (29/29) \times (29/29) \times (29/29) \times (20/80) = 50 \text{ мин}^{-1}$.

Частоту вращения фрезы можно рассчитать по формуле $n_{\text{фр}} = 1000 V / \pi d_\phi$, где V — скорость резания, м/мин; d_ϕ — диаметр фрезы, мм.

Движение обкатки и деления связывает вращение фрезы и заготовки. Эта кинематическая цепь имеет следующий вид: червячная фреза, зубчатые пары $Z - (80/20)$, (29/29), (27/27), дифференциал, зубчатые передачи, $Z - (58/58)$, $e - f$, гитара сменных колес $a - b, c - d$, зубчатые пары $Z - (33/33)$, (35/35), делительная червячная пара $Z - (1/96)$. При работе правозаходной фрезой движение с вала XIII передается на вал XV, минуя зубчатую передачу $Z - (58/58)$.

Цель деления и обкатки настраивается исходя из условия: за один оборот К-заходной фрезы заготовка должна совершить K/Z оборотов, где Z — число зубьев нарезаемого колеса: $1 \times (80/20) \times (29/29) \times (29/29) \times (27/27) \times (i_{\text{инф}}) \times (58/58) \times (e/f) \times (a/b) \times (c/d) \times (33/33) \times (35/35) \times (1/96) = (K/Z)$, откуда $(a/b) \times (c/d) = (24Kf)/(Zi_{\text{инф}})$. При нарезании прямозубых колес дифференциал работает как обычная зубчатая передача, поэтому передаточное отношение $i_{\text{инф}} = 1$. Зубчатые колеса e и f служат для расширения диапазона регулирования сменных колес гитары деления. Их подбирают следующим образом: при $Z < 161$ (e/f) — (54/54), при $Z > 161$ (e/f) — (36/72).

Формула для настройки гитары деления при $Z < 161$ $(a/b) \times (c/d) = 24K/Z$, при $Z > 161$ $(a/b) \times (c/d) = 48K/Z$.

К станку прилагается следующий набор сменных колес для гитары деления и дифференциала: 23, 24, 25 (2 шт.), 30, 33, 34, 35, 37, 40, 40, 41, 43, 45, 47, 48, 50, 53, 55, 58, 59, 60, 61, 62, 65, 67, 70, 71, 73, 75, 79, 80, 83, 85, 87, 89, 90, 92, 98, 100.

Вертикальная подача осуществляется по следующей кинематической цепи: стол, червячная пара (96/1), зубчатые передачи (35/35), (33/33), вал XVII, червячная пара (2/26), коробка подач с электромагнитными муфтами передач (45/45), вал XXIII, при включенной муфте M_6 передачи (50/45), (45/45), червячная пара (1/24), ходовой винт XXV с шагом $P = 10$ мм. Переключение электромагнитных муфт $M_7 - M_{12}$ обеспечивает девять значений подач в пределах 0,8—5,0 об/мин стола. Реверс подачи осуществляется для цепи вертикальной подачи: за один оборот стола с заготовкой фреза должна переместиться на величину вертикальной подачи S_p . Уравнение кинематической цепи $1 \times (96/1) \times (35/35) \times (33/33) \times (2/26) \times (40/56) \times (i_{k,n}) \times (45/55) \times (50/45) \times (45/45) \times (1/24) \times 10 = S_p$, откуда $S_p = 2i_{k,n}$, где $i_{k,n}$ — передаточное отношение коробки подач.

Ускоренные вертикальные перемещения фрезы осуществляются от электродвигателя $M2$ ($N = 3 \text{ кВт}$, $n = 1430 \text{ мин}^{-1}$), через цепную пере-

быстрых перемещений. Цепь дифференциала (или добавочное вращение заготовки). Червячная фреза получает осевое перемещение. Так как фрезу можно рассматривать как рейку, при перемещении фрезерной рейки на один осевой шаг P_0 зацепленная с ней заготовка, выполняющая роль реечного колеса, должна повернуться на $1/2$ оборота. Однако заготовка уже имеет обкаточное движение, поэтому для суммирования этих двух движений служит дифференциал. Учитывая, что рассматриваемая цепь связывает винт осевой подачи XI с заготовкой, запишем уравнение кинематического баланса $(P_0/8) \times (25/4) \times (40/68) \times (38/2) \times (40/70) \times (70/40) \times (40/32) \times (i_{инв}/i_1) \times (22/33) \times (33/22) \times (a_1/b_1) \times (c_1/d_1) \times (27/27) \times (1/45) \times (i_{к.н.}) \times (58/58) \times (e/f) \times (a/b) \times (c/d) \times (33/33) \times (35/35) \times (1/96) = 1/2$ об. заг.

Имея в виду, что $P_0 = \pi m_x$, где m_x — модуль червячной фрезы в осевом сечении; i_1 — передаточное отношение блока BI ; $i_{инв} = 2$; $(e/f) = (54/54)$; $(a/b) \times (c/d) = 24k/Z$, получим $(a_1/b_1) \times (c_1/d_1) = (2,77056 \times i_1)/(m_x k)$.

При отсутствии специальной червячной фрезы можно воспользоваться методом обкатки, применив «летучий» резец, т. е. оправку с резцом, представляющим собой один зуб фрезы.

Тема 4.4. Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков (Дискуссия 1 ч.)

Для сообщения возвратно-поступательного движения штосселю, несущему долбяк, применен механизм, состоящий из кривошипного диска 1, раздвижного шатуна 2 и коромысла 3 зубчатый сектор 4 которого сцеплен с круглой рейкой 5 штосселя (рис. 3).

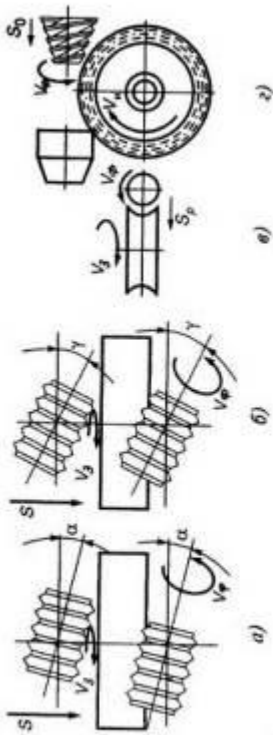


Рис. 177. Схема нарезания зубьев червячной фрезой

Муфта M_{15} включает радиальную подачу. Переключение муфт $M_7 - M_{12}$ обеспечивает девять значений радиальных подач в пределах $0,15 - 1,5$ мм/об. Муфта M_{17} тормозная. При врезании стол доводится до жесткого упора, что обеспечивает стабильный размер детали. Ускоренное перемещение стола происходит от электродвигателя M_2 через подачу $(20/24)$, $(45/45)$, вал $XXIII$, передачи $(45/45)$, $(34/61)$, $(1/36)$.

4. Настройка станка на нарезание червячных колес методом осевой подачи. Этот метод, в основном, нарезают червячные колеса для многозаходных червяков, профиль нарезаемых зубьев имеет более высокую точность, чем при методе радиальной подачи. При нарезании колес методом осевой подачи в станке необходимы следующие движения (рис. 177, з); вращение специальной червячной фрезы, обкаточное движение фрезы и заготовки, осевая подача фрезы S_0 , добавочное вращение заготовки, вызванное осевой подачей фрезы. Настройка цепей главного движения, обкатки и деления при этом методе аналогичны настройке при нарезании цилиндрических колес. Такая подача фрезы обеспечивается перемещением полушки и встроеным в нее фрезерным шпинделем. Цепь (рис. 176) подач от заготовки до вала $XXIV$ одинакова с цепью вертикальной подачи. С вала $XXIV$ вращение передается через зубчатую пару (33×22) , трехступенчатый блок BI , реверсивный блок B_2 , передачи $(40/70) (70/40)$, $(2/36)$, $(68/40) (4/25)$ на ходовой винт XI осевой подачи с шагом $P = 8$ мм. Составим уравнение кинематического баланса цепи осевой подачи, учитывая, что за один оборот заготовки фреза в осевом направлении переместится на величину осевой подачи: $1 \times (9/1) \times (25/25) \times (22/22) \times (2/28) \times (40/56) \times (i_{к.н.}) \times (45/53) \times (23/22) \times (i_1) \times (32/40) \times (40/70) \times (70/40) \times (2/26) \times (68/40) \times (4/25) \times 8 = S_0$.

Отсюда, $S_0 = 0,89 i_{к.н.} \times i_1$, где i_1 — передаточное отношение блока BI , который вместе с коробкой передач обеспечивает получение 27 значений осевых подач в пределах $0,7 - 2,1$ мм/об. Быстрые перемещения шпинделя фрезы вдоль оси осуществляются от электродвигателя M_2

$$\frac{A}{B} = \frac{n_{\text{дв.ход}}}{418}$$

$n_{\text{дв.ход}}$

Число в минуту определяют, исходя из заданной скорости резания, по формуле:

$$n_{\text{дв.ход}} = \frac{1000 \times V}{2l}$$

Длина l хода долбяка регулируется путем изменения радиуса вращения оси кривошипного пальца при помощи винта b (рис. 3), смонтированного в кривошипном диске l .

$$l = b + (5 \dots 7) \text{ мм}$$

где l - длина хода долбяка; b - длина нарезаемого зуба.

Крайние положения долбяка регулируются изменением длины шатуна 2, который состоит из двух частей, имеющих различные направления резьбы, соединенных при помощи длинной гайки.

Сумма чисел зубьев $A + B = 100$, так как межосевое расстояние этих зубчатых колес постоянно.

К станку прилагаются две пары сменных зубчатых колес A и B , позволяющих получить четыре числа двойных ходов долбяка в минуту.

При настройке станка долбяку можно сообщить возвратно-поступательное движение вручную рукояткой 7.

Круговая подача (вращение долбяка)

Под круговой подачей понимается длина дуги поворота долбяка по делительной окружности за один двойной ход долбяка. Кривошипный диск, за один оборот которого совершается один двойной ход, и долбяк связаны передачами 4-50, $C-D$ (гитара подач), 35-35, 25-25, 1-90.

Данная цепь настройки из условия:

$$1 \text{ дв.ход.долбяка} \rightarrow S \text{ мм / дв.ход}$$

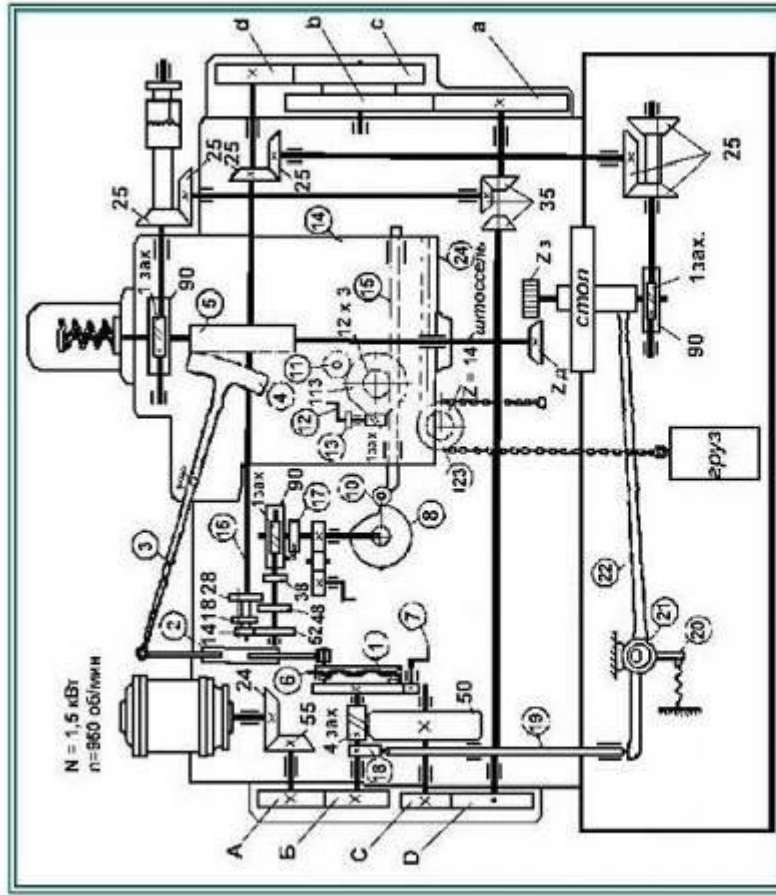


Рисунок 3 - Кинематическая схема станка 5A12

Число двойных ходов долбяка в минуту равно числу оборотов кривошипного диска.

Эта кинематическая цепь настраивается из условия:

$$n_{\text{эл}} \rightarrow n_{\text{дв.ход.долб}}$$

Уравнение кинематической цепи главного движения будет:

$$n_{\text{дв.ход}} = 960 \cdot \frac{24}{55} \cdot \frac{A}{B}, \text{ дв.ход / мин.},$$

откуда формула настройки:

Следует заметить, что на данном станке межосевое расстояние между зубчатыми колёсами a и b постоянно, поэтому $a + b = 120$. Кроме того, при расчёте чисел зубьев сменных колёс a, b, c, d , колесо c берут с числом зубьев, кратным числу зубьев долбяка

z_d , например: 1:1; 1:2; 2:1; 2:3, что значительно облегчает подбор сменных колёс.

Способ закрепления долбяка и заготовки на станке 5А12 приведен на рис. 4.

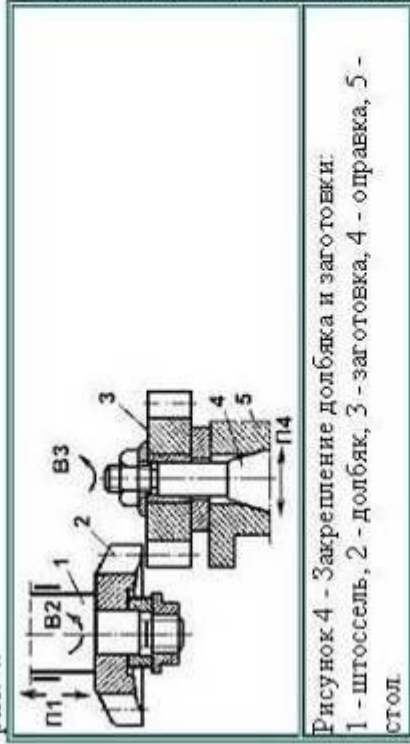


Рисунок 4 - Закрепление долбяка и заготовки.

1 - штоссель, 2 - долбяк, 3 - заготовка, 4 - оправка, 5 - стол.

штосселя по направляющим станины под воздействием вращающегося кулачка δ (рис. 3).

После установки долбяка, заготовки и сменных колёс, рукояткой θ поворачивают кулачок δ в положение, при котором ролик 10 будет находиться на самой удалённой точке (от центра) профиля кулачка δ , а затем подводят каретку штосселя к заготовке, пока зуб долбяка не коснется заготовки.

После того, как долбяк коснется заготовки, перемещают каретку 14 относительно рейки 15 на величину h_1 , близкую к высоте зуба h :

$$h_1 = h - 0,1m$$

Уравнение кинематической цепи крутовой подачи имеет вид:

$$1 \text{ довход} \cdot \frac{4}{50} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{1}{90} = \pi \cdot m \cdot z_d = S \cdot \text{мм} / \text{двход}$$

откуда формула настройки:

$$\frac{C}{D} = \frac{1125 \cdot S}{\pi \cdot m \cdot z_d},$$

где m - модуль нарезаемого колёса; z_d - число зубьев долбяка.

Кроме того, сумма зубьев колёс должна быть $C + D = 122$.

Вращение заготовки

Вращение заготовки должно быть точно согласовано с вращением долбяка. Долбяк и заготовка связаны передачами 90-1, 25-25, 35-35, а, b, c, d (гитара деления), 25-25, 25-25, 1-90. Если обозначить число

зубьев долбяка z_d , а число зубьев нарезаемого колёса z , то за период поворота долбяка на один зуб $(1/z_d)$ заготовка также должна

повернуться на один зуб $(1/z_{заг})$.

Условием настройки этой цепи будет:

$$1/z_d \rightarrow 1/z_{заг}$$

Тогда можно написать уравнение кинематического баланса:

$$\frac{1}{z_d} \cdot \frac{90}{1} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{a}{a} \cdot \frac{c}{c} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{1}{1} = \frac{1}{z_{заг}}$$

откуда формула настройки:

$$\frac{a \cdot c}{b \cdot d} = \frac{z_d}{z_{заг}}$$

На всех кулачках имеется участок врезания на угле 90° , на котором профиль кулачка очерчен по архимедовой спирали, и

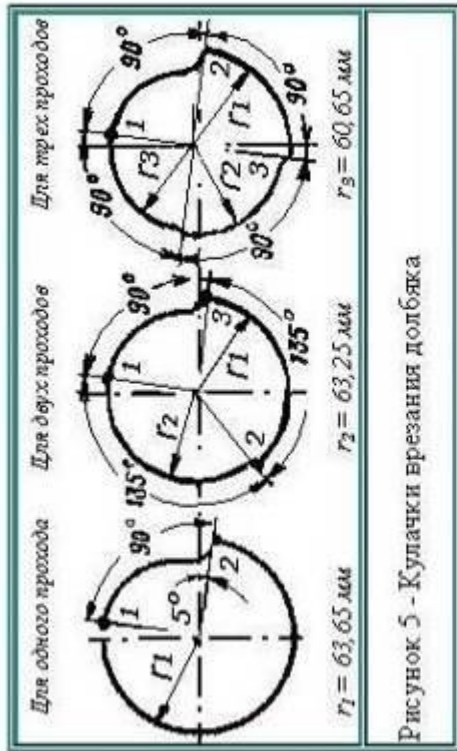


Рисунок 5 - Кулачки врезания долбяка

участки обкатки, очерченные по окружности и занимающие различные углы на кулачке в зависимости от количества проходов при нарезании зубьев.

На участке врезания долбяк врезается в заготовку на нужную величину, а на участках обкатки происходит обработка зубчатого колеса, при этом долбяк радиальных перемещений не имеет.

При однопроходной обработке вводится в зацепление зубчатое колесо $z = 28$ тройного блока вала 16 (рис. 3) с колесом $z = 38$.

Тогда за время одного оборота заготовки, после врезания долбяка, кулачок повернется примерно на $3/4$ оборота окружности кулачка, как это следует из уравнения кинематической цепи.

$$1 \text{ об. за } 2 \cdot \frac{90}{25} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{28}{25} \cdot \frac{1}{38} \cdot \frac{1}{90} \approx 3/4$$

Для работы в два прохода включаются зубчатые колеса $z = 18$ и $z = 48$. При этом за один оборот заготовки после врезания долбяка кулачок повернется на $3/8$ окружности.

При трехпроходной обработке включаются колеса $z = 14$ и $z = 52$. Тогда после врезания долбяка за один оборот заготовки кулачок вернется на $1/4$ окружности.

Радиальный отвод заготовки

Отвод заготовки от долбяка в период обратного хода последнего осуществляется кулачком 18 , закрепленным на валу кривошипного

Здесь $0,1m$ принимается величина запаса на случай изменения размеров зубьев долбяка вследствие его переточек, неточностей изготовления заготовки и ее установки.

Поскольку глубина врезания была принята неполной, то толщина S' полученного зуба будет немного больше нормальной толщины зуба S на величину: $\Delta S = S' - S$

Зная величину ΔS , для получения зуба нужной толщины приближают долбяк к изделению на величину Δh , равную:

$$\Delta h = \frac{\Delta S}{2fg\alpha},$$

где α - угол зацепления;

$$\text{при } \alpha = 20^\circ \quad \Delta h = 1,37\Delta S,$$

$$\text{при } \alpha = 15^\circ \quad \Delta h = 1,87\Delta S.$$

После перемещения долбяка на величину Δh зубчатое колесо обкатывают в горично и получают нужную толщину зуба.

Во время работы станка кулачок 8 медленно вращается и постепенно перемещает долбяк на изделе. Вращение кулачка передается от вала 16 через одну из ступеней тройного скользящего блока, червячную пару $1/90$, храповой механизм 17 на вал, на котором закреплен кулачок.

На данном станке можно обрабатывать зубья колес в один, два или три прохода, т.е. за один, два или три оборота заготовки.

Для этого устанавливают соответствующий кулачок для одного, двух или трех проходов (рис. 5) и вводят в зацепление соответствующее зубчатое колесо подвижного тройного блока, вал 16 (рис. 3).

следа или касания. Как правило, вначале получают форму зуба по длине, а затем профиль. В случаях же формообразования боковых поверхностей зубьев конических колес профильной круговой протяжкой (рис. 4.14, а) и фрезой (рис. 4.14, б), а также при шлифовании профильным кругом с использованием метода копирования в сочетании с методами следа или касания вначале получают профиль зуба, а затем его форму по длине. При нарезании зубчатых колес остроконечными резами по конуру (рис. 4.14, в) используют малопродуктивный метод двойного следа.

Наиболее простые кинематические структуры имеют зуборезные станки, в которых образование профиля обрабатываемых зубьев



Рис. 4.14. Формообразование зубьев конических колес с помощью: а — профильной круговой протяжки; б — профильной фрезы; в — остроконечных резами по конуру

осуществляется методами копирования или следа. Структура таких станков содержит только простые кинематические группы — одну или две группы формообразования и группу деления.

Наибольшее распространение при нарезании конических колес получил метод следа в сочетании с методом обката или, как его называют короче, метод обката. Этот метод основан на воспроизводстве зацепления пары сопряженных конических зубчатых колес (рис. 4.15), одним из которых является обрабатываемое колесо, а другим — имитируемое одним зубом или впадиной производящее зубчатое колесо.

В процессе обработки они взаимно обкатываются с целью образования профиля зуба методом обката. Так как реального производящего колеса нет, а есть только имитация его движения, которую осуществляет люлька, то такое колесо называют воображаемым производящим колесом. Профиль зуба или впадины между двумя соседними зубьями воображаемого производящего колеса также имитируется движением режущих (производящих) кромок инструмента, перемещающихся с достаточно большой скоростью по линии, характеризующей форму зуба по длине обрабатываемого колеса. В качестве воображаемого производящего колеса используют плоское либо чаще плосковершинное колесо с углом при вершине начального конуса $2\varphi = 180^\circ - 2\gamma$ (где γ — угол ножи зуба нарезаемого колеса). Плоское колесо представляет собой круговую рейку; оно является предельным коническим колесом в том же смысле, в каком прямолинейная зубчатая рейка представляет собой предель-

диска, который при помощи штока 19 (рис. 3) качает рычаг 20, поворачивает эксцентрик 21 и перемещает шатун 22, а последний сообщает короткие возвратно-поступательные перемещения столу, несущему заготовку

Тема 4.5. Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом (Дискуссия 1 ч.)

Форма боковой поверхности зубьев конических колес характеризуется профилем зуба и формой его по длине. Профиль зубьев представляет собой пространственную кривую, несколько отличающуюся от плоской эвольвенты. Форма зубьев по длине может быть разнообразной. Наибольшее распространение получили зубчатые колеса с прямыми и круговыми (дугowymi) зубьями.

Для образования профиля зубьев конических колес в основном применяют метод обката и весьма редко метод следа и копирования, которые используют при нарезании крупногабаритных конических колес с прямым зубом. Форму зубьев по длине образуют методами

нов группы Φ_8 (B_2, B_3). Поэтому группы Φ_8 и D должны иметь между собой кинематическое соединение. Для этого применяются один из трех способов соединения: параллельный, последовательный или смешанный (параллельно-последовательный). В зависимости от способа соединения групп Φ_8 и D видоизменяются структура станка и его кинематическая настройка.

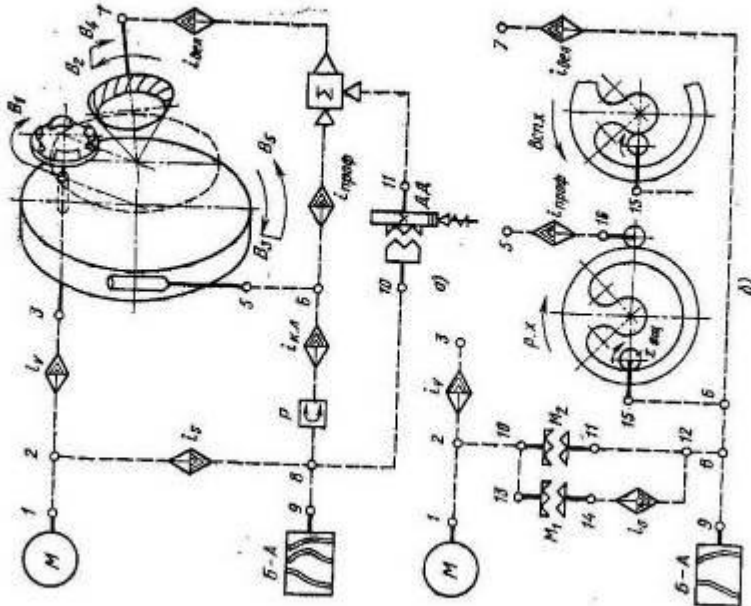


Рис. 4.17. Кинематическая структура зуборезного станка для нарезания конических колес:
 а — при параллельном способе соединения групп D и Φ_8 ; б — при смешанном способе соединения групп D и Φ_8

Структура групп Φ_8 (B_1) и Φ_6 (B_1) простая, и внутренняя связь их обеспечивается связью либо поступательной пары ползуна с резцами — люлькой, либо вращательной пары резцовая головка — люлька. Внешняя связь группы Φ_8 состоит из кинематической цепи $1-2-3$ между (рис. 4.17, а) двигателем M и ползунами или рездо-

ное виллиндрическое колесо с радиусом $R \rightarrow \infty$. Как и у прямой рейки, у круговой рейки профили зубьев очерчены прямыми линиями. Это является основным при использовании плоского или плосковершинного конического колеса в качестве производящего.

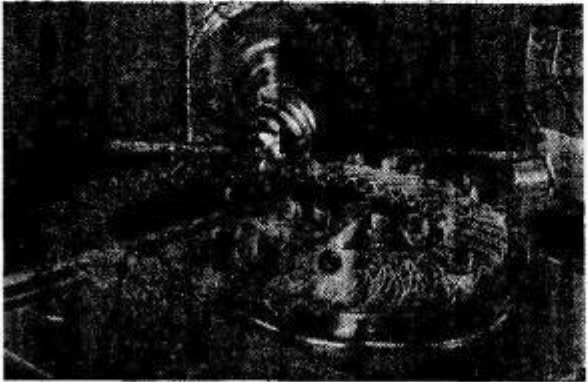
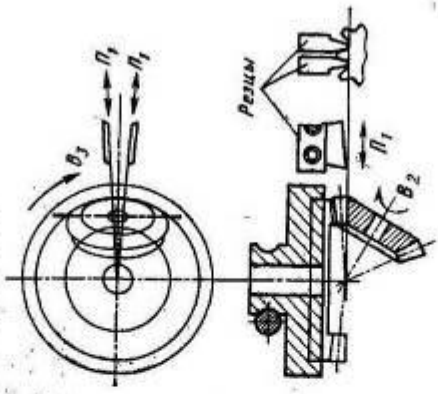


Рис. 4.15. Схема зацепления обрабатываемого конического колеса с плоским производящим воображаемым колесом

Рис. 4.16. Схема нарезания зубьев конического колеса



Кинематическая структура любого из зуборезных станков, нарезующих конические колеса по методу обката (рис. 4.16), будет состоять из двух, а в некоторых случаях из трех групп формообразования и группы деления. Нарезание прямозубых конических колес осуществляется чаще с помощью двух зубострогальных резцов, а нарезание колес с дуговым зубом — резцовыми головками, резцы которых расположены на окружности. Структура этих станков однотипна. Она содержит сложную группу формообразования Φ_8 (B_2, B_3), обеспечивающую обкаточное движение заготовки и люльки для образования профиля зубьев, и простую группу Φ_6 (B_1) или Φ_6 (B_1), обеспечивающую движение резцов или резцовой головки для получения формы зубьев по длине. Помимо групп формообразования структура зуборезных станков включает группу деления D (B_4). Исполнительным органом ее является шпиндель заготовки, являющийся также одним из исполнительных орга-

различные скорости, причем во время вспомогательного хода распределительный вал всегда вращается с постоянной скоростью. В этом случае условие согласования вращений распределительного вала и двигателя будет иметь вид

$$\frac{\delta_p}{360^\circ} \text{ об. распределительного вала} \leftrightarrow \frac{n_M}{60} t_p \text{ об. двигателя,}$$

где δ_p — угол поворота распределительного вала, соответствующий времени t_p .

Угол δ_p зависит от соотношения скоростей вращения люльки при рабочем и вспомогательном ходах и определяется для каждого конкретного станка и передаточных отношений зубчатых колес механизма реверса люльки.

Настройка движения $\Phi_s (B_2 B_3)$ на путь, т. е. на угол качания θ° люльки, зависит от способа соединения групп $D (B_1)$ и $\Phi_s (B_2 B_3)$. Наибольшее распространение получили два способа — параллельный и смешанный.

При параллельном способе соединения групп D и Φ_s (рис. 4.17, а) периодическое делительное движение $D (B_1)$ суммируется через дифференциал Σ с движением заготовки B_3 в период реверсирования обкаточного движения $\Phi_s (B_2 B_3)$, т. е. возврата люльки в исходное положение для профилирования следующего зуба или впадины нарезаемого колеса. При этом заготовка за время реверсирования, т. е. за t_r , как правило, поворачивается на $1/2z_{\text{заг}}$ оборота.

При смешанном способе соединения групп D и Φ_s (рис. 4.17, б) реверсируется лишь люлька, а заготовка продолжает непрерывно вращаться в одну сторону. При этом за время возврата люльки в исходное положение заготовка проворачивается на $z_1/2z_{\text{заг}}$ оборота, где z_1 — число зубьев заготовки, пропускаемых между двумя последовательными циклами деления, z_1 не имеет общих множителей с $z_{\text{заг}}$.

При обоих способах соединения групп D и Φ_s для возврата люльки в исходное положение необходим в структуре станка реверс. При параллельном способе для реверсирования люльки и заготовки реверс располагают во внешней связи группы $\Phi_s (B_2 B_3)$ на участке 8—6. При смешанном соединении надо реверсировать только люльку, и поэтому реверс располагают во внутренней связи группы $\Phi_s (B_2 B_3)$ на участке 6—15—16—5 цепи профилирования от звена присоединения внешней связи к внутренней до люльки. В этом случае наибольшее распространение получил специальный реверс в виде составного зубчатого колеса, составленного из нескольких зубчатых секторов внешнего и внутреннего зацепления. Вращение ведущего колеса $z_{\text{вд}}$ в одну сторону и постоянного его зацепления с внутренним замкнутым контуром составного колеса будет сообщать последнему вращательное движение то в одну, то в другую сторону и тем самым осуществлять реверсирование люльки. Колесо $z_{\text{вд}}$ обходит один раз полностью весь внутренний контур составного колеса за время цикла обработки одного зуба нарезаемого колеса.

вой головкой, обеспечивающей условие согласования перемещений ее конечных звеньев следующего вида:

$$n_M \text{ об./мин двигателя } M \leftrightarrow k \text{ дв. ход./мин резцов или}$$

$$n_M \text{ об./мин двигателя } M \leftrightarrow n_{p,r} \text{ об./мин резцовой головки.}$$

Группа движения подачи $\Phi_s (B_2 B_3)$ сложная: ее внутренняя связь обеспечивается кинематической цепью 5—6—7 между люлькой и шпинделем заготовки, называемой цепью профилирования или обката. Эта цепь с органом настройки (гитарой профилирования $i_{\text{проф}}$) должна обеспечивать следующее условие кинематического согласования вращений своих конечных звеньев:

$$1 \text{ об. люльки} \leftrightarrow \frac{z_{\text{вд}}}{z_{\text{заг}}} \text{ об. заготовки,}$$

где $z_{\text{заг}}$ — число нарезаемых зубьев колеса; $z_{\text{вд}} = z_{\text{вд}}/\sin \varphi$ — условное число зубьев плоского производящего колеса, здесь φ — половина угла при вершине начального конуса нарезаемого колеса.

Внешняя связь группы Φ_s обеспечивает передачу движения от двигателя M во внутреннюю связь группы по цепи 1—2—8—6 и содержит орган настройки на скорость обкаточного движения — гитару подач i_s . Помимо настройки на скорость обкаточное движение $\Phi_s (B_2 B_3)$ должно настраиваться на путь — угол качания θ° люльки, необходимый для полного профилирования одного зуба нарезаемого колеса, после чего люлька должна возвратиться в исходное положение для профилирования следующего зуба.

Все зуборезные станки работают в цикловом режиме. За время цикла t_c принимают время обработки одного зуба (впадины). Этим же временем условно задается подача, и поэтому ее называют цикловой. Время цикла t_c есть сумма $t_p + t_r$, где t_p — время рабочего хода люльки (ее поворот в процессе профилирования зуба) и t_r — время вспомогательного хода (ее поворот в исходное положение). Для повышения производительности обработки стремятся, чтобы $t_r < t_p$. Для этого нередко в зуборезных станках во внешней связи группы $\Phi_s (B_2 B_3)$ применяют передачи или цепь передач, позволяющие получить ускоренное вращение люльки при вспомогательном ходе. Включение и отключение этих передач осуществляется с помощью распределительного вала барабана автомата, который за время цикла всегда совершает один оборот.

Настройка на скорость подачи обкаточного движения осуществляется через гитару подач i_s . Формулу настройки гитары определяют из уравнения кинематического баланса цепи между двигателями и распределительным валом. Условие согласования их вращений можно представить следующим образом:

$$1 \text{ об. распределительного вала} \leftrightarrow \frac{n_M}{60} t_c \text{ об. двигателя,}$$

где $\frac{n_M}{60}$ — число оборотов двигателя в секунду.

Если при вспомогательном ходе люльки движение к ней передается минуя гитару подач i_s , то распределительный вал имеет две

Раздел 5. Фрезерные станки

Тема 5.1. Кинематика и основные узлы фрезерных станков (Дискуссия 1 ч.)

Фрезерные станки предназначены для обработки плоских и фасонных поверхностей с помощью фрез — многолезвийных инструментов с режущими кромками, расположенными на поверхности тела вращения или на его торце.

Фрезы могут быть самых различных конструкций, из которых наиболее распространенными являются цилиндрические, дисковые, концевые, торцовые, фасонные (рис. 6.1).

Главным движением во фрезерных станках является вращение фрезы, а движением подачи — относительное перемещение фрезы и заготовки.

Согласно классификации (см. табл. 1.1), фрезерные станки относятся к 6-й группе.

В зависимости от расположения узлов станка (компоновки) различают консольные и бесконсольные фрезерные станки. Основным конструктивным отличием консольно-фрезерных станков (рис. 6.2) является наличие консоли I , перемещающейся в вертикаль-

При параллельном способе соединения групп D и Φ_8 настройка на путь движения $\Phi_8 (B_2 B_3)$ осуществляется через шару угла качания люльки $i_{к.л.}$. Формулу настройки гитары $i_{к.л.}$ определяют из уравнения кинематического баланса цепи, обеспечивающей следующее условие согласования вращений распределительного вала и люльки:

$$\frac{z_p}{360^\circ} \text{ об. распределительного вала} \leftrightarrow \frac{\theta^\circ}{330^\circ} \text{ об. люльки.}$$

Угол $\theta^\circ = \psi^\circ \frac{z_{\text{вал}}}{z_{\text{пл}}}$, где ψ° — угол поворота заготовки для полного профилирования зуба нарезаемого колеса, который выбирают по специальным номограммам в зависимости от числа нарезаемых зубьев, модуля и других параметров колеса.

При смешанном способе соединения групп D и Φ_8 путь обкатного движения $\Phi_8 (B_2 B_3)$ настраивают посредством гитар профилирования $i_{\text{проф}}$ и деления $i_{\text{дел.}}$, в формулах настройки которых фигурирует число z_1 , являющееся функцией угла качания люльки и соответствует углу поворота ψ° заготовки. Функцию $z_1 = f(\psi^\circ)$ определяют отдельно для каждого конкретного станка, используя для этого следующее условие согласования поворотов распределительного вала и шпинделя заготовки:

$$\frac{z_p}{360^\circ} \text{ об. распределительного вала} \leftrightarrow \frac{\psi^\circ}{360^\circ} \text{ об. заготовки.}$$

Внутренняя связь группы деления $D (B_4)$ обеспечивается связью вращательной пары шпиндель заготовки — делительная бабка. Внешняя связь группы D обеспечивается цепью от двигателя к шпинделю заготовки, в которую входит общие участки внешней и внутренней связи группы $\Phi_8 (B_2 B_3)$. При параллельном способе соединения групп Φ_8 и D этой цепью будет цепь $1-2-8-10-11-\Sigma-7$ (см. рис. 4.17, а), а при смешанном — цепь $1-2-10-11-12-8-6$ — и отключенные его — осуществляется с помощью распределительного вала барабана-автомата $B-A$. Движение $D (B_4)$ настраивается на путь через орган настройки — гитару деления $i_{\text{дел.}}$. Формулу настройки гитары $i_{\text{дел.}}$ определяют из уравнения кинематического баланса цепи, обеспечивающей условие согласования перемещений отсчетного звена и шпинделя заготовки. При параллельном способе соединения групп D и Φ_8 это условие будет иметь вид

$$n_{\text{об. об. отсчетного звена}} \leftrightarrow \frac{1}{z_{\text{дел}}} \text{ об. заготовки,}$$

причем отсчетным звеном может быть, например, делительный диск (ДД).

При смешанном способе отсчетным звеном является распределительный вал барабана-автомата, и условие согласования будет иметь вид

$$1 \text{ об. распределительного вала} \leftrightarrow \frac{z_1}{z_{\text{дел}}} \text{ об. заготовки.}$$

Широкоуниверсальный горизонтально-фрезерный станок отличается наличием дополнительной шпиндельной головки 9, смонтированной на подвижном хоботе. Головка может поворачиваться на любой угол в вертикальной плоскости. Еще большую универсальность придает станку наличие накладной фрезерной головки 10 со шпинделем, поворачивающимся под любым углом в горизонтальной плоскости. В этих станках отсутствует поворотная плита.

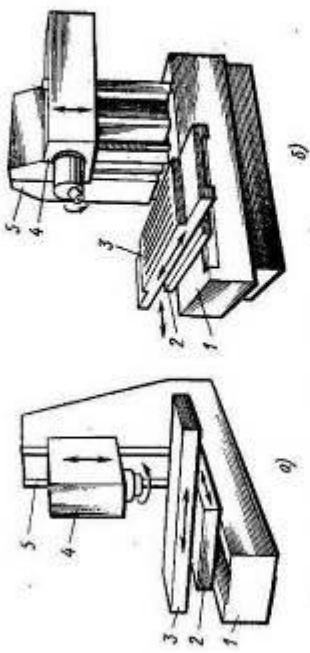


Рис. 6.3. Бесконсольные фрезерные станки: а — вертикальный; б — горизонтальный

Вертикальный консольно-фрезерный станок имеет вертикально расположенную шпиндельную головку 11, которая может поворачиваться в вертикальной плоскости. Известны конструкции станков этого типа, в которых имеется осевое перемещение шпинделя.

Бесконсольные вертикально- и горизонтально-фрезерные станки (рис. 6.3) отличаются тем, что салазки 2, несущие стол 3, перемещаются по горизонтальному направляющему станины 1, а шпиндельная бабка 4 перемещается в вертикальном направлении по направляющей стойки 5.

Продольно-фрезерные станки (одностоечные и двухстоечные) предназначены для обработки крупногабаритных деталей в основном торцовыми фрезами (рис. 6.4). По горизонтальному направляющему станины 1 перемещается стол 2, а шпиндельные головки 3 перемещаются по стойкам 4 портала, связанного балкой 5, или по направляющему поперечным 6, которая перемещается по направляющему порталу.

Карусельно-фрезерные и барабанно-фрезерные станки имеют круглый стол с горизонтальной

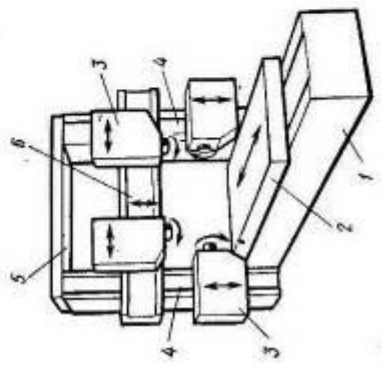


Рис. 6.4. Продольно-фрезерный станок

ном направлении по направляющим станины 2. На консоли выполнены горизонтальные направляющие, по которым движутся салазки 3, несущие стол 4, на котором закрепляют заготовку.

Консольные горизонтальные универсальные станки отличаются тем, что на салазках 3 установлена промежуточная поворотная

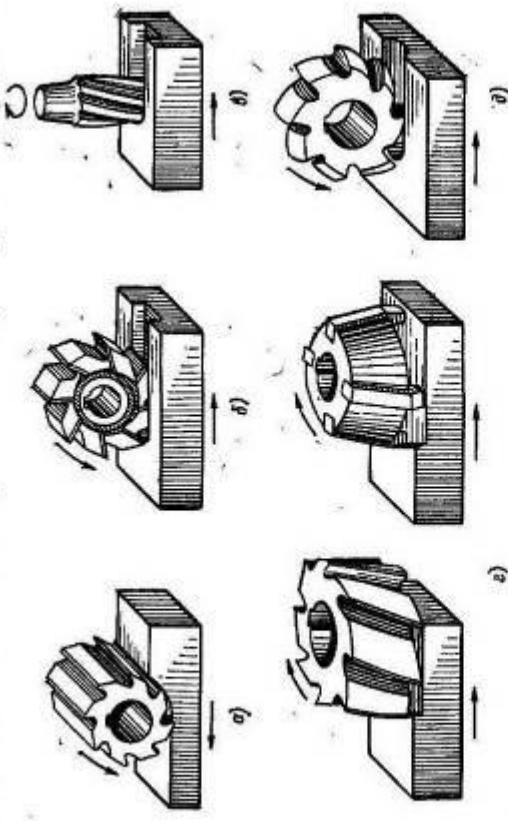


Рис. 6.1. Основные типы фрез: а — цилиндрическая; б — дисковая; в — конусная; г — торцовая; д — фасонная

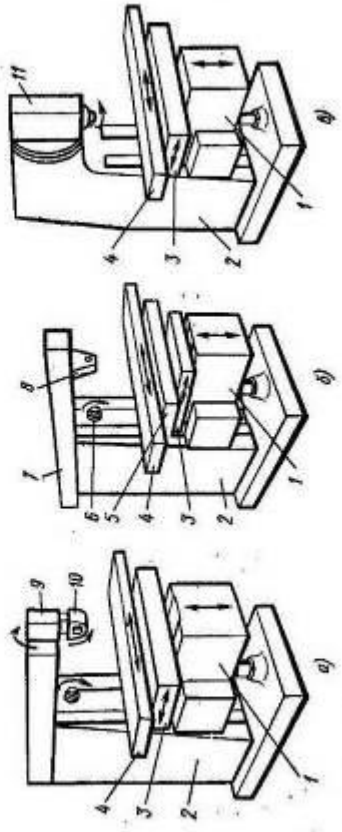


Рис. 6.2. Консольно-фрезерные станки: а — широкоуниверсальный; б — горизонтальный универсальный; в — вертикальный

плита 5, по горизонтальному направляющим которой перемещается стол 4. Шпиндель 6 станка расположен горизонтально, а на станине 2 смонтирован хобот 7, несущий поддерживающую серию 8. Фрезе или набор фрез закрепляют в оправке, один конец которой устанавливают в шпиндель, а другой — в отверстие серии.

привод, имеющий коробки с групповыми передачами в отдельном корпусе.

В продольно-фрезерных станках шпиндель и коробка скоростей представляют собой отдельную шпиндельную головку (рис. 6.6), перемещаемую по направляющим стойки или полеречины. Перемещение на глубину фрезерования и некоторые другие виды работ требуют наличия осевого перемещения шпинделя. В этом случае шпиндель 1 монтируют в пинноли 2, которая перемещается парой

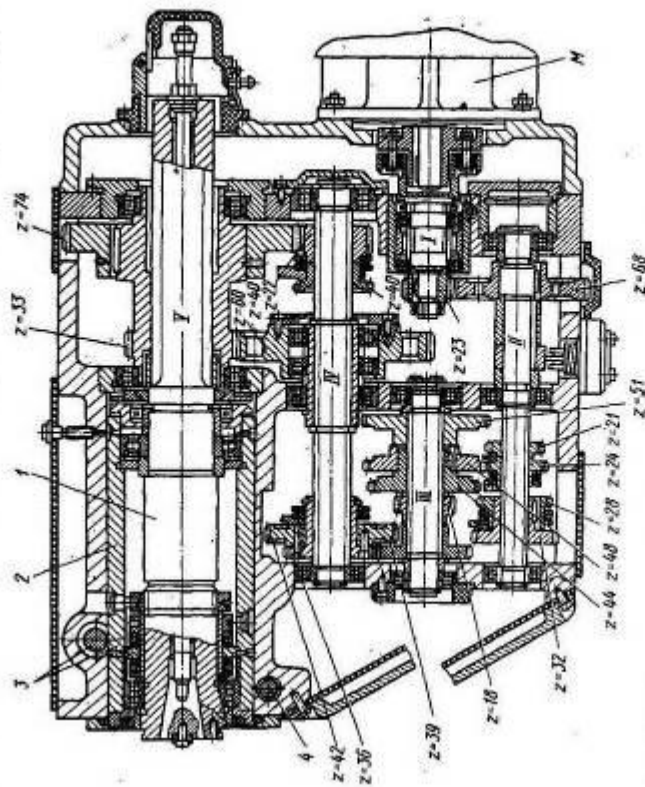


Рис. 6.6. Шпиндельная головка продольно-фрезерного станка

шестерня—рейка 3. В рабочем положении пинноли закрепляют механизмом зажима 4, представляющим собой винт с разнонаправленной нарезкой и две резьбовые втулки со скосами, контактирующими с наружной цилиндрической поверхностью пинноли.

Шпиндели фрезерных станков имеют сквозное отверстие для размещения тяги механизма зажима. Передний конец шпинделя имеет внутреннее коническое отверстие с конусностью 7 : 24 для базирования оправки или фрезы. На переднем торце шпинделя установлена шпонка, входящая в паз оправки, и имеются резьбовые отверстия для крепления оправки или корпуса фрезы.

Опоры шпинделей фрезерных станков мало отличаются от опор, применяемых в токарных станках.

осью вращения или многогранный барабан с вертикальной осью вращения, что обеспечивает круговую подачу. На стойках или на портале размещены шпиндельные головки с одним или несколькими шпинделями. Эти станки предназначены для обработки различных деталей в условиях крупносерийного и массового производства.

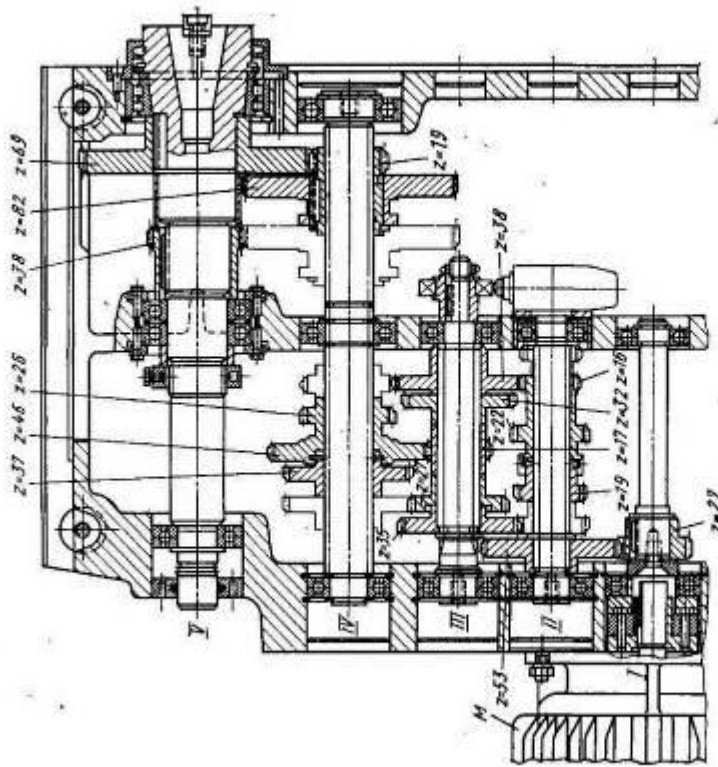


Рис. 6.5. Коробка передач горизонтально-фрезерного станка

Станины и стойки фрезерных станков представляют собой корпусные отливки коробчатой формы с ребрами жесткости и служат для размещения основных узлов станка. На станинах выполняют литые или накладные направляющие для перемещения узлов.

Коробки скоростей фрезерных станков предназначены для обеспечения главного движения — вращения шпинделя с различными частотами (рис. 6.5).

В горизонтально-фрезерных станках шпиндель и валы коробки скоростей часто монтируются непосредственно в стойке. Изменение частот вращения шпинделя обеспечивается рядом последовательно включенных групповых передач с подвижными блоками шестерен. В станках повышенной точности часто применяют разделенный

ложение которого соответствует заданной частоте вращения шпинделя. Рукояткой 18 диск перемещают влево. Если против одного из толкателей каждой пары отсутствует отверстие (против другого толкателя пары в этот момент находится отверстие), то толкатель или непосредственно, или через реечную передачу перемещает блок в нужное положение. Если требуется перемещать тройной блок, то толкатель блока на левом конце имеют две ступени.

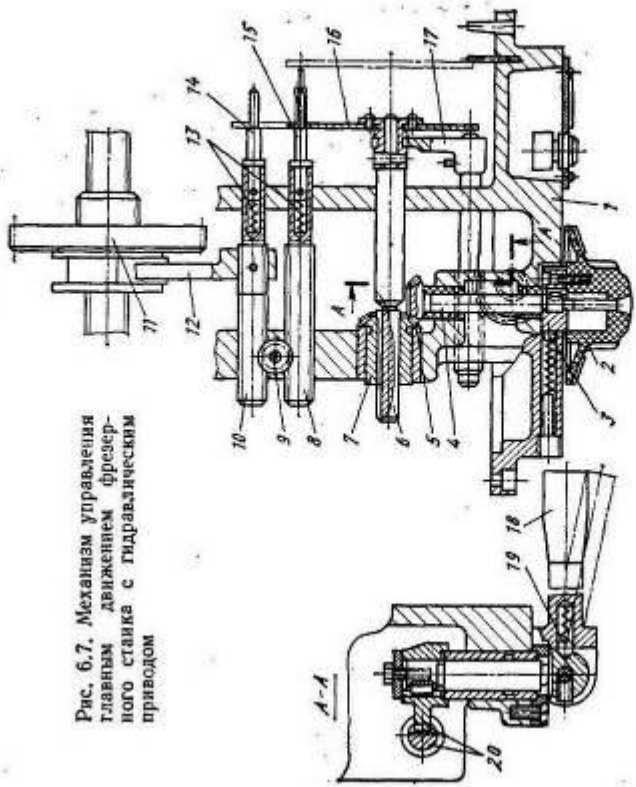


Рис. 6.7. Механизм управления главным движением фрезерного станка с гидравлическим приводом

Аналогично устроен и механизм управления движением подачи. В тяжелых фрезерных станках механизм переключения имеет гидравлический или электрический привод.

Механизм управления главным движением фрезерного станка с гидравлическим приводом приведен на рис. 6.8. Блоки шестерен 1, 2, 19, 22 перемещаются соответственно вилками 12, 6, 18, 23, которые закреплены на штоках 11, 5, 17, 21 гидроцилиндров 14, 3, 16, 20. Штоки 5 и 11 в отличие от штоков 17 и 21 выполнены ступенчатыми. В гидроцилиндрах 14, 3, 9, 8 установлены втулки 13, 10, 7, 4. Это сделано для того, чтобы обеспечить нейтральное положение блоков 1 и 2 при блокировке и среднее положение при применении тройного блока. Жидкость насосом 24 подается к поворотному распределителю 15 и от него в требуемые полости гидроцилиндров; при этом противоположные полости соединяют со сливом. Для установления блоков 1 и 2 в среднем положении жидкость поступает в противоположные полости одновременно.

Поскольку процесс фрезерования характеризуется переменной величиной силы резания, на шпинделях фрезерных станков иногда устанавливают маховики, повышающие равномерность вращения шпинделя. В ряде случаев роль маховика выполняет шестерня большого диаметра, которую желательно размещать непосредственно у переднего конца шпинделя (например, $z = 69$ на рис. 6.5).

Коробки подач фрезерных станков общего назначения представляют собой многоваловые коробки, изменение частот вращения выходного вала которых обеспечивается рядом групповых передач с подвижными блоками или кулачковыми муфтами. Коробки подач обеспечивают ряд рабочих подач и ускоренные перемещения. Для предохранения механизма подач от перегрузок в коробках предусматривают предохранительные шариковые или дисковые фрикционные муфты.

В станках с числовым программным управлением коробки подач отсутствуют, и вращение от высокомоментного двигателя с широким диапазоном регулирования передается непосредственно (или через несложный редуктор) на тяговое устройство (ходовой винт). Требуемая частота вращения шпинделя и подача во фрезерных станках обеспечиваются относительно сложным, но удобным в эксплуатации механизмом управления. Назначение этих механизмов — предельный выбор требуемой частоты или подачи во время работы станка на предыдущей операции и, после остановки станка, включение новой частоты или подачи одной рукояткой. Очевидно, такой механизм должен обеспечить перемещение блоков и включение кулачковых муфт в определенной, наперед заданной комбинации.

Механизм управления главным движением фрезерного станка показан на рис. 6.7. В отдельном корпусе 1, монтируемом на передней стенке коробки скоростей, расположен указатель 2 частот вращения шпинделя. Поворачивая этот указатель, через установленные на валиках 4 и 6 конические колеса 5 и 7 можно поворачивать диск переключения 16. В диске переключения имеются концентрично расположенные отверстия определенного диаметра, которые при фиксированном повороте диска устанавливаются против каждой пары толкателей 14 и 15, предназначенных для переключения одного блока. Число пар толкателей соответствует числу перемещаемых блоков зубчатых колес или кулачковых муфт. На рисунке показано только один блок 11. Толкатели связаны между собой шестеренно-реечной передачей 8, 9, 10, причем на одном из толкателей закреплена вилка 12, взаимодействующая с блоком. Правые концы толкателей выполнены ступенчатыми для обеспечения двух или трех положений блока. Рукояткой 18 через сектор-рейку 20 перемещают вилку управления диском 17. Между рейками шестеренно-реечной передачи и толкателем установлены пружины 13, которые сжимаются при совпадении зубьев блока и шестерни по торцам. Положение рукоятки 18 и указателя 2 фиксируется соответственно фиксаторами 19 и 3.

В начале переключения рукояткой 18 отводят диск 16 в правое положение. Затем указателем 2 поворачивают диск 16, угловое по-

пакетом тарельчатых пружин 4, связанных с ней шариковым устройством 5. Пружина 4 обеспечивает при этом силу зажима. Гидроцилиндр 6, воздействуя через шарик 7 на торец тяги, осуществляет разжим.

Для расширения технологических возможностей фрезерных станков используют различные приспособления, позволяющие сообщать закрепляемой детали дополнительные рабочие или вспомогательные движения. К ним относятся круглые поворотные столы с механизмом поворота, связанным с механизмом подачи стола станка, делительные

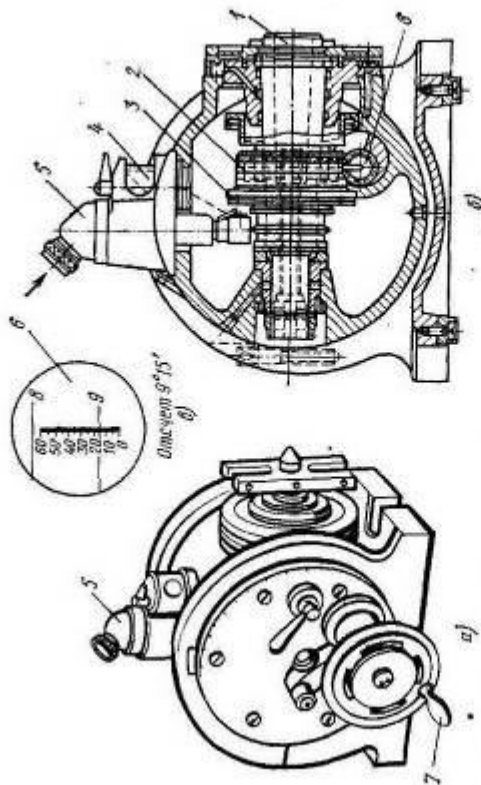


Рис. 6.10. Оптическая делительная головка:
а — общий вид; б — осевое сечение по шпинделю; в — шкала микроscopes

головки с прерывистым и непрерывным поворотом, одношпиндельные и многошпиндельные, сверлильные, долбежные и шлифовальные головки.

Оптическую делительную головку (рис. 6.10) используют при обработке особо точных деталей. Шпиндель 1 делительной головки приводят во вращение маховиком 7 через червячную пару 2—8. На шпинделе закреплен стеклянный диск 3 со шкалой, с ценой деления 1'. Углы отсчитывают с помощью микроскопа 5, в оптическую систему которого включена неподвижная шкала 6, на которой нанесено 60 делений с ценой деления 1'. Свет через окно 4 падает на шкалу 6 и отражается на стеклянном диске 3. В окуляре микроскопа 5 видны совмещенные изображения шкалы 6 и шкалы на диске 3. Точность отсчета углового положения шпинделя с помощью такой головки до 1'.

Приспособления, применяемые во фрезерных станках, можно разделить на приспособления для закрепления заготовок, приспособления для закрепления фрез и приспособления, расширяющие технологические возможности фрезерных станков.

Для закрепления заготовок непосредственно на столе станка служат прихваты различной формы, подставки и угловые плиты (острые и универсальные). Нередко заготовки крепят в различного вида машинных тисках. Тиски могут иметь ручную или гидравлический (пневматический) привод. Заготовки можно закреплять также на накладных столах, поворотных и неповоротных, в патронах и на оправках, в универсальных сборных приспособлениях.

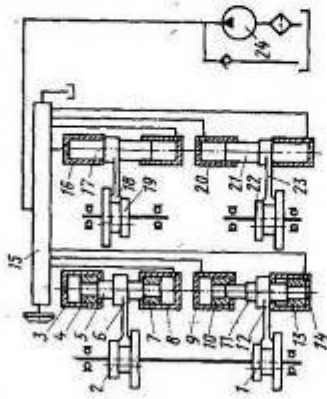


Рис. 6.8. Механизм управления главным движением

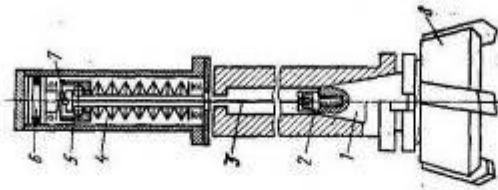


Рис. 6.9. Гидравлическое приспособление для затяжки тяги

Фрезы крепят на оправках, которые имеют конический хвостовик с резьбовым гнездом на торце. Хвостовик устанавливается в коническое отверстие шпинделя станка и плотно притягивают тягой, проходящей через сквозное отверстие шпинделя станка. Тяга имеет резьбовой конус, взаимодействующий с резьбовым гнездом оправки. Крупные торцовые фрезы имеют хвостовик, который устанавливается непосредственно в коническое отверстие шпинделя. Корпус фрезы притягивают к торцу шпинделя винтами, входящими в резьбовые отверстия, предусмотренные на переднем торце шпинделя станка. Концевые фрезы имеют конический или цилиндрический хвостовик; их крепят в патронах, устанавливаемых на шпиндель станка.

При закреплении тяжелых фрез используют гидравлические или механические приспособления для перемещения тяги. Гидравлическое устройство для закрепления тяги показано на рис. 6.9. Конический хвостовик оправки 1 и конец тяги 3 снабжены байонетным захватом 2. Фрезу 8 вводят в шпиндель станка и поворачивают так, чтобы сработал байонетный захват. Тяга 3 перемещается вверх

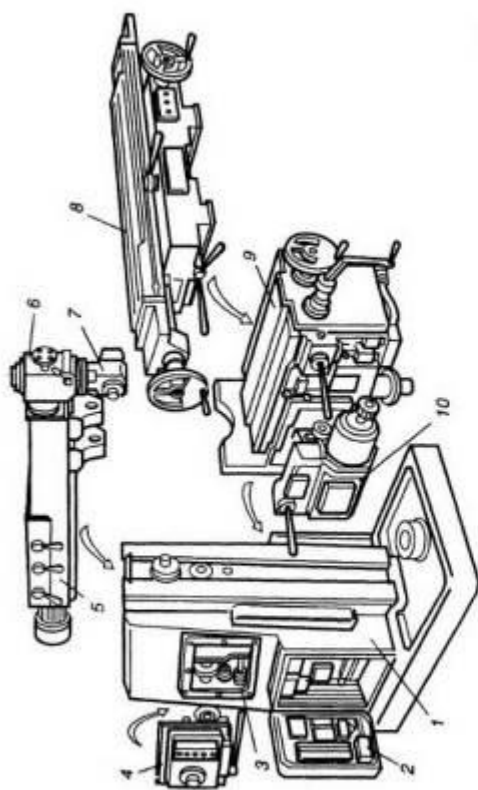


Рис. 121. Основные узлы станка 6Р82Ш:

1 — станина, 2 — электродвигатель, 3 — коробка скоростей, 4 — коробка переключений, 5 — зубчатая головка, 6 — поворотная головка, 7 — накладная головка, 8 — стол и салазки, 9 — консоль, 10 — коробка подачи

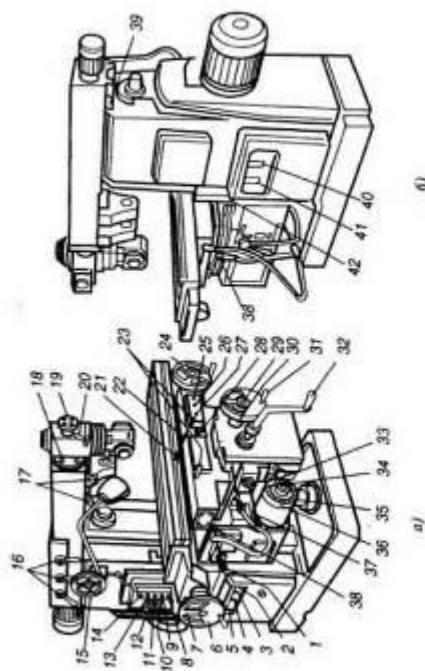
редачи. Число ступеней частот вращения равно числу вариантов передаточных отношений от электродвигателя до шпинделя, т. е. $3 \times 3 \times 2 = 18$. Минимальная частота вращения $n_{\min} = 1460 \text{ [(27/53) x (60/38) x (17/46) x (19/69)] = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; максимальная $n_{\max} = 1460 \text{ x (27/53) x (22/32) x (38/26) x (82/38) = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

Шпиндель поворотной головки приводится во вращение от электродвигателя M2 через зубчатые передачи. Число ступеней вращения $2 \times 3 \times 2 = 12$; $n_{\min} = 1430 \text{ x (28/72) x (34/66) x (21/59) x (28/28) x (19/19) = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

Привод подачи стола в поперечном и продольном направлениях осуществляется через зубчатые передачи от электродвигателя M3. Минимальная подача стола в указанных направлениях $S_{\min} = 1430 \text{ x (26/50) x (26/57) x (18/36) x (18/40) x (13/45) x (28/35) x (18/33) x (33/37) x (18/16) x (18/18) x 6 = 25 \text{ мм/мин}$, $S_{\max} = 1430 \text{ x (26/50) x (26/57) x (36/18) x (24/24) x (40/40) x (28/35) x (18/33) x (33/37) x (18/16) x (18/18) x 6 = 1250 \text{ мм/мин}$.

Ускоренная подача стола в продольном и поперечном направлениях $S_x = 1430 \text{ x (26/33) x (28/35) x (18/33) x (33/37) x (18/16) x (18/18) x 6 = 3000 \text{ мм/мин}$.

Максимальная подача стола в вертикальном направлении $S_{\text{впш}} = 1430 \text{ x (26/50) x (26/57) x (36/18) x (24/34) x (40/40) x (28/35) x (18/33) x (22/33) x (23/46) x 6 = 1000 \text{ мм/мин}$.



6)

Рис. 120. Общий вид станка мод. 6Р82Ш:

1, 22 — рукоятки включения продольных перемещений стола, 2, 37 — рукоятки включения поперечной и вертикальной подачи стола, 3 — переключатель вращающегося «включено-выключено», 4 — переключатель вращающегося «включено-выключено», 5 — переключатель вращения горизонтального шпинделя «влево-вправо», 6, 24 — маховичок ручного продольного перемещения стола, 7 — рукоятка переключения скорости горизонтального шпинделя, 8, 27 — кнопка «стоп», 9, 26 — кнопка «пуск шпинделя», 10 — стрелка указателя частоты вращения шпинделя, 11 — указатель частоты вращения шпинделя, 12, 25 — кнопка «Быстро старт», 13 — кнопка «Импульс шпинделя», 14 — переключатель освещения, 15 — маховичок ручного перемещения зубчатой, 16 — рукоятка переключения скорости шпинделя поворотной головки, 17 — механизм зажима сервы, 18 — механизм зажима поворотной головки, 19 — маховичок выдвигания гильзы шпинделя, 20 — рукоятка зажима гильзы и шпинделя, 21 — лезвочка механизма автоматического шпинделя, 22 — рукоятка включения продольной подачи стола, 23 — механизм зажима стола, 28 — переключатель ручного или автоматического управления столом, 29 — маховичок ручных поперечных перемещений стола, 30 — лимб механизма поперечных перемещений стола, 31 — колесо поперечной, 32 — рукоятка ручных вертикальных перемещений стола, 33 — кнопка фиксации грибка переключения подачи, 34 — грибок переключения подачи, 35 — указатель подачи стола, 36 — стрелка указателя подачи стола, 38 — рукоятка зажима салазок на направляющей консоли, 39 — винт зажима зубчатой, 40 — реверсивный переключатель направления вращения шпинделя накладной головки, 41 — переключатель управления «Автоматический цикл — ручное управление — работа с круглым столом», 42 — рукоятка зажима консоли

соответственно общий вид, основные узлы и кинематическая схема этого станка.

Техническая характеристика станка. Размер рабочей поверхности стола (длина x ширина) 1250 x 320 мм; наибольшее перемещение стола: продольное — 800 мм, поперечное — 240 мм, вертикальное — 360 мм; число ступеней частот вращения шпинделя 18; пределы частот вращения шпинделя 31,5–1600 мин⁻¹; число подач стола 18; пределы подачи продольных и поперечных 25–1250 мм/мин, вертикальных — 416,6 мм/мин; размеры станка 2305 x 1950 x 1680 мм; масса 2830 кг.

Кинематика станка. Привод горизонтального шпинделя (главного движения) осуществляется электродвигателем M1 через зубчатые пе-

Раздел 6. Расчет и конструирование станков
Тема 6.1. Методология создания машин. Этапы проектирования.
Выбор проектных критериев (Дискуссия 1 ч.)

Проектированию станка предшествует предварительная, так называемая проектная проработка, которая завершается составлением технического задания на проектирование отдельного станка или комплекса станочного оборудования. Техническое задание содержит сведения о назначении станка, т. е. о том множестве деталей, которое должно быть обработано на станке с требуемой точностью по размерам, форме и взаимному расположению поверхностей.

В техническом задании необходимо обосновать целесообразность проектирования нового станочного оборудования на основе анализа и сопоставления его с уже существующими станками для решения той же или аналогичных производственных задач. Техническое задание должно содержать также изучение патентных источников и тщательное экономическое обоснование предполагаемой эффективности вновь создаваемого оборудования по критерию приведенных затрат и производительности. В техническом задании регламентируют значения основных технико-экономических показателей, которым должен обладать проектируемый станок или весь комплект станочного оборудования.

Техническое предложение (рис. 11.1) является первым этапом проектирования станочного оборудования. На базе исходных данных проектной проработки в техническом предложении обосновывают и уточняют технические характеристики: диапазоны скоростей главного привода, привода подачи и вспомогательных перемещений. Выбирают двигатели для всех кинематических цепей и обосновывают рациональную мощность приводных двигателей. Дополнительно прорабатывают патентные источники и уточняют ожидаемую экономическую эффективность создаваемого станочного оборудования. На этапе технического предложения синтезируются варианты принципиальных схем станка и возможные компоновки как самого станка, так и всего комплекса станочного оборудования. Проводят оптимизацию компоновочных решений.

Эскизный проект является развитием технического предложения и содержит предварительную конструктивную проработку всех основных узлов. Принятие решений обосновывают расчетами, оптимизацией важнейших параметров с учетом технологичности конструкции и достижимой степени унификации.

Продольно-фрезерные станки.

Продольно-фрезерные станки (рис. 119, ж) предназначены для обработки заготовок крупногабаритных деталей. На станине / установлены две вертикальные стойки 6, соединенные поперечиной 7. На направляющих стойках смонтированы фрезерные головки 3 с горизонтальными шпинделями и траверса (поперечина) 4. На последней установлены фрезерные головки 5 с вертикальными шпинделями. Стол 2 перемещается по направляющим стоек 4.

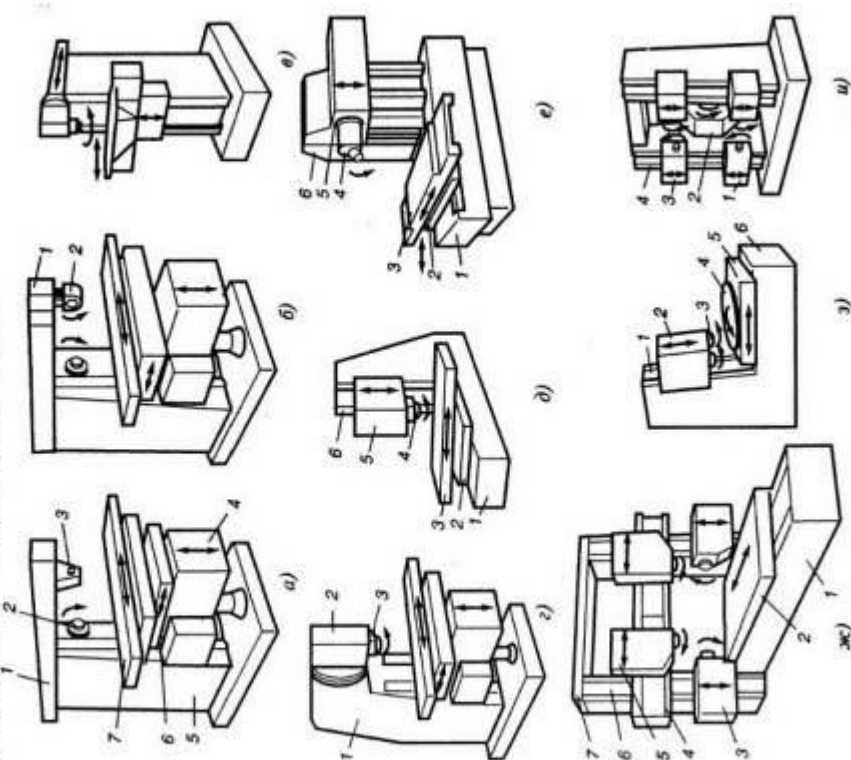


Рис. 119. Фрезерные станки:

а — универсальный консольный горизонтально-фрезерный, б — широкоуниверсальный консольный горизонтально-фрезерный, в — широкоуниверсальный бесконсольный-фрезерный, г — консольный вертикально-фрезерный, д — бесконсольный вертикально-фрезерный, е — бесконсольный горизонтально-фрезерный, ж — продольно-фрезерный, з — карусельно-фрезерный, и — барабано-фрезерный

Технический проект включает окончательную конструктивную проработку всех схем станка, его общие виды и все узловые чертежи с указанием технических условий на изготовление и сборку. На этом этапе осуществляют все виды уточненных расчетов и окончательно определяют эффективность станка или набора станочного оборудования.

Разработка рабочей документации является завершающим этапом проектирования. На основе технического проекта оформляют

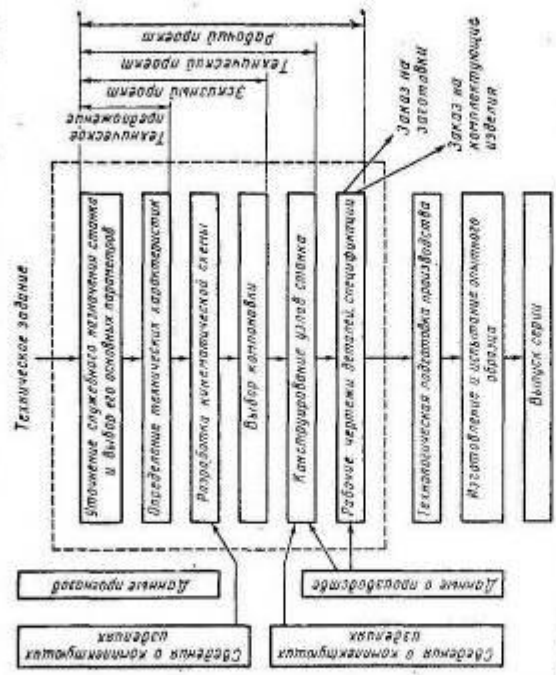


Рис. 11.1. Этапы проектирования станка

рабочие чертежи на все оригинальные детали станка с простановкой размеров и техническими условиями на изготовление. Составляют перечень комплектующих изделий (покупных) деталей и спецификацию оригинальных деталей.

Разделение процесса проектирования на последовательные этапы является в известной мере условным, поскольку по ходу проектирования целесообразно пересматривать и уточнять ранее принятые решения. Например, при проектировании одного из важнейших узлов станка может выясниться необходимость изменения общей компоновки станка или внесения изменений в его kinematic scheme. Появление новых, прогрессивных комплектов изделий (шпиндельных опор, направляющих устройств управления, средств контроля и измерения) также влияет на окончательное оформление конструкции отдельных узлов, а иногда и всего станка.

Существенное влияние на процесс проектирования станочного оборудования оказывают средства вычислительной техники. Особо эффективно использование ЭВМ для сбора и обработки исход-

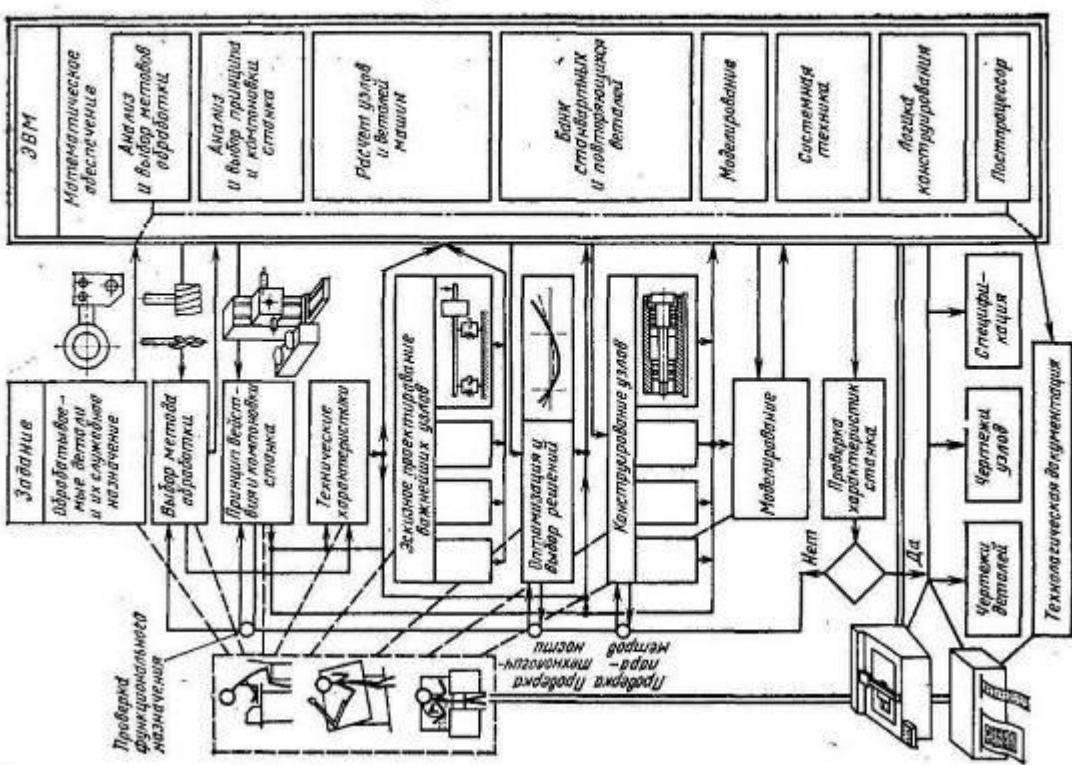


Рис. 11.2. Схема взаимодействия конструктора и ЭВМ: — поток информации; - - - связь с конструктором; ————— связь с ЭВМ

ритичностью выпуска, т. е. числом P переналадок в течение года (см. гл. 2).

Обеспечение годового выпуска известного множества деталей при минимальных затратах следует рассматривать как *целевую функцию* при проектировании комплекта станочного оборудования:

$$A = N / \sum c \rightarrow \max, \quad (11.1)$$

где N — годовой выпуск деталей, шт.; $\sum c$ — сумма приведенных затрат, руб.

Эта целевая функция характеризует эффективность оборудования. Годовой выпуск деталей можно заменить выражением

$$N = T_0 \eta / T, \quad (11.2)$$

где T_0 — годовой фонд времени; η — коэффициент использования фонда времени; T — среднее время цикла обработки одной детали.

При этом целевая функция принимает вид

$$A = \frac{T_0 \eta}{T (\sum c)} \rightarrow \max. \quad (11.3)$$

При известном T_0 и заданном T

$$\left. \begin{aligned} \sum c &\rightarrow \min \\ \eta &\rightarrow 1 \end{aligned} \right\} \quad (11.4)$$

При конструировании новых станков, которые будут входить в состав различных комплектов станочного оборудования, следует стремиться к повышению их производительности, так как при этом можно сократить число станков в наборе и, соответственно, уменьшить стоимость комплекта оборудования. С уменьшением числа станков повышается и надежность всей системы. В этом случае целевую функцию следует принимать как

$$T (\sum c) \rightarrow \min. \quad (11.5)$$

С повышением степени автоматизации станочного оборудования сокращаются текущие затраты на обслуживание, и в сумме приведенных затрат наибольшая доля приходится на стоимость самих станков. В современных автоматических линиях и гибких производственных системах стоимость оборудования, отнесенная к одному году эксплуатации, составляет 60—80 % всех приведенных затрат, а иногда и более. Поэтому при сопоставлении проектных вариантов станочного оборудования следует прежде всего обращать внимание на их сравнительную стоимость. Например, при выборе целесообразно иметь в виду зависимость суммы приведенных затрат от вида станочного оборудования и номенклатуры деталей (рис. 11.5.)

Помимо целевой функции, при проектировании комплекта станочного оборудования или при конструировании новых станков необходимо выполнять проектные ограничения.

Проектные ограничения могут быть связаны с функциональными требованиями, с характером производства, на котором будут изгото-

ной информации, выполнения сложных, трудоемких расчетов и для окончательного оформления чертежей и другой рабочей документации. Примерная схема взаимодействия конструктора и средства

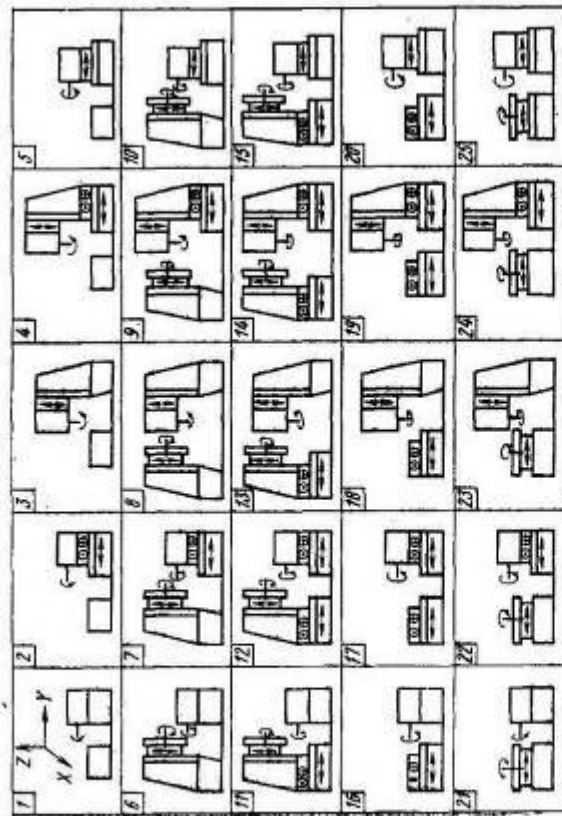


Рис. 11.3. Варианты компоновок многосерийных станков из унифицированных модулей

вычислительной техники приведена на рис. 11.2. Применение агрегатно-модульного принципа, когда различные по назначению и конструкторскому оформлению станки компонуются из общего набора узлов (модулей), дает возможность формализовать весь процесс проектирования и в значительной мере его автоматизировать (рис. 11.3 и 11.4).

§ 2. ПРОЕКТНЫЕ КРИТЕРИИ

При проектировании любого комплекта станочного оборудования основной целью является обработка заданного множества деталей с минимальными затратами на основе принятой технологии. Множество деталей, подлежащих обработке, характеризуется общим годовым их выпуском N , номенклатурой H ,

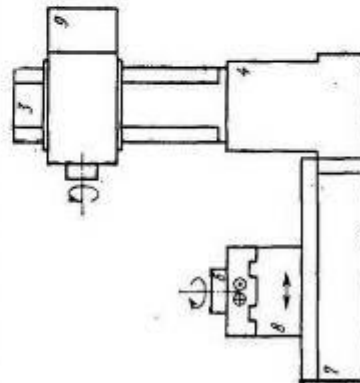


Рис. 11.4. Схема компоновки станка, полученная на ЭВМ

Тема 6.2. Приводы главного движения станков (Дискуссия 1 ч.)

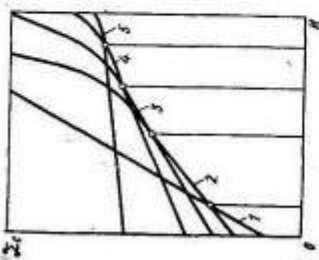
Приводы металлорежущих станков предназначены для осуществления рабочих, вспомогательных и установочных перемещений инструментов и заготовки. Их делят на приводы главного движения — скорости резания и приводы подачи — координатных перемещений и вспомогательных перемещений. К каждому виду привода, с учетом служебного назначения станка, предъявляют свои специфические требования по передаче силы, обеспечению постоянства скорости, ее изменения и настройки, точности перемещения и погрешности позиционирования узла, быстродействию, надежности, стоимости, габаритным размерам.

В связи с развитием числового управления станками каждое движение чаще всего осуществляется от своего отдельного источника — электрического или гидравлического двигателей различных типов, обладающих своими особенностями, определяющими области рационального применения.

При разработке приводов станков следует учитывать, что имеющиеся системы электро- и гидроприводов позволяют решить многие задачи, связанные с регулированием и изменением скорости и направления движения, которые раньше решали лишь с помощью механических устройств. В итоге существенно упрощается механическая часть привода, укорачиваются кинематические цепи, что способствует повышению жесткости привода и точности перемещения, упрощается автоматическое дистанционное управление приводом, расширяется возможность унификации приводов и выполнения их в виде отдельных агрегатов (модулей). Общий вид токарного станка с унифицированными приводами представлен на рис. 12.1. Существует тенденция применения в станках модульного комплекта электрооборудования для осуществления всех движений, что существенно упрощает автоматизацию станков, их стыковку с системами числового управления.

Рис. 11.5. Выбор рациональной гибкости станочного оборудования:

1 — агрегатный станок; 2 — переклаживаемый агрегатный станок; 3 — многооперационный станок; 4 — станок с ЧПУ; 5 — станок с ручным управлением



товлять станки, и с условиями эксплуатации на том производстве, где станки будут работать. К важнейшим функциональным проектным ограничениям относят требования к точности обработанных на станке готовых изделий. Имеются в виду требования к точности размеров, правильности формы отдельных поверхностей и их шероховатости, к точности взаимного расположения обработанных поверхностей. Требования к точности обработки обуславливают соответствующие проектные ограничения на допустимые геометрические, кинематические, упругие, динамические, температурные погрешности всей системы станка и его отдельных частей.

Особенности того станкостроительного производства, на котором будут изготавливать станочное оборудование, накладывают проектные ограничения на технологичность изготовления и сборки. Возможности производства ограничивают допустимый и целесообразный набор технологических операций, обработки, режущего и измерительного инструмента, оснастки, технологии сборки.

На технологичность изготовления станка большое влияние оказывает унификация, которая связана с насыщением конструкции стандартными и унифицированными деталями и сборочными единицами. Стандартные детали или узлы станка должны соответствовать государственному, республиканскому или отраслевому стандартам. К унифицированным частям станка относят изготавливаемые по стандартам данного предприятия и используемые в нескольких различных моделях, а также различные комплектующие изделия (за исключением крепежных и арматур). Важные проектные ограничения могут быть связаны с условиями эксплуатации станочного оборудования. Проектные ограничения на гарантированный срок сохранения точности и на требуемую долговечность учитывают при конструировании станка и отдельных его узлов. К условиям эксплуатации относят требование учета взаимодействия станка с транспортом, манипуляторами и некоторыми другими вспомогательными устройствами. Ограничения накладывают иногда требования транспортирования, характер производства и площади.

Важными являются ограничения, связанные с эргономикой. Например, со всей тщательностью должны быть решены вопросы удаления абразивной пыли, мелкой стружки, смазочно-охлаждающей жидкости и ее регенерации. Для станков с ручным управлением и обслуживанием особого внимания заслуживает внешнее оформление станка, удобство и безопасность его обслуживания. К проектным ограничениям относят патентно-правовые вопросы, которые требуют подробного обзора на начальных этапах проектирования и полной патентной чистоты вновь создаваемой конструкции.

щения некоторой величиной n_{max} будет пропорциональна площади, ограниченной кривой распределения (на рис. 12.2, б заштрихована). При увеличении R_n , т. е. увеличении n_{max} , относительно потеря производительности уменьшится, а следовательно, эффективность станка увеличится, приведенные затраты на обработку снижаются. Однако это снижение возможно лишь до определенных пределов, так как при возрастании R_n неизбежно увеличивается стоимость привода за счет усложнения конструкции. Аналогичные рассуждения можно провести и при выборе мощности привода. Действительно, с увеличением мощности возрастает общая стоимость и станка, и его эксплуатации, однако уменьшается потеря производительности от недоиспользования режимов резания. Эти противоположные тенденции предопределяют наличие некоторого значения номинальной мощности привода, обеспечивающей минимум приведенных затрат.

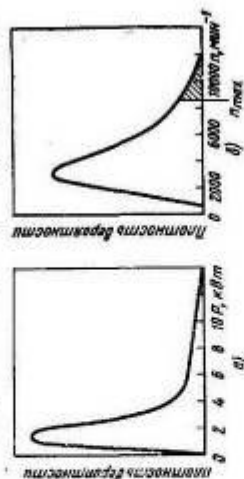


Рис. 12.2. Распределение вероятности использования станка: а — по мощности; б — по скорости вращения

Такой метод выбора предельных характеристик не применим в том случае, если необходимо обеспечивать на станке выполнение конкретных технологических операций с конкретными, хотя и редко применяемыми режимами, например, нарезание резьбы на токарно-винторезных станках, обработка деталей из труднообрабатываемых материалов или легких сплавов и т. д. При конструировании необходимо также учитывать тенденцию, связанную с применением новых эффективных инструментов и материалов, что требует увеличения диапазона регулирования и повышения мощности.

Для обеспечения процессов резания с учетом потерь в приводе мощность двигателя в станке следует определять по формуле

$$P_a = P_s + P_T + P_s + P_1 + P_2, \quad (12.3)$$

где P_0 — эффективная мощность резания; P_T — мощность, расходуемая на преодоление вредных сопротивлений, причем P_1 — постоянные, не зависящие от нагрузки потери холостого хода; P_2 — дополнительные потери, появляющиеся при передаче полезной мощности.

Эффективную мощность резания определяют в соответствии с режимами обработки:

$$P_0 = \frac{F \cdot v}{60 \cdot 10^3}, \quad (12.4)$$

где F — тангенциальная составляющая силы резания, Н; v — скорость резания, м/мин.

Важнейшими исходными данными для проектирования привода главного движения являются диапазон регулирования частоты вращения R_n и мощность P , передаваемая приводом. Эти технические характеристики зависят от служебного назначения станка, их определяют на основе анализа технологических процессов обработки множества деталей и соответствующей номенклатуры режущего инструмента, оговоренных техническим заданием на проектирование.

При этом

$$R_n = n_{max}/n_{min}. \quad (12.1)$$

Для приводов с главным вращательным движением n_{max} и n_{min} — максимальная и минимальная частоты вращения шпинделя, определяемые по предельным (максимальным и минимальным) значениям и минимальным значениям всех операций скоростям резания v_{max} и v_{min} и предельным для них же размерам обработки D_{max} и D_{min} :

$$n_{max} = \frac{1000 \cdot v_{max}}{\pi D_{min}}; \quad n_{min} = \frac{1000 \cdot v_{min}}{\pi D_{max}}. \quad (12.2)$$

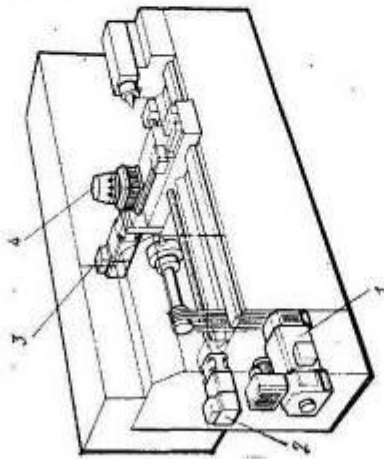


Рис. 12.1. Унифицированные приводы токарного станка: 1 — главный привод; 2 — привод продольной подачи; 3 — привод поперечной подачи; 4 — привод поворотного резцедержателя

При назначении диапазона регулирования и мощности привода необходимо учитывать, что увеличение их значений усложняет и удорожает привод, а заниженное приводит к уменьшению производительности из-за невозможности применения экономически выгодных режимов обработки для всей требующейся совокупности операций.

Выбор R_n и P целесообразно проводить на основе производственных статистических данных по использованию станков соответствующего типа и размера на различных скоростях резания и при различных мощностях. При этом должна быть учтена возможность обработки деталей с предельными размерами, а следовательно, и с предельными характеристиками на соседних по размерам станках в ряду станков данного типа. В качестве примера на рис. 12.2 приведены графики распределения мощности и частот вращения шпинделя для станков определенного размера. Наличие подобных графиков позволяет провести оптимизацию величин R_n и P по критерию минимума приведенных затрат.

Так как технологическая производительность пропорциональна скорости резания, и, следовательно, частоте вращения, то относительная потеря производительности при ограничении частоты вра-

В станках, в которых режим нагрузки изменяется и носит вторно-кратковременный характер (сверлильные, токарно-револьверные), можно допускать значительную перегрузку электродвигателя. Исходя из этого, номинальная мощность электродвигателя может быть принята равной эффективной мощности на шпинделе станка.

При обработке на станке деталей различных размеров величины F_z и v в первом приближении остаются постоянными, переход на чистовые режимы обработки приводит к уменьшению F_z , но к возрастанию v , кроме того, при этом увеличиваются потери на трение. Поэтому желательно (хотя и не всегда возможно), чтобы в приводах главного движения обеспечивалось постоянное передаваемой мощности по всему диапазону R_n (рис. 12.4).

В этом случае крутящий момент в приводе $M_{кр}$ определяющий размеры всех элементов привода, будет наибольшим при $n = n_{min}$, что приводит к увеличению габаритных размеров и стоимости привода. Однако большое число статистических данных по обследованию фактической загрузки станков общего назначения показывает, что в нижней четверти или даже трети диапазона регулирования полная мощность не используется. Поэтому для станков общего назначения целесообразно применять привод с комбинированным регулированием, если до условной расчетной частоты $n_p = n_{min} \sqrt[3]{R_n} \div n_{max} \sqrt[3]{R_n}$ обеспечивается регулирование с постоянным моментом в диапазоне R_m , а выше — регулирование с постоянной мощностью в диапазоне R_p . Значение максимального крутящего момента, по которому ведут расчет привода, существенно уменьшается. Более точно величина n_p , до которой используется полная мощность привода, может быть найдена на основе анализа технологических процессов обработки на проектируемом станке.

§ 2. ПРИВОД СО СТУПЕНЧАТЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТЕЙ

С учетом необходимости получения оптимальных по режимам резания скоростей для различных диаметров обработки привод должен обеспечивать любую частоту вращения шпинделя $n = \frac{1000v}{\pi D}$ в пределах выбранного диапазона регулирования R_n , т. е. требуется бесступенчатое регулирование частоты его вращения.

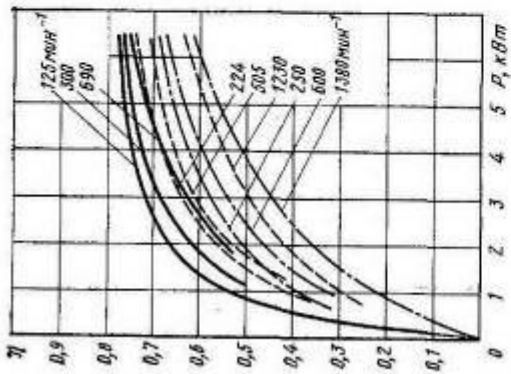


Рис. 12.3. Экспериментальные значения КПД привода станка в зависимости от нагрузки и частот вращения шпинделя и привода вала:

— частота вращения привода вала 830 мин⁻¹; ——— частота вращения привода вала 1600 мин⁻¹; ——— частота вращения привода вала 1480 мин⁻¹.

Мощность холостого хода существенно увеличивается с увеличением скорости и может составлять значительную долю общей мощности в скоростных станках:

$$P_1 = \frac{d}{10^8} \left(\sum n + k_1 \frac{d_0}{d} n_0 \right) k_2, \quad (12.5)$$

где d — средний диаметр шеек под подшипник всех промежуточных валов коробки скоростей, мм; d_0 — диаметр шеек шпинделя, мм; n — сумма частот вращения шпинделя; $k_1 = 1.5 \div 2.0$ — коэффициент, учитывающий повышенные за счет предварительного натяга потери в шпиндельном узле; $k_2 = 3 \div 5$ — коэффициент, учитывающий сопротивление системы смазывания.

Дополнительные потери составляют обычно не более 10—15 % всей потребляемой мощности, что позволяет не учитывать их при приближенных расчетах.

Мощность двигателя может быть выбрана, если известен общий КПД привода η ,

$$P_d = \frac{P}{\eta}, \quad (12.6)$$

в свою очередь,

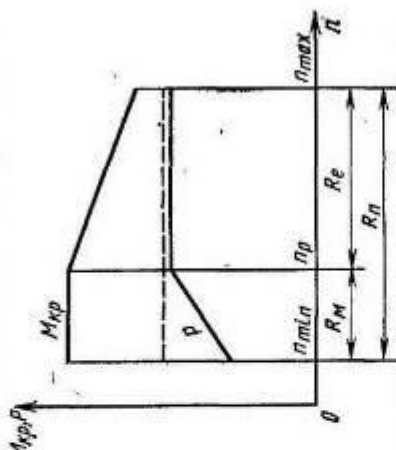
$$\eta = \prod \eta_i, \quad (12.7)$$

где η_i — КПД конкретных передач или опор; α_i — число отдельных передач или опор с одинаковым КПД.

Для приводов главного движения обычно $\eta = 0.75 \div 0.85$, однако он не является постоянной величиной и зависит от многих факторов: нагрузки, скорости, качества изготовления и сборки, совершенства системы смазывания и т. д. (рис. 12.3).

Расчет мощности двигателя по формуле (12.6) возможен только при передаче полной мощности; ориентировочная оценка КПД может привести к существенным ошибкам при определении мощности двигателя, особенно для быстроходных станков. В этих случаях целесообразно определять ее либо экспериментально, либо с учетом статистических данных по использованию аналогичных станков.

Рис. 12.4. Изменение мощности P и крутящего момента $M_{кр}$ при различных частотах вращения шпинделя



— v_h , а наибольшая относительная потеря скорости и пропорциональная ей потеря производительности

$$\frac{\Delta v_{\max}}{v_{h+1}} = 1 - \frac{v_h}{v_{h+1}} = 1 - \frac{n_k}{n_{h+1}} = 1 - \frac{1}{\varphi} = \text{const.} \quad (12.9)$$

Для геометрического ряда частот вращения число ступеней z скорости может быть определено из соотношения

$$R_h = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1}. \quad (12.10)$$

Отсюда

$$z \geq 1 + \frac{\lg R_h}{\lg \varphi}. \quad (12.11)$$

Вычисленную по этой формуле величину z округляют до целого, не всегда ближайшего числа, что приводит к некоторому изменению действительного диапазона регулирования R_h . Геометрический ряд частот вращения шпинделя обладает и структурными преимуществами. Ступенчатое регулирование целесообразно осуществлять последовательно включенными группами зубчатых передач в виде двойных и тройных блоков; при этом из закономерных рядов частот вращения шпинделя можно осуществить только геометрический ряд.

В станкостроении все значения знаменателя φ , как и сами ряды частот вращения, стандартизованы. При установлении значений φ , которые лежат в пределах $1 < \varphi < 2$, учитывали стандартные десятичные ряды предпочтительных чисел, т. е. $\varphi = \sqrt[5]{10}$, где E_1 — целое число членов ряда в десятичном интервале, равное 40, 20, 10, 5, 4. Кроме того, для скоростных электродвигателей с вращениями, равным 2, необходимо выдерживать принцип удвоения частот в ряду, т. е. $\varphi = 1^{\frac{E_2}{2}}$, где E_2 — целое число. Тогда, если в ряду частот есть член n_x , то будет также член $n_y = 2n_x = n_x \varphi^{E_2}$, т. е. E_2 — число членов ряда в двойном интервале.

Стандартные значения знаменателя ряда приведены в табл. 12.1. Малые значения знаменателя ряда приводят к существенному усложнению привода, что экономически оправдывает применение систем бесступенчатого регулирования, поэтому $\varphi = 1,06$ в станках практически не применяют; $\varphi = 1,12$ применяют преимущественно в станках с числовым управлением и в тяжелых станках, где требуется более точная настройка на заданный режим. Наибольшее распро-

φ	E_1	E_2	$\frac{\Delta v_{\max}}{v}$, %
1,06	40	12	5
1,12	20	6	10
1,26	10	3	20
1,41	20/3	2	30
1,58	5	3/2	40
1,78	4	6/5	45
2	20/6	1	50

12.1. Стандартные значения знаменателя геометрического ряда при заданных значениях числа членов ряда

Однако существующие способы бесступенчатого регулирования отличаются повышенной стойкостью, а при использовании механических вариантов — низкой надежностью и повышенными потерями.

Поэтому в настоящее время в станках, особенно общего назначения и без числового управления, пока еще широко применяют приво-
воды со ступенчатым регулированием с асинхронными нерегулируемыми электродвигателями. Основные их достоинства — небольшая стоимость, высокий КПД, компактность, жесткость характеристики, возможность получения постоянства мощности на всем диапазоне регулирования. При этом промежуточные значения частот вращения выбирают, как правило, по закону геометрической прогрессии. Целесообразность применения геометрического ряда частот вращения была обоснована акад. А. В. Гадюлиным в 1876 г., исходя из обеспечения постоянства потери экономически выгодной скорости для всех интервалов ряда, что обеспечивает постоянство потери технологической производительности при прочих равных условиях обработки.

В координатах v и D (рис. 12.5) геометрический ряд с частотами

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= n_{\min} \\ n_2 &= n_{\min} \varphi \\ n_3 &= n_2 \varphi = n_1 \varphi^2 \\ &\dots \\ n_h &= n_{h-1} \varphi = n_1 \varphi^{h-1} \\ &\dots \\ n_z &= n_1 \varphi^{z-1} = n_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (12.8)$$

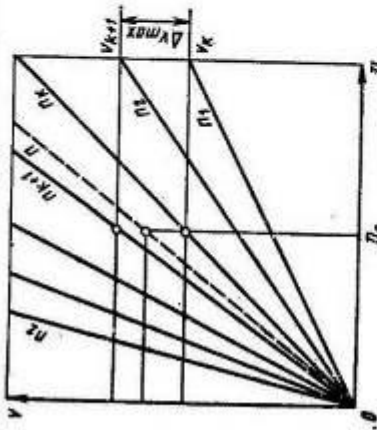


Рис. 12.5. Диаграмма частоты вращения шпинделя при ступенчатом регулировании

где z — число ступеней скорости, а $\varphi = \text{const}$ — знаменатель ряда частот вращения, представляется в виде совокупности прямых линий $v_h = \frac{n_h}{1000} D$, проходящих через начало координат.

Следовательно, при обработке заготовки размером D_0 может возникнуть потеря экономической выгоды скорости Δv , которая будет наибольшей, если выбранная скорость $v \rightarrow v_{h+1}$ не может быть превышена исходя из условий резания (например, по условию обеспечения требуемой стойкости инструмента). При этом $\Delta v_{\max} = v_{h+1} -$

Общий диапазон регулирования

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{i_{(\rho_k)_{\max}}}{i_{(\rho_k)_{\min}}} = \prod_{k=1}^m \frac{i_{(\rho_k)_{\max}}}{i_{(\rho_k)_{\min}}} = \prod_{k=1}^m R_{k, \text{ст}} \quad (12.13)$$

где i_{\max} , i_{\min} — соответственно наибольшее и наименьшее передаточное отношение привода; $i_{(\rho_k)_{\max}}$, $i_{(\rho_k)_{\min}}$ — соответственно наибольшее и наименьшее передаточное отношение в k -й группе передач; $R_k = i_{(\rho_k)_{\max}}/i_{(\rho_k)_{\min}}$ — диапазон регулирования k -й группы.

Передаточные отношения передач в любой группе должны строиться по закону геометрической прогрессии со знаменателем

$$\varphi_k = R_{k-1} \varphi = \varphi^k, \quad (12.14)$$

а именно

$$i_1 : i_2 : \dots : i_{(\rho_k)} = 1 : \varphi^k : \varphi^{2k} : \dots : \varphi^{(\rho_k-1)k}, \quad (12.15)$$

где R_{k-1} — диапазон регулирования совокупности передач, кинематически включаемых ранее данной группы; x_k — характеристика группы, определяющая ряд передаточных отношений, т. е. порядок ее кинематического включения.

Диапазон регулирования группы

$$R_k = \varphi^{(\rho_k-1)x_k}. \quad (12.16)$$

В порядке кинематического включения различают основную группу передач с числом отдельных передач ρ_0 , которая обеспечивает начальный ряд частот вращения со знаменателем $\varphi_0 = \varphi$. Для нее характеристика $x_0 = x_0 = 1$, ряд передаточных отношений $i_1 : i_2 : \dots : i_{\rho_0} = 1 : \varphi : \varphi^2 : \dots$, а диапазон регулирования $R_0 = \varphi^{(\rho_0-1)}$. Множительные (переборные) группы служат для расширения (размножения) начального ряда частот до требуемого диапазона R_n и числа ступеней z .

Первая переборная группа с числом передач ρ_1 имеет характеристику $x_1 = \rho_0$ при $\varphi_1 = R_0 \varphi = \varphi^{(\rho_0-1)\varphi}$ и обеспечивает ряд передаточных отношений $i_1 : i_2 : i_3 : \dots = 1 : \varphi^{\rho_0} : \varphi^{2\rho_0} : \dots$. Диапазон ее регулирования $R_1 = \varphi^{(\rho_1-1)\rho_0}$.

Вторая переборная группа с числом передач ρ_2 имеет характеристику $x_2 = \rho_0 \rho_1$ и знаменатель ряда передаточных отношений $\varphi_2 = R_0 R_1 \varphi = \varphi^{\rho_0 \rho_1}$, обеспечивая ряд передаточных отношений $i_1 : i_2 : i_3 : \dots = 1 : \varphi^{\rho_0 \rho_1} : \varphi^{2\rho_0 \rho_1} : \dots$; диапазон ее регулирования $R_2 = \varphi^{(\rho_2-1)\rho_0 \rho_1}$.

Различные варианты привода для данного числа z , учитывающие порядок конструктивного расположения и кинематического включения групп, удобно характеризовать формулой структуры привода. Она получается, если в формуле (12.12) записать группы R_k в порядке их конструктивного расположения, а индексы ставить в соответствии с порядком их кинематического включения.

странение получили значения $\varphi = 1,25$ и $\varphi = 1,4$; $\varphi = 1,58$ и $\varphi = 1,8$ применяют в специализированных станках, где велико вспомогательное время и поэтому точное установление скорости не обязательно; $\varphi = 2$ практически не применяют, так как потеря производительности в этом случае достигает 50 %.

Для того чтобы кинематическая цепь привода шпинделя обеспечивала геометрический ряд частот вращения в расчетном диапазоне

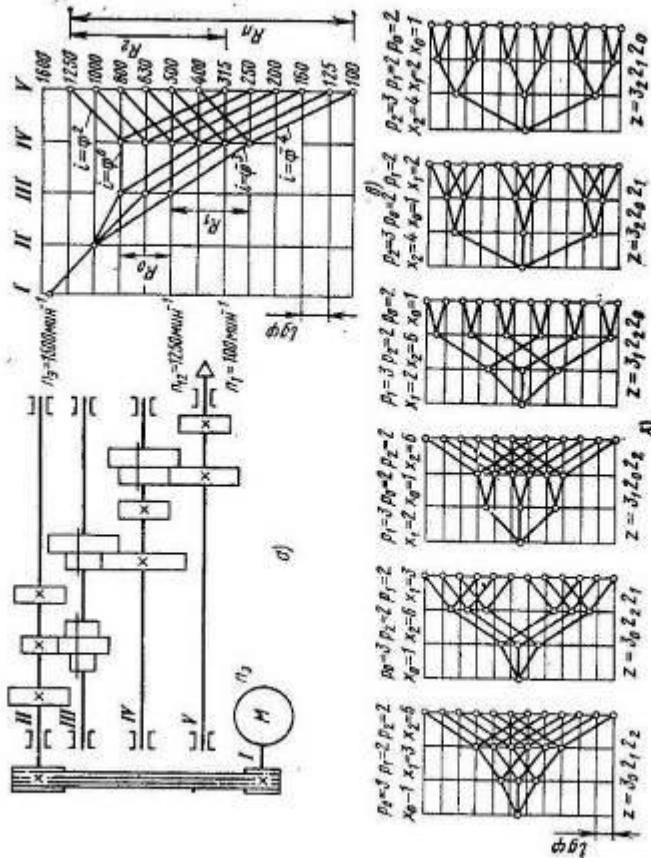


Рис. 12.6. Привод главного движения при ступенчатом регулировании частот вращения: а — кинематическая схема; б — варианты структурных сеток; в — графика частот вращения

R_n с выбранным φ при последовательно включенных между смежными валами групповых передачах (рис. 12, б), необходимо выполнение ряда закономерностей.

Общее число ступеней скорости

$$z = \rho_0 \rho_1 \dots \rho_m = \prod_{k=1}^m \rho_k, \quad (12.12)$$

где ρ_k — число отдельных передач в каждой группе; m — число групп передач.

ние частоты вращения электродвигателя n_b до $n_1 = n_{\min}$ на шпindel. Для дальнейшего построения используется структурная сетка. Передаточное отношение передачи определяется выражением ψ^k , где k , учитывая логарифмический характер графика, — число интервалов между горизонтальными, перекрытых лучами, соединяющими отметки частот вращения на соседних валах. Для повышения передачи $k > 0$, для понижающей $k < 0$, для передачи с $i = 1$ $k = 0$. При проведении лучей учитывают ограничения по предельно допустимым значениям передаточных отношений для зубчатых передач. Для прямозубых передач в приводе главного движения обычно принимают

$$i_{\min} \geq \frac{1}{4}, \quad (12.19)$$

$$i_{\max} \leq 2. \quad (12.20)$$

Эти условия ограничивают допустимый диапазон регулирования групповой передачи, который с учетом соотношения (12.16) можно записать в виде

$$(R_h)_{\text{групп}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(p_k - 1)k} \leq 8. \quad (12.21)$$

Последнее соотношение позволяет уже на стадии построения структурных сеток отбросить ряд непригодных вариантов. При выборе структуры и при построении графиков частот вращения следует учитывать, что размеры валов и модули зубчатых колес связаны с частотой вращения следующими зависимостями:

$$d = \frac{C_1}{\sqrt{n}}; \quad m = \frac{C_2}{\sqrt{n}},$$

где C_1 и C_2 — соответствующие постоянные.

Поэтому для уменьшения габаритных размеров и массы привода желательно, чтобы большее число его элементов работало в области более высоких частот вращения. Этому соответствуют приводы, у которых число передач в группах уменьшается, а характеристика увеличивается вдоль цепи передач от электродвигателя к шпинделю. Кроме того, рекомендуется цепь редукции i_{\min} строить так, чтобы выполнялось условие

$$i_{(p_a)\min} \geq i_{(p_b)\min} \geq i_{(p_c)\min} \geq \dots \quad (12.22)$$

Для уменьшения радиальных размеров передач, которые определяют размеры корпусных деталей привода, лучшим вариантом будет тот, у которого для каждой группы выдерживается соотношение $i_{\max}/i_{\min} = 1$. Для уменьшения числа валов в приводе и зубчатых колес следует уменьшать число групп передач, которое получится минимальным, если

$$R_a = R_b = R_c = \dots = R_h = \left| \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right|. \quad (12.23)$$

При выборе варианта привода необходимо учитывать также его КПД, возникающие при переходных процессах динамические на-

Для облегчения кинематического расчета привода применяют графоаналитический метод, основанный на последовательном построении двух графиков: графика структуры (структурная сетка) и графика частот вращения. Графики строят в логарифмических координатах с расхождением (интервалом) между соседними горизонтальными, соответствующими определенным частотам ряда n , равным

$$\lg n_{k+1} - \lg n_k = \lg \psi = \text{const}. \quad (12.17)$$

При этом все передаточные отношения и диапазоны регулирования в приводе, которые представляют собой целые степени знаменателя ψ , определяются соответствующим количеством этих интервалов.

Последовательно расположенные валы привода условно изображают вертикальными линиями; лучи, соединяющие точки пересечения на вертикалях, соответствуют передаточным отношениям отдельных передач между соответствующими валами; число лучей, выходящих из одной точки — числу отдельных передач между валами, число точек на линии вала — числу различных ступеней скорости на нем.

Структурную сетку строят в соответствии с выбранной формулой структуры привода и учитывают только валы групповых передач. В ней находит отражение относительная связь между передаточными отношениями в группах в соответствии с условием (12.15), поэтому лучи для каждой группы проводят симметрично, а количество интервалов между их концами численно равно характеристике группы, определяемой в соответствии с формулой структуры. На рис. 12.6, б приведены теоретически возможные структурные сетки для привода, изображенного на рис. 12.6, а в соответствии с конструктивным вариантом $z = 3 \cdot 2 \cdot 2$. Под каждым вариантом записана формула структуры, а над каждым полем, отведенным для соответствующей групповой передачи, записаны число передач и характеристика группы.

Общее число структурных вариантов для определенной конструктивной схемы равно числу перестановок из m групп, т. е. $m!$, но для заданного числа групп m можно построить $\frac{m!}{q!}$ различных конструктивных вариантов, где q — число групп с одинаковым числом передач. Следовательно, общее число вариантов структур для привода, содержащего m групп, равно

$$\frac{(m!)^2}{q!}, \quad (12.18)$$

т. е. для привода с $z = 12$, где $m = 3$, а $q = 2$, общее число вариантов равно 18.

График частот вращения (рис. 12.6, в) строят в соответствии с разработанной с учетом служебного назначения станка кинематической схемой. Он отражает частоты вращения всех валов привода, включая валы одиночных передач, необходимых для его компоновки. Построение начинают с цепи редукции i_{\min} , обеспечивающей сниже-

сов; S — скольжение. Эти двигатели обладают высокой надежностью, жесткой характеристикой и обеспечивают регулирование с постоянной мощностью во всем диапазоне.

Так как диапазон бесступенчатого регулирования R_0 механических вариаторов или диапазона $(R_n)_p$ регулируемых двигателей значительно меньше требуемого диапазона регулирования частот вращения шпинделя R_n или R_p при системах комбинированного регулирования, между устройством для бесступенчатого регулирования и шпинделем вводят обычно ступенчатую коробку. При этом должно выполняться условие

$$R_n = R_0 R_n \quad (12.24)$$

где R_n — диапазон регулирования коробки скоростей, т. е. коробку скоростей можно рассматривать как переборную группу, расширяющую диапазон регулирования привода, и в соответствии с условием (12.14) можно записать

$$\varphi_n = R_{n-1} \varphi = R_0 \varphi \quad (12.25)$$

С учетом того, что при бесступенчатом регулировании $\varphi \rightarrow 1$, необходимо, чтобы $\varphi_n = R_0$; следовательно, на основании (12.10)

$$R_k = R_0^{(k-1)}; \quad (12.26)$$

окончательно

$$R_n = R_0^k, \quad (12.27)$$

что позволяет определить число ступеней коробки скоростей

$$z_k \geq \frac{\lg R_n}{\lg R_0} \quad \text{или} \quad z_k \geq \frac{\lg R_p}{\lg (R_n)_p} \quad (12.28)$$

Вследствие переменного скольжения в электродвигателях, механических вариаторах, ременных передачах фактический диапазон регулирования бесступенчатого устройства может оказаться меньше R_0 , поэтому во избежание разрыва бесступенчатого ряда оборотов на шпинделе принимают обычно $\varphi_n = (0,94-0,97) R_0$.

Если коробка скоростей выполнена в виде одной группы передач, то, учитывая ограничение (12.21), для привода без перекрытия при $z_k = 2$ можно обеспечить диапазон регулирования $R_n = R_0^2$, если $R_0 \leq 8$; при $z_k = 3$ $R_n = R_0^3$, если $R_0 \leq \sqrt[3]{8} = 2,8$ (если $R_0 > 2,8$, то в приводе получается перекрытие скоростей и $R_n = 8R_0^3$).

Привод с $z_k = 4 = 2_0 \cdot 2_1$ позволяет получить $R_n = R_0^4$, если $R_0 \leq 2,8$ (при $R_0 > 2,8$ получается перекрытие и $R_n = 8R_0^4$).

При вычислении z_k по формуле (12.28) и округлении его значения в большую сторону перекрытие скоростей получается автоматическим. В качестве примера на рис. 12.7 изображены кинематическая схема, график частот вращения и диаграмма мощности привода с $z_k = 3$ при

$$R_n = \frac{2400}{60} = 40; \quad R_p = \frac{2400}{160} = 15; \quad R_0 = (R_n)_p = \frac{3000}{1000} = 3.$$

грузки, определяемые значением приведенного момента инерции вращающихся масс и длиной кинематических цепей. Во многих случаях это вынуждает прибегать к специальным структурам.

§ 3. ПРИВОД С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Основные достоинства приводов с бесступенчатым регулированием — повышение производительности обработки за счет точной настройки оптимальной по режимам резания скорости, возможность плавного изменения скорости во время работы, простота автоматизации процесса переключения скоростей. Для бесступенчатого изменения скорости применяют иногда фрикционные вариаторы, чаще — регулируемые двигатели. Принцип действия фрикционного вариатора поясним на примере простейшей лобовой передачи. При смещении ролика вдоль образующей диска изменяется величина радиуса, что позволяет изменять передаточное отношение. Однако при передаче вращения в вариаторе неизбежно возникает проскальзывание, так как только в одной точке скорость на поверхности диска совпадает со скоростью на поверхности ролика. Вверх от этой точки скорости на диске выше, чем на ролике, а вниз — ниже. Наличие проскальзывания приводит к изменению передаточного отношения вариатора и к его изнашиванию.

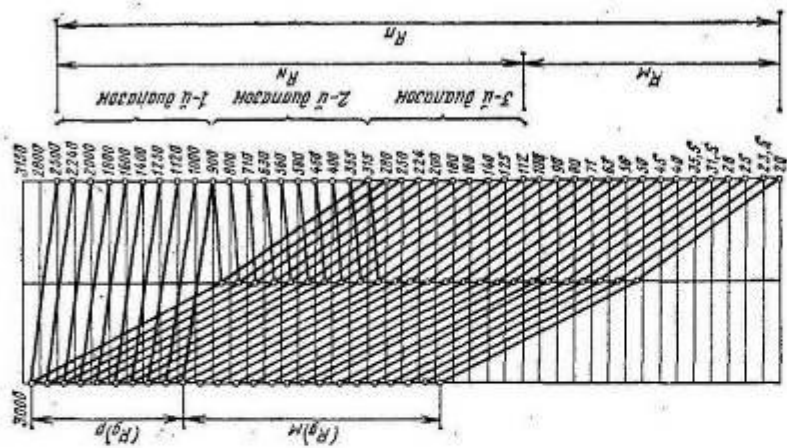
Величина проскальзывания зависит от типа вариатора и увеличивается с увеличением передаточного отношения, поэтому для большинства типов механических вариаторов диапазон бесступенчатого регулирования $R_0 = 4-6$. Следует учитывать также, что с увеличением передаваемой мощности уменьшается надежность механических вариаторов, поэтому их применяют только в приводах малых и средних по размерам станков.

Для бесступенчатого регулирования скорости в основном применяют двигатели постоянного тока с тиристорной системой управления. Эти двигатели все шире используют в станках с числовым управлением, большинство многооперационных станков оснащают такими двигателями. При дальнейшем уменьшении стоимости и габаритных размеров двигателей постоянного тока их применение будет расширяться.

В этих двигателях диапазон регулирования скорости с постоянной мощностью пока лежит в пределах $R_0 = (R_n)_p = 2,5-6$ (иногда до 8-10), что не покрывает всего требуемого диапазона регулирования на шпинделе с постоянной мощностью R_p (см. рис. 12.4). Частоты вращения при постоянном моменте $(R_n)_m$ регулируют в очень широком диапазоне. Перспективным является применение бесколлекторных электродвигателей постоянного тока, что повышает их надежность.

В приводе главного движения применяют и регулируемые за счет изменения частоты тока асинхронные электродвигатели, у которых $n = \frac{60f}{p} (1-S)$, где f — частота тока; p — число пар полю-

Рис. 12.9. График частот вращения привода главного движения многооперационного станка



ническую часть привода, однако он возможен, если технологические операции, осуществляемые в средней части диапазона, не требуют полной мощности, либо их возможно осуществить на заниженных режимах обработки без существенного снижения производительности.

Следует учитывать, что в станках с числовым управлением при применении двигателей постоянного тока регулирование скоростей часто ведется не бесступенчато, а ступенчато с малым φ (обычно $\varphi = 1,12$, реже $\varphi = 1,06$). В этом случае упрощается управление приводом, а полтора экономически выгодной скорости незначительна. Широко применяют структуры с перебором, позволяющие расширить общий диапазон регулирования и получить другие преимущества, свойственные этой структуре.

На рис. 12.9 изображен график частот вращения привода главного движения многооперационного станка, кинематическая схема которого приведена на рис. 6.16.

В приводе получается перекрытие скоростей, так как $z_k = \frac{1g R_p}{1k (R_p)^n} = 2,45$ округлено в большую сторону до $z_k = 3$.

В многооперационных станках с числовым управлением иногда сокращают число ступеней скорости, округляя z_k в меньшую сторону, что приводит к небольшому разрыву в средней части диапазона

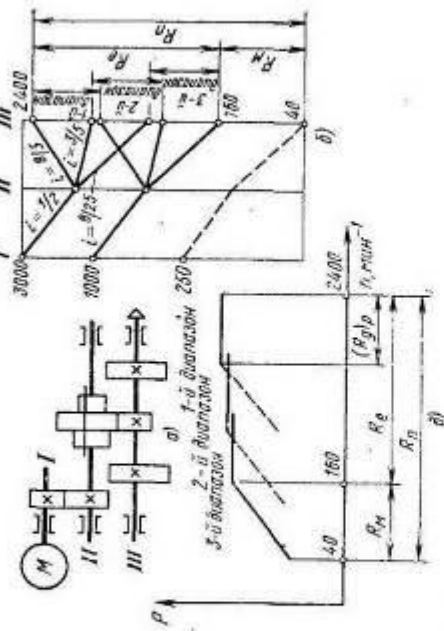


Рис. 12.7. Привод главного движения станка с регулируемым двигателем: а — кинематическая схема; б — график частот вращения; в — диаграмма мощности

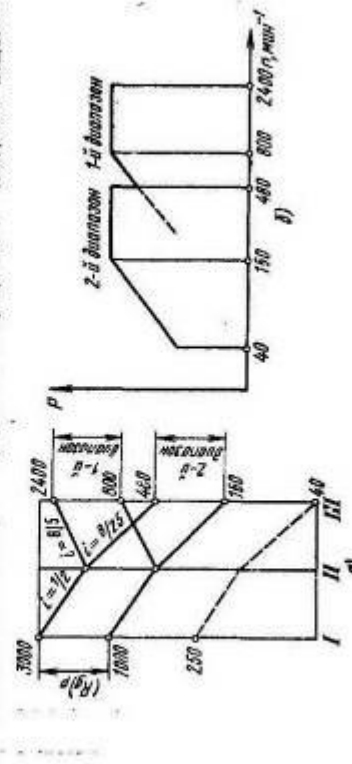


Рис. 12.8. Привод главного движения станка с регулируемым двигателем при уменьшенном числе передач в коробе ($z_k = 2$): а — график частот вращения; б — диаграмма мощности

регулирования. Если применен двигатель постоянного тока с двухзонным регулированием, то в этом интервале возможно регулирование частоты при постоянном моменте. На рис. 12.8 приведены график частот вращения и диаграмма мощности привода, построенного для предыдущего примера при $z_k = 2$. Такой прием упрощает меха-

Тема 6.3. Выбор мощности электродвигателя (Дискуссия 1 ч.)

Регулирование скорости подачи в металлорежущих станках осуществляется при постоянном максимально допустимом моменте, поэтому в основу выбора электродвигателя положена не мощность, а момент сил сопротивления M_0 в механизме подачи. Величину этого момента определяют по составляющим силы резания с учетом момента трения в механизме подачи. При переменном моменте M_0 расчет ведут по формуле эквивалентного момента.

При большом диапазоне регулирования самовентилиция двигателя неэффективна, и рекомендуется выбрать двигатель закрытого безобдуваемого исполнения. Если габариты двигателя, выбранного по моменту, оказываются недопустимо завышенными, рекомендуется использовать двигатель меньшего габарита с принудительным охлаждением вентилятором типа «наездник».

В приводах подачи современных станков с ЧПУ применяют высокомоментные электродвигатели серии ПБВ с возбуждением от постоянных магнитов или двигателя постоянного тока серии 2П, ПБС с электромагнитным возбуждением. В малых станках иногда применяют малонерционные двигатели серии ПГ. Во всех случаях целесообразно использовать двигатель с внутренним встроенным тахогенератором.

В кинематической схеме привода подачи движение от электродвигателя через редуктор с передаточным отношением i передается на ходовой винт и далее на исполнительный орган станка (стол, каретку, суппорт и т. д.). Параметры кинематической схемы (шаг ходового винта и передаточное отношение редуктора) определяются как диапазоном регулирования подачи, так и возможностями двигателя. В техническом задании на электропривод подачи указывают минимальную и максимальную рабочую подачу, скорости $v_{p \text{ min}}$, $v_{p \text{ max}}$ в пределах которых регулирование происходит при постоянном (максимальном) моменте, и скорость вспомогательных перемещений ($v_{\text{max}} = 5 \div 10$ м/мин), осуществляемых при уменьшенном моменте сил сопротивления.

Таким образом, в приводе подачи необходимы два диапазона регулирования:

$$D_I = \frac{v_{p \text{ max}}}{v_{p \text{ min}}} \quad \text{и} \quad D_{II} = \frac{v_{\text{max}}}{v_{p \text{ max}}}$$

с различными условиями регулирования. Очевидно, что общий диапазон регулирования подачи

$$D = D_I D_{II}$$

При управлении в цепи якоря скорость вращения вала двигателя регулируется вниз от номинала при постоянном моменте, что обеспечивает диапазон регулирования

$$D_i = \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{min}}}$$

Диапазон регулирования D_i очень велик, поскольку номинальная частота вращения вала двигателя постоянного тока составляет 1000—3000 мин⁻¹, минимальная может быть доведена до 0,1—1,0 мин⁻¹. Кроме того, допускается кратковременное увеличение скорости вращения вала двигателя до значения ω_{max} за счет кратковременного повышения напряжения на якоре. Это обеспечивает широкий диапазон регулирования

$$D_{ii} = \frac{\omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{ном}}}$$

который целесообразно использовать для вспомогательных перемещений, поскольку двигатель здесь должен работать с уменьшенной нагрузкой. Диапазон этот невелик и равен примерно 2—2,5.

Общий диапазон регулирования двигателя $D' > D$, и современный электропривод способен обеспечить все технологические требования станкостроения. Особенно расчеты закладываются в том, что диапазоны регулирования двигателя и станка отличаются в отдельных своих частях. При этом, как правило, $D_i > D_1$ и $D_{ii} < D_{II}$.

Диапазон D регулирования подачи должен быть «вписан» в диапазон D' регулирования двигателя. Соединение может быть произведено по верхней (рис. 14.1, а) или нижней (рис. 14.1, б) границе диапазона регулирования.

Поскольку на малых скоростях вал двигателя имеет значительную неравномерность вращения, первый вариант предпочтительнее. В этом случае передаточное отношение редуктора

$$i = \frac{n_{\text{max}}}{v_{\text{max}}} p$$

где n_{max} — максимальная частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; v_{max} — максимальная скорость вспомогательных перемещений, мм/мин; p — шаг ходового винта, мм.

Использование высокомоментных двигателей с большим диапазоном регулирования часто позволяет при выборе соответствующего значения p обойтись без редуктора и соединить вал двигателя непосредственно с ходовым винтом.

§ 2. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Структура регулируемого привода подачи может быть весьма разнообразной. В простейшем случае привод состоит из исполнительного двигателя M , тиристорного преобразователя, регулятора скорости и блока токоограничения с датчиком тока. Привод охвачен

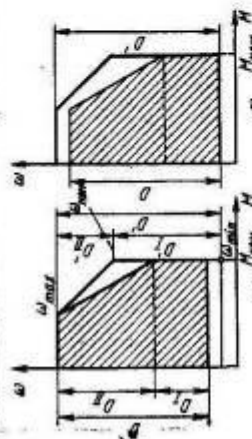


Рис. 14.1. Диапазон регулирования электропривода подачи

инерции двигателя и приведенного к валу двигателя момента инерции механизма. В соответствии с уравнением (14.1) структурная схема двигателя постоянного тока представляет собой последовательное соединение апериодического и интегрирующего звеньев (рис. 14.3), охваточного внутреннего обратной связи по угловой скорости или ЭДС двигателя.

Тиристорный преобразователь приближенно может быть представлен апериодическим звеном с передаточной функцией вида

$$W_a(p) = \frac{k_a}{1 + T_a p},$$

где T_a — постоянная времени, которая складывается из времени запаздывания преобразователя τ , связанного с тем, что управляющий

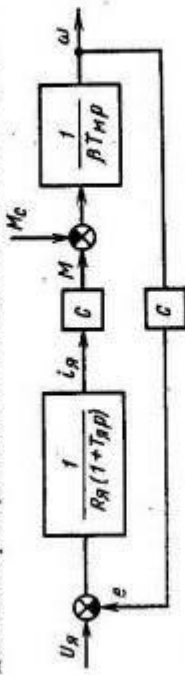


Рис. 14.3 Структурная схема двигателя постоянного тока

сигнал не вызывает мгновенного изменения выпрямленного напряжения, и постоянной времени системы импульсно-фазового управления (СИФУ) $T_{СИФУ}$.

Время запаздывания

$$\tau = 1/2mf,$$

где m — число фаз; f — частота сети.

Когда СИФУ выполнена на безынерционных элементах, $T_{СИФУ}$ не учитывают и $T_a \approx \tau$.

В современном электроприводе применяют унифицированные регуляторы, выполненные на базе полупроводниковых операционных усилителей. Передаточная функция регулятора приближенно определяется отношением импедансов цепи обратной связи и входной цепи усилителя:

$$W_{рег}(p) = \frac{U_{вых}(p)}{U_{вх}(p)} = \frac{z_1(p)}{z_0(p)}.$$

Для коррекции частотной характеристики регулятора и устранения самовозбуждения применяют частотно-зависимые цепочки $R_{к1}-C_{к1}$ и $C_{к2}$. В конкретных типах усилителей вид корректирующих цепочек может несколько изменяться. Изменяя характер цепей z_0 и z_1 , получают различные типы стандартных регуляторов.

В качестве датчиков скорости в электроприводе станков обычно используют тахогенераторы постоянного тока. Они могут иметь систему электромагнитного возбуждения или возбуждение от постоянных магнитов. Наилучшие характеристики имеют тахогенераторы, встроенные в исполнительный двигатель. Для уменьшения коллек-

главной обратной связи по скорости ω тахогенератором. Расчет и оптимизация параметров регулятора скорости в таком приводе, как правило трудоемки и обычно осуществляются приближенно по логарифмическим амплитудно-частотным характеристикам.

Более совершенная структура регулируемого электропривода (рис. 14.2) выполнена по системе подчиненного регулирования. Привод состоит из исполнительного двигателя M , тиристорного преобразователя TII и двух регуляторов. Регулятор скорости PC и тахогенератор G образуют основной скоростной контур привода, регулятор тока PT и датчик тока относятся к подчиненному внутреннему токовому контуру. Систему подчиненного регулирования выполняют из стандартных элементов; она отличается простотой настройки и регулирования.

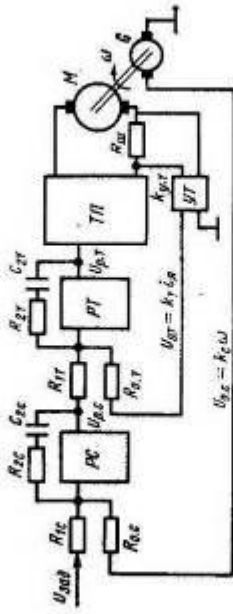


Рис. 14.2 Регулируемый электропривод, выполненный по схеме подчиненного регулирования

Для настройки регуляторов электропривода, определения качества переходных процессов и быстрого действия привода необходимо иметь передаточные функции всех элементов, составляющих замкнутую систему автоматического регулирования скорости вращения.

Передаточная функция двигателя постоянного тока при управлении в цепи якоря и неизменном значении потока возбуждения вытекает из операторных уравнений электрического и механического равновесия:

$$U(p) = e(p) + R_a i_a(p) + L p i_a(p).$$

$$M(p) = M_0(p) + J p \omega.$$

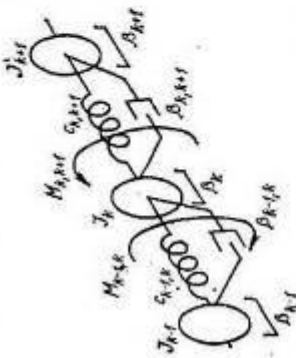
Производя элементарные преобразования с учетом того, что $M = ci$ и $e = c\omega$, получим

$$\omega(p) = \frac{k_a}{1 + T_{мр}(1 + T_{ап})} U(p) - \frac{1}{|\beta| |1 + T_{мр}(1 + T_{ап})|} M_0(p), \quad (14.1)$$

где $T_{м} = \frac{J R_a}{c^2}$ — электромагнитная постоянная; $\beta = \frac{c}{R} -$ жесткость механической характеристики электродвигателя; $k_a = \frac{1}{c}$ — статический коэффициент преобразования.

Если упругость механической передачи привода не учитывается, то в значение момента инерции J должны входить значения момента

Механическая система электропривода представляет собой многомассовую вращающуюся систему, содержащую упругие звенья и элементы, создающие демпфирующие моменты трения. Рассмотрим одно конкретное звено подобной системы (рис. 14.4). На массу с моментом инерции J_k действуют два упругих момента $M_{k-1,k}$ и $M_{k,k+1}$, пропорциональных углу закручивания соответствующего упругого звена или разности углов поворота двух масс:



$$M_{k-1,k} = \frac{c_{k-1,k}}{\rho} (\omega_{k-1} - \omega_k);$$

$$M_{k,k+1} = \frac{c_{k,k+1}}{\rho} (\omega_k - \omega_{k+1}),$$

где $c_{k-1,k}$ и $c_{k,k+1}$ — жесткости упругих звеньев; ω_k , ω_{k+1} — соответственно углы поворота звеньев.

Кроме того, необходимо учитывать момент трения в элементах, связанных с массой,

$$M_{\text{тр } k} = \beta_k \omega_k$$

и моменты трения в упругих звеньях

$$M_{\text{тр } k-1,k} = \beta_{k-1,k} (\omega_{k-1} - \omega_k);$$

$$M_{\text{тр } k,k+1} = \beta_{k,k+1} (\omega_k - \omega_{k+1}).$$

В результате уравнение движения k -й массы может быть записано так:

$$M_{k-1,k} + M_{\text{тр } k-1,k} - M_{k,k+1} - M_{\text{тр } k,k+1} - M_{\text{тр } k} = J_k p \omega_k.$$

Рассуждая аналогично, можно написать систему дифференциальных уравнений, описывающих многомассовую механическую систему привода,

$$M - \frac{c_{12}}{\rho} (\omega_1 - \omega_2) - \beta_{12} (\omega_1 - \omega_2) - \beta_1 \omega_1 = J_1 p \omega_1;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\frac{c_{k-1,k}}{\rho} (\omega_{k-1} - \omega_k) + \beta_{k-1,k} (\omega_{k-1} - \omega_k) -$$

$$- \frac{c_{k,k+1}}{\rho} (\omega_k - \omega_{k+1}) - \beta_{k,k+1} (\omega_k - \omega_{k+1}) - \beta_k \omega_k = J_k p \omega_k;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\frac{c_{n-1,n}}{\rho} (\omega_{n-1} - \omega_n) + \beta_{n-1,n} (\omega_{n-1} - \omega_n) - \beta_n \omega_n - M_0 = J_n p \omega_n. \quad (14.2)$$

В расчетах электропривода удобно использовать понятие входного механического сопротивления, которое представляет собой

торных и оборотных пульсаций на выходе тахогенератора включают сглаживающий фильтр. Инерционность фильтра, а также индуктивность якоря влияют на динамические свойства датчика скорости. В результате этого передаточная функция тахогенератора

$$W_{\text{тр}}(p) = \frac{k_{\text{тр}}}{1 + T_{\text{тр}} p}.$$

Постоянная времени $T_{\text{тр}} \approx 1$ мс. В приводах со значительной инерционностью ее можно не учитывать. Статический коэффициент преобразования $k_{\text{тр}}$ определяется крутизной характеристики тахогенератора и составляет 20—30 В на 1000 мин⁻¹. Напряжение обратной связи должно быть пересчитано на вход задающего напряжения регулятора скорости (см. рис. 14.2). В результате коэффициент преобразования цепи обратной связи по скорости будет равен

$$k_c = k_{\text{тр}} \frac{R_{\text{ш.с}}}{R_{0.с}}.$$

В некоторых случаях задающее напряжение на входе регулятора скорости должно иметь унифицированное значение $U_{\text{зад max}} = 10$ В. Это позволяет определить коэффициент k_0 , исходя из максимального значения скорости $\omega_0 \text{ max}$ идеального холостого хода:

$$k_0 = \frac{U_{\text{зад max}}}{\omega_0 \text{ max}}.$$

Если окажется, что крутизна характеристики тахогенератора слишком велика и $k_{\text{тр}} > k_0$, то на выходе тахогенератора следует поставить делитель напряжения.

В качестве простейшего датчика тока используют шунт с номинальным падением напряжения $U_{\text{ш.ном}} = 45$ или 75 мВ. Поскольку такое напряжение недостаточно для функционирования в системе управления привода, то в цепи обратной связи контура тока ставят промежуточный усилитель. Коэффициент преобразования этого усилителя $k_{\text{у.т}}$ определяют из следующих соотношений. В статическом режиме для регулятора тока справедливо уравнение $U_{\text{зад max}} - U_{\text{от max}} = 0$ или $U_{\text{зад max}} - k_{\text{т}} I_{\text{я.отс}} = 0$. Откуда значение коэффициента преобразования цепи обратной связи контура тока

$$k_{\text{т}} = \frac{U_{\text{зад max}}}{I_{\text{я.отс}}},$$

где $I_{\text{я.отс}}$ — значение отсечки тока якоря, которое не должно превышать максимальной силы тока якоря, указанной в паспорте на электродвигатель. Максимальное значение задающего напряжения чаще всего соответствует унифицированному сигналу 10 В.

В свою очередь,

$$k_{\text{у.т}} = k_{\text{у.т}} R_{\text{ш}} \frac{R_{\text{ш.с}}}{R_{0.с}},$$

откуда, учитывая, что $R_{\text{ш}} = \frac{U_{\text{ш.ном}}}{I_{\text{я.отс}}}$, получим

$$k_{\text{у.т}} = \frac{R_{0.с}}{R_{\text{ш}}} \frac{U_{\text{зад max}}}{U_{\text{ш.ном}}}.$$

или более лаконично в терминах механических сопротивлений

$$M - \tilde{Z}_{12}(\omega_1 - \omega_2) = \tilde{Z}_1 \omega_1; \quad (14.5)$$

$$\tilde{Z}_{12}(\omega_1 - \omega_2) - M_c = \tilde{Z}_2 \omega_2,$$

$$\text{где } \tilde{Z}_1 = \beta_1 + J_1 p; \quad \tilde{Z}_2 = \beta_2 + J_2 p; \quad \tilde{Z}_{12} = \beta_{12} + \frac{c_{12}}{p}.$$

Системе уравнений (14.5) соответствует структурная схема механической системы, представленная на рис. 14.5. На схеме приведены два апериодических звена и одно пропорционально интегрирующее звено. Коэффициенты β_{11} , β_2 и β_{12} — величины, реальные характеристики всех звеньев близки к интегрирующим.

В структурной схеме имеются две внутренние обратные связи: во скорости ω_2 и по упругому моменту. Без учета демпфирующего

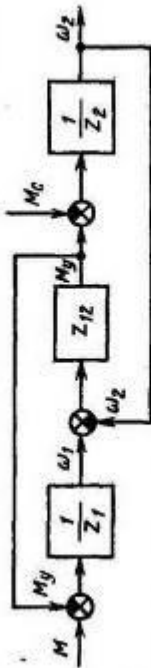


Рис. 14.5. Структурная схема двухмассовой системы

действия моментов сил трения собственная частота механических колебаний двухмассовой системы

$$\Omega_{12} = \sqrt{c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} = \sqrt{\Omega_1^2 + \Omega_2^2},$$

где $\Omega_1 = \sqrt{\frac{c_{12}}{J_1}}$ и $\Omega_2 = \sqrt{\frac{c_{12}}{J_2}}$ — собственные частоты колебаний отдельных масс.

Входное механическое сопротивление двухмассовой системы может быть найдено в формуле (14.3):

$$\tilde{Z}_{\text{мех}} = \tilde{Z}_1 + \frac{1}{\tilde{Y}_{12} + \frac{1}{\tilde{Z}_2 + \tilde{Z}_{12}}}. \quad (14.6)$$

В простейшем случае без учета демпфирования

$$\tilde{Z}_{\text{мех}}(p) = J_1 p + J_2 p \frac{c_{12}/p}{c_{12}/p + J_2 p} = J_1 p \left[1 + \frac{\gamma}{1 + p^2 \Omega_2^2} \right],$$

где $\gamma = J_2/J_1$.

При синусоидальном воздействии с частотой Ω

$$\begin{aligned} \tilde{Z}_{\text{мех}}(j\Omega) &= j\Omega J_1 \frac{(1 + \gamma)\Omega_2^2 - \Omega^2}{\Omega_2^2 - \Omega^2} = j\nu \Omega_2 J_1 \left(1 + \frac{\gamma}{1 - \nu^2} \right) = \\ &= j\nu \Omega_2 J_1 \frac{1 + \gamma - \nu^2}{1 - \nu^2}, \end{aligned}$$

где $\nu = \Omega/\Omega_2$ — относительная частота.

отношение операторных выражений — момента и скорости вращения вала двигателя:

$$\tilde{Z}_{\text{мех}}(p) = \frac{M(p)}{\omega_1(p)}.$$

Находим его, решая систему (14.2).

Понятие механического сопротивления может быть распространено и на отдельные элементы механической системы. При этом для сосредоточенной массы

$$\tilde{Z}_k(p) = \beta_k + J_k p,$$

а для упругого элемента

$$\tilde{Z}_{k, k+1}(p) = \beta_{k, k+1} + \frac{c_{k, k+1}}{p}.$$

В системе СИ механическое сопротивление имеет размерность Н·м·с.

Аналогично можно ввести понятие механической проводимости

$$\tilde{Y}_k = 1/\tilde{Z}_k.$$

Для многомассовой системы входное механическое сопротивление записывают в виде цепной дроби

$$\tilde{Z}_{\text{мех}}(p) = \tilde{Z}_1(p) + \frac{1}{\tilde{Y}_{12}(p) + \frac{1}{\tilde{Z}_2(p) + \dots + \frac{1}{\tilde{Z}_n(p)}}}. \quad (14.3)$$

Важное значение имеет передаточная функция механической системы по скорости

$$W_{n1}(p) = \frac{\omega_n(p)}{\omega_1(p)},$$

которая также может быть легко определена при решении системы линейных уравнений (14.2).

В практических расчетах электропривода обычно используют эквивалентную приведенную механическую систему, в которой имеются две вращающиеся массы с моментами инерции J_1 и J_2 , соединенные между собой упругим звеном с эквивалентной жесткостью c_{12} . Момент инерции J_1 образован якорем двигателя с деталями, непосредственно соединенными с ним (муфтами, промежуточными шестернями и т. п.). Момент инерции J_2 представляет собой эквивалентную величину, связанную с поступательно или вращательно движущимися деталями станка (суппортом, столом, патроном и закрепленной в нем деталью и т. д.).

Рассматривая действие моментов на двухмассовую систему, можно записать

$$\begin{aligned} M - \frac{c_{12}}{p}(\omega_1 - \omega_2) - \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) - \beta_1 \omega_1 &= J_1 p \omega_1; \\ \frac{c_{12}}{p}(\omega_1 - \omega_2) + \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) - \beta_2 \omega_2 - M_c &= J_2 p \omega_2 \end{aligned} \quad (14.4)$$

Для объекта регулирования в контуре тока справедливо следующее выражение:

$$W_{об. н. т}(\rho) = W_a(\rho) \frac{i(\rho)}{U(\rho)} k_r$$

Операторное отношение $i(\rho)/U(\rho)$ может быть найдено следующим образом. Учитывая, что $1/c = i/M$, умножим и разделим второе слагаемое в левой части уравнения (14.7) на c . Получим

$$U - c^2 \frac{\omega_1}{M} i = Z_g i \quad (14.8)$$

Отношение M/ω_1 представляет собой механическое сопротивление

$$\tilde{Z}_{мех}(\rho) = \frac{M(\rho)}{\omega_1(\rho)}$$

В результате из (14.8) получим

$$\frac{i(\rho)}{U(\rho)} = \frac{1}{Z_a + c^2 \tilde{Z}_{мех}} = \frac{1}{Z_a + Z_{внос}}$$

где $Z_{внос}$ — вносимое сопротивление, $Z_{внос} = c^2 \tilde{Z}_{мех} = c^2 \tilde{Y}_{мех}$.

Вносимое сопротивление характеризуется кажущееся увеличение сопротивления цепи якоря, вызванное влиянием механической системы привода. Влияние механического сопротивления видно из структурной схемы контура тока (см. рис. 14.6), выделенного штриховой линией из общей структуры привода. Окончательно для объекта регулирования контура тока

$$W_{об. н. т}(\rho) = \frac{k_a}{1 + T_{\mu\rho}} \frac{1}{R_a + L_{\mu\rho} + Z_{внос}(\rho)}$$

После настройки регулятора тока и определения его параметров выражение для передаточной функции контура тока может быть найдено на основании рис. 14.6:

$$W_{н. т}(\rho) = \frac{1}{k_T} \frac{W_{р. т} W_{об. н. т}}{1 + W_{р. т} W_{об. н. т}} = \frac{1}{k_T} \left(1 + \frac{1}{W_{р. т} W_{об. н. т}} \right)^{-1} = \frac{1}{k_T} \frac{1}{1 + \frac{1}{k_{п. т} k_r} \frac{1}{(1 + T_{\mu\rho}) T_{п. т} \rho} (Z_a + Z_{внос})} \quad (14.9)$$

где $k_{п. т} = k_{р. т} k_r$.

При подстановке численных значений параметров выражение (14.9), как правило, может быть упрощено, что особенно целесообразно для дальнейшей настройки регулятора скорости.

Структурная схема контура скорости с учетом механической системы станка также видна на рис. 14.6. Для объекта регулирования контура скорости

$$W_{об. н. с} = \frac{\omega_1}{U_{п. а}} k_{с}$$

но $\omega_1 = \frac{M}{\tilde{Z}_{мех}}$ и $M = c i$.

Если γ мало, то влияние второй массы на работу привода незначительно, и в дальнейших расчетах можно учитывать только момент инерции J_1 .

Механическое сопротивление двухмассовой системы, не имеющей механического демпфирования, представляет собой чисто мнимую величину. При $\nu = 0$ и $\nu = \sqrt{1 + \gamma}$ функция $\tilde{Z}_{мех}$ имеет нули. Полос функции находятся при резонансной частоте $\nu = 1$.

Демпфирование уменьшает амплитуду колебаний и снижает собственную частоту, однако в целом колебательные свойства механической системы сохраняются. Передаточную функцию по скорости

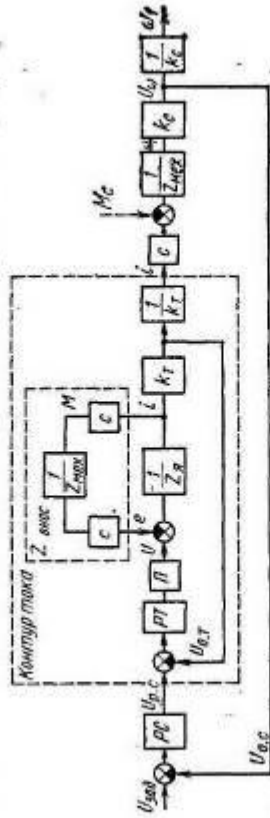


Рис. 14.6. Структурная схема электромеханического привода

двухмассовой системы легко найти из второго уравнения системы (14.5). При $M_c = 0$ получим

$$W_{\omega}(\rho) = \frac{\omega_1(\rho)}{\omega_1(\rho)} = \frac{\tilde{Z}_{12}(\rho)}{\tilde{Z}_1(\rho) + \tilde{Z}_{12}(\rho)} = \frac{\beta_{12} + c_{12}/\rho}{\beta_{12} + J_{\mu\rho} + c_{12}/\rho}$$

где $\beta_{12} = \beta_2 + \beta_{12}$.

Анализируя уравнение (14.6), можно заметить, что входное механическое сопротивление связано с W_{ω} простой зависимостью

$$\tilde{Z}_{мех} = \tilde{Z}_1 + \tilde{Z}_2 W_{\omega}$$

При малом демпфировании голограф функции W_{ω} представляет собой окружность радиусом $\frac{1}{2\beta_{12}} \sqrt{J_{\mu} c_{12}}$, центр которой находится на мнимой оси на расстоянии $-(\sqrt{J_{\mu} c_{12}}/2\beta_{12})$ от начала координат.

Для настройки регуляторов тока и скорости необходимо иметь аналитическое выражение передаточной функции объекта управления $W_{об}(\rho)$ с учетом влияния механической системы станка.

Структурная схема электропривода, выполненного по системе подчиненного регулирования с нагрузкой в виде многомассовой механической системы, представлена на рис. 14.6. Динамика электропривода описывается системой уравнений (14.4) или (14.5) с добавлением уравнения электрического равновесия

$$U - c\omega_1 = (R_a + L_{\mu\rho}) i = Z_g i \quad (14.7)$$

нотой системы электропривода $k_{обш} = k_p \cdot e k_{обш}$, получим статическую механическую характеристику электропривода

$$\omega = \frac{k_{обш}}{1 + k_p k_{обш}} U_{зад} - \frac{1}{|\beta| (1 + k_p k_{обш})} M.$$

Из этого уравнения легко определить жесткость механической характеристики $\beta_{замк} = |\beta| (1 + k_p k_{обш})$, которая, в свою очередь, связана с диапазоном регулирования скорости электропривода

$$D = \frac{\omega_{max}}{M_d} \delta \beta_{замк}.$$

где δ — допустимый статизм (статическая ошибка) системы электропривода; величина δ может быть определена в соответствии с требованиями СЭВ, которые нормируют допустимое снижение скорости привода под нагрузкой в зависимости от заданного диапазона регулирования.

Статические характеристики электропривода, выполненного по системе подчиненного регулирования, рассчитывают следующим образом. В статическом режиме передаточная функция контура тока с ПИ-регулятором тока может быть определена, если в выражении (14.9) положить $p = 0$. В этом случае $W_{к.т}|_{p=0} = \frac{1}{k_T}$. Примем для упрощения расчетов механическую систему станка абсолютно жесткой ($c_{12} = \infty$) и $Z_{мех} = Jp$, где J — приведенный момент инерции. При этих условиях получим выражение для механической характеристики привода

$$\omega_1 = \frac{cW_p \cdot cW_{к.т}}{Jp + cW_p \cdot cW_{к.т} k_c} U_{зад} - \frac{1}{Jp + cW_p \cdot cW_{к.т} k_c} M_c = \omega_0 - \Delta\omega,$$

где $\Delta\omega$ — статическая ошибка привода, которая зависит от передаточной функции регулятора скорости:

$$\Delta\omega = \frac{k_T}{cW_p \cdot c k_c} M_c.$$

Если в контуре скорости применен ПИ-регулятор с передаточной функцией $W_{p.c} = k_{p.c}$, то статическая ошибка имеет конечное значение $\Delta\omega = k_T M_c / k_{p.c} k_c$.

Жесткость механической характеристики замкнутой системы электропривода

$$\beta_{замк} = \frac{c k_p \cdot c k_c}{k_T}.$$

В соответствии с формулой (14.10) эта жесткость определяет величину диапазона регулирования электропривода.

Коэффициент преобразования регулятора скорости выбирают из условий обеспечения динамического качества электропривода, и он имеет небольшую величину. Поэтому жесткость механических

Следовательно,

$$W_{об.н.с}(p) = k_c \frac{c}{Z_{мех}} \frac{i(p)}{U_{p.с}(p)} = k_c \frac{c}{Z_{мех}} W_{н.т}(p).$$

или

$$W_{об.н.с}(p) = k_c \frac{Z_{внос}}{c} W_{н.т}(p).$$

Передаточная функция замкнутого контура скорости может быть записана следующим образом:

$$W_{н.с}(p) = \frac{1}{k_c} \frac{W_{p.c} W_{об.н.с}}{1 + W_{p.c} W_{об.н.с}} = \frac{1}{k_c} \frac{1}{1 + \frac{1}{c k_c} \frac{1}{W_{p.c} W_{н.т}}}$$

При использовании ПИ-регулятора скорости с передаточной функцией

$$W_{p.c} = k_{p.c} \frac{1 + T_{p.c} p}{T_{p.c} p}$$

получим

$$W_{н.с}(p) = \frac{\omega_1(p)}{U_{зад}(p)} = \frac{1}{k_c} \frac{1}{1 + \frac{1}{k_c} \frac{1}{Z_{мех} T_{p.c} p} \frac{1}{W_{н.т}}},$$

где $k_{п.с} = k_{p.c} k_{с.с}$.

Выражение $W_{н.с}(p)$ представляет собой передаточную функцию регулируемого электропривода, на основании которой могут быть произведены все расчеты, связанные с определением динамических характеристик. Если в механическую систему станка входят упругие звенья, движение исполнительного органа станка во времени не совпадает с движением вала двигателя.

Для многомассовой электромеханической системы передаточная функция исполнительного органа станка по управляющему воздействию

$$W(p) = \frac{\omega_n(p)}{U_{зад}(p)} = \frac{\omega_1(p)}{U_{зад}(p)} \frac{\omega_n(p)}{\omega_1(p)} = W_{н.с}(p) W_{эл}(p). \quad (14.10)$$

Отношение $\omega_n(p)/\omega_1(p)$ представляет собой передаточную функцию механической системы по скорости и, как было показано ранее, может быть найдено путем решения основной системы уравнений (14.2), описывающей движение механической части электропривода.

В статическом режиме работа простейшего электропривода с регулятором скорости и узлом токоограничения в пределах линейности характеристик описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \omega = k_n U_n - \frac{M}{|\beta| I}; \\ U_n = k_{p.c} k_n (U_{зад} - U_{о.с}); \\ U_{о.с} = k_{с.с} \omega. \end{cases}$$

Решая эту систему относительно скорости вращения ω вала двигателя и обозначая общий коэффициент преобразования разомк-

Таблица 4.4

Нормативные ряды чисел в ступенчатых (Н - 11,1)

Значения множителя ряда φ			Значения множителя ряда α			Значения множителя ряда β							
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
1	1	1	1	1	1	1	2,5	2,5	2,5				
1,06							2,68						
1,12	1,12					2,8							
1,18						3,0							
1,25	1,25	1,25				3,15	3,15	3,15					
1,32						3,34							
1,4	1,4	1,4				3,55	3,55						
1,5						3,75							
1,6	1,6	1,6	1,6			4	4	4	4	4	4	4	4
1,8	1,8					4,25							
1,9						4,5	4,5						
2	2	2	2			4,75							
2,12						5	5						
2,24	2,24					5,3							
2,24	2,24					5,6	5,6	5,6					
2,5						6							
2,6	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
16	16	16	16			16	40	40					
17						42,5							
18	18					45	45						
19						47,5							
20	20	20				50	50	50					
21,2						53							

Осиловские табл. 4.4

Значения множителя ряда φ			Значения множителя ряда α			Значения множителя ряда β											
22,4	22,4	22,4				56	56										
24,6						60											
25	25	25				63	63	63									
26,8						67											
28	28					71	71										
30						75											
31,5	31,5	31,5	31,5			80	80	80									
33,3						85											
35,3	35,3					90	90	90									
37,5																	
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2				
250	250	250	250	250	250	425											
265						450	450										
280	280					475											
300						500	500	500									
315	315	315				530											
325						560	560	560									
335	335					600											
355						630	630	630									
400	400	400															

Примечания: 1. Нормаль распределения по ряду чисел оборотов, ходов, мощностей, моментов и других параметров.

2. Ряды чисел более 1000 и более 1 используются условными или делаются табличных данных до 1000.

характеристик привода с П-регулятором скорости может оказаться недостаточной для обеспечения большого диапазона регулирования. В связи с этим в широкорегулируемом электроприводе применяют ПИ-регулятор скорости с передаточной функцией

$$W_{p,c} = k_{p,c} \frac{1 + T_{p,ap}}{T_{p,cp}}$$

Статическая ошибка такого электропривода стремится к нулю:

$$\Delta\omega|_{p=0} = \frac{T_{p,ap}}{k_{p,c} (1 + T_{p,cp})} c \frac{k_T}{k_c} M_c \rightarrow 0,$$

а механическую характеристику можно считать идеально жесткой ($R_{амм} \rightarrow \infty$). Нижний предел регулирования скорости при этом определяется только техническими возможностями исполнительного двигателя.

Тема 6.4. Графоаналитический метод расчета ПГД (Обсуждение 1 ч.)

Методу проектирования привода рассмотрим на примере проектирования привода шпинделя фрезерного станка мод. 6625 [2].

Работу над проектом рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. По найденным или заданным исходным данным построить график частот вращения шпинделя и определить число зубьев передач.
2. По результатам графоаналитического расчета привода разработать его кинематическую схему.
3. Произвести предварительный силовой расчет элементов привода, по результатам которого разработать эскизный проект (компоновочную схему) коробки скоростей.
4. Разработать технический проект коробки скоростей.

5.1 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

Исходные данные для построения графика частот вращения шпинделя: минимальная частота вращения n_{min} , об/мин, число частот вращения шпинделя Z , частота вращения вала электродвигателя n , и его мощность N_1 определяются с учетом технического задания на проектируемый станок, в котором указывается наименование станка, материал обрабатываемой заготовки, требуемая производительность, точность обработки, шероховатость обработанной поверхности.

При курсовом и дипломном проектировании исходные данные в конечном виде могут быть заданы руководителем проекта.

Предположим, что $n_{min} = 20$ об/мин; $Z = 12$; $\varphi = 1,41$ (коэффициент геометрической прогрессии); $n_1 = 1410$ об/мин; $N_1 = 13$ кВт.

ры (индексы) у сомножителей (характеристики групп) показывают, сколько клеток должно быть заключено между соседними лучами, исходящими из одной точки.

Группу передач в структурной формуле $Z' = \text{Ад} \cdot \text{Вс} \cdot \text{Сх} \dots$ именуемую характеристикой $X=I$, называют *основной группой*, остальные группы ($c > X > I$) – *реборными* [2]. Величина X , в общем случае, не может быть произвольной, за исключением случаев, когда необходимо искусственно изменить характеристику. Если первая группа является основной, то характеристика последующих групп равна числу ступеней скорости совокупности групповых передач, кинематически предшествующих данной группе (например, $Z' = 18 = 3_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6$).

5.1.1 Множительные структуры с измененными характеристиками групп

Часто причиной отказа от объемной множительной структуры является большое значение характеристики последней группы и в связи с этим недопустимо малое передаточное отношение одной из передач. Путем искусственного уменьшения характеристик можно с некоторым отклонением сохранить желаемую структуру. Для пояснения вернемся к схеме привода шпинделя со структурной $Z' = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ (см. рис. 5.1). Минимальное передаточное отношение передач i_7 при $\phi = 1,58$, например, принимает недопустимое значение – меньше 1:4. Чтобы избежать этого, необходимо изменить характеристику последней множительной группы.

Для примера возьмем наибольшее целое значение характеристики при $\phi = 1,58$ ($X_3 = 4$) и построим график для структуры $Z' = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_4$. Из графика (рис. 5.2, а) следует, что $i_7 = I : 4$. Одновременно с этим уменьшится диапазон регулирования и число ступеней ($Z' = 10$), так как две скорости (на графике отмечены двойными кружками) повторяются.

Иногда, с точки зрения эксплуатации с танка и инструмента, желательно иметь более тонкое регулирование на малых, средних или высоких скоростях. Для этой цели применяют ломаный геометрический ряд со знаменателем ϕ_1 для средних и $c \cdot \phi_2 = \sqrt{\phi_1}$ для крайних ступеней, или наоборот. Эта задача легко решается, если в конце структурной формулы стоит сомножитель «3». Например, $Z' = 12 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 3_4$.

Построение графика частот вращения шпинделя производится по методике, изложенной в разделе выше. При этом третий луч из точек, расположенных на предпоследней вертикальной линии, проводят в точку, расположенные в середине частот вращения шпинделя основного ряда в нижней, средней или верхней части диапазона (см. рис. 5.2, б, в).

Из структурной формулы $Z' = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ следует, что число валов в коробке скоростей равно 5 (число сомножителей плюс 1 плюс вал электродвигателя). Число зубчатых колес равно сумме сомножителей, умноженной на 2, т. е. $(3 + 2 + 2) \cdot 2$.

Построение графика частот вращения производится в такой последовательности (рис. 5.1):

1. На произвольном (одинаковом) расстоянии друг от друга проводятся вертикальные линии, число которых равно числу валов в приводе. Каждому валу, начиная от электродвигателя, присваивается номер римскими цифрами.

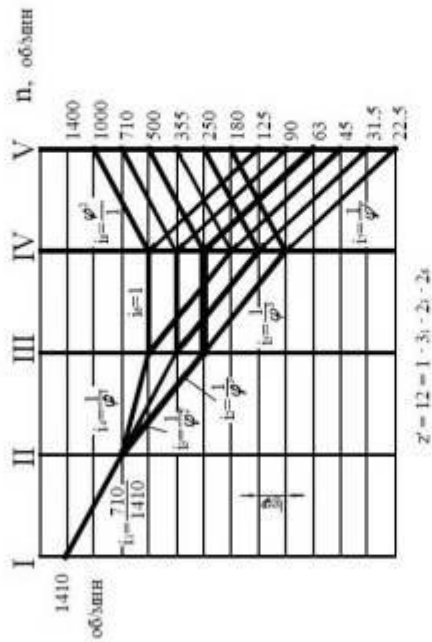


Рис. 5.1. График частот вращения шпинделя

2. На расстоянии i от друг друга проводятся горизонтальные линии, количество которых равно числу частот вращения шпинделя плюс 2 – 5.

3. Против каждой горизонтальной линии выписывается соответствующая частота вращения шпинделя (см. табл. 4.4).

4. Частоту вращения вала электродвигателя (точка на I-м валу) соединяем ломаной несколько выпуклой линией с минимальной частотой вращения шпинделя (нижняя точка на пятом валу). При этом передаточные отношения выходящих передач не должны быть меньше 1/4, а повышающих – не больше двух, т. е. исходящий луч на графике может пересечь максимум 4 клетки ($I/\phi^4 = 1/4$), а восходящий – 2 клетки ($\phi^2 = 1,41^2 = 2$).

5. На основании структурной формулы $Z' = 12 = 1 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ завершается построение графика. При этом необходимо помнить, что сомножители в данной формуле показывают число лучей (передач), исходящих из одной точки, а шиф-

структурной формулы стоит сомножитель «2». При этом характеристика последней множительной группы рассчитывается по формуле [6]

$$X'_j = \frac{Z^j - (U - 1)}{2}, \quad (5.1)$$

где U – число ступеней частот вращения шпинделя с $\phi_j = \sqrt{\phi_j}$ (задается руководителем проекта). Пусть $U = 6$. Тогда для рассматриваемого нами примера

$$X'_5 = \frac{12 - (6 - 1)}{2}.$$

Структурная формула примет вид $Z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_{3.5}$. График, построенный по данной формуле, представлен на рис. 5.2, д.

В приводах главного движения средних станков часто используются 2- и 3-скоростные электродвигатели с синхронной частотой вращения ротора в минуту, изменяющейся в два раза при переключении полюсов: 3000/1500; 1500/750; 3000/1500/750. Кроме сокращения числа механических ступеней передач коробки скоростей, при таком электродвигателе появляется возможность переключения скорости на ходу. В этом случае многоскоростной электродвигатель выступает как первая переборная группа регулирования. В зависимости от значения ряда основная (следующая за электродвигателем в структурной формуле) группа должна иметь: при $\phi = 1,41$ – две передачи, при $\phi = 1,26$ – три передачи.

На рис. 5.3, а и б приведены примеры построения графиков частот вращения для двенадцати ступеней при нормальном множительном строении с использованием 3- и 2-скоростного электродвигателя. Применение таких электродвигателей не исключает возможности построения графиков и с измененной характеристикой последней множительной группы.

Для обеспечения бесступенчатого регулирования в приводах главного движения широко применяются двигатели постоянного тока и вариаторы. Если требуемый диапазон частот вращения больше диапазона двигателя R_0 или вариатора R_0 (рис. 5.4), то их применяют в сочетании с коробками скоростей (рис. 5.4 и 5.4, а).

Для компенсации проскальзывания во фрикционных вариаторах, зависящего от передаваемой нагрузки, обеспечивают некоторое перекрытие соседних диапазонов (см. рис. 5.4, б). Определение передаточных отношений, чисел зубьев к конструктивных параметров зубчатых передач коробки скоростей производится по изложенной выше методике.

5.1.2. Определение числа зубьев передач

Прежде чем приступить к расчету числа зубьев передач, необходимо разделить их передаточное отношение i , выраженное простой дробью U/ϕ^x – при понижающей передаче и ϕ^x/U – при повышающей. Здесь показатель степени x равен числу клеток, перекрываемых лучами на графике. Для облегчения дальнейшего расчета, значения i целесообразно указать на графике в пояснительной записке к проекту (см. рис. 5.1).

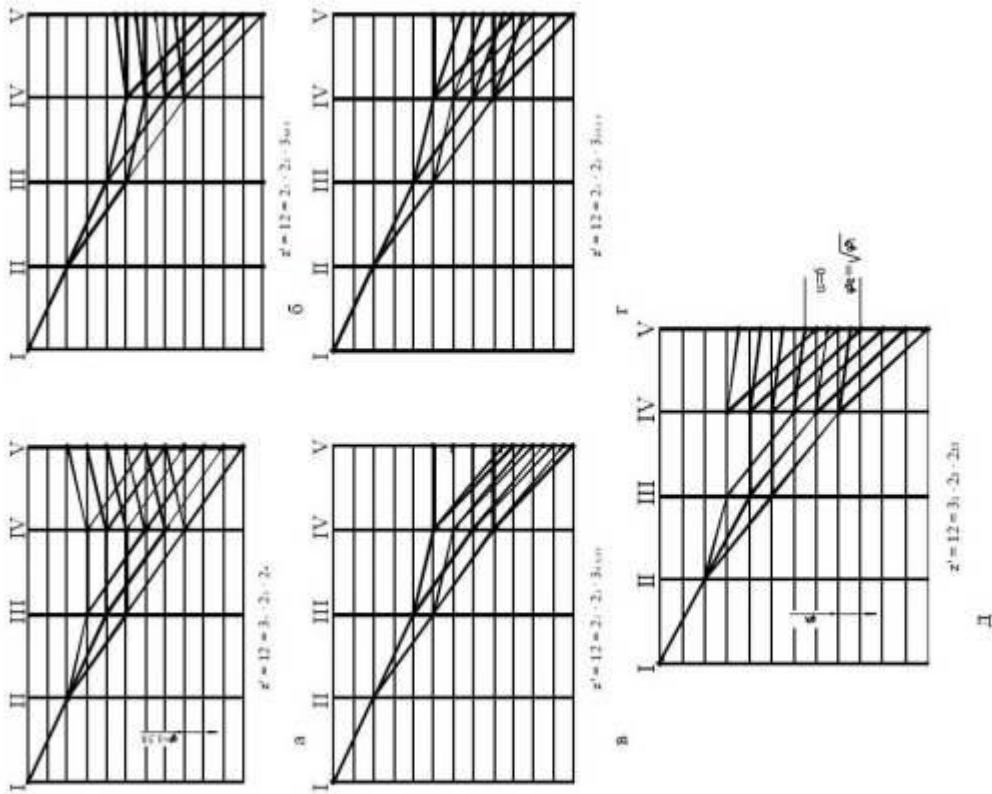


Рис. 5.2. Графики частот вращения шпинделя с измененной характеристикой последней множительной группы: а) с перекрытием ступеней – а; с меньшим ϕ вверх – б и вниз – в диапазоне; с меньшим ϕ в середине диапазона – г, д.

Необходимое (целесообразное) число ступеней с $\phi_j = \sqrt{\phi_j}$ в средней части диапазона и симметричное их расположение обеспечивается, если в конце

или из конструктивных соображений минимально допустимым. Для мелких и средних металлорежущих станков $Z_{\text{мин}} = 18...20$, а для крупных от 20 до 30. Принимаем $Z_{\text{м2}} = 25$.

Число зубьев колеса $Z_{\text{к2}}$ определим по формуле

$$Z_{\text{к2}} = Z_{\text{м2}} \cdot i_2 \quad (5.2)$$

где i_2 – минимальное передаточное отношение в первой группе передач. Подставив в формулу (5.2) значения величин, находим $Z_{\text{к2}} = 70$. Суммарное число зубьев в данной группе передач

$$\Sigma Z = Z_{\text{м2}} + Z_{\text{к2}} = 95.$$

Числа зубьев других передач в группе находим по формуле

$$Z_{\text{мi}} = \frac{\Sigma Z \cdot \text{Числ.}_i}{(\text{Числ.}_i + \text{Знамен.}_i)} \quad (5.3)$$

где «Числ.» и «Знам.» – соответственно числитель и знаменатель передаточного отношения искомой зубчатой передачи ($i_2 = 1/\varphi^2 = 1/2$);

$$Z_{\text{м3}} = \frac{95 \cdot 1}{(1+2)} = 31,6.$$

Принимаем $Z_{\text{м3}} = 32$. Тогда $Z_{\text{к3}} = 89$. Аналогично находим $Z_{\text{м4}} = 39$, $Z_{\text{к4}} = 56$. Приняв значения $Z_{\text{м5}} = 26$ и $Z_{\text{м8}} = 27$ по формулам (5.2) и (5.3), определим значения Z остальных передач. Результаты расчета представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения i , Z и ΣZ групповых передач

i	$i_1 = \frac{710}{1410}$	$i_2 = \frac{1}{2,8}$	$i_3 = \frac{1}{2}$	$i_4 = \frac{1}{1,41}$	$i_5 = \frac{1}{2,8}$	$i_7 = 1$	$i_8 = \frac{1}{4}$	$i_9 = \frac{2}{1}$
$Z_{\text{м}i} Z_{\text{к}i}$	26:52	25:70	32:63	39:56	26:73	50:50	27:108	90:45
ΣZ	78	95	100	100	135			135

Для облегчения расчетов приведена табл. 5.2, где по горизонтали отложены сумма зубьев, а по вертикали – передаточные отношения, крайние 1,06. Пустые клетки означают, что при данном значении ΣZ передаточное отношение не может быть выдержано в требуемых пределах $\pm 10 (\varphi - 1) \%$, в остальных клетках указано число зубьев меньшего зубчатого колеса.

Пример. Определить числа зубьев трех пар шестерен, которые должны обеспечить передаточные числа $i_1 = 1$, $i_2 = 1,26$ и $i_3 = 1,58$; $Z_{\text{мин}} = 18$.

Если по таблице взять, например, $\Sigma Z = 49$, то при $i_3 = 1,58$ $Z_1 : Z_3 = (49-19) : 19 = 30 : 19$, а при $i_2 = 1,26$ и $i_1 = 1$ имеем пустые клетки. Следовательно, надо найти такое значение ΣZ , которое удовлетворяет трем передаточным отношениям.

Передаточное отношение одиночной зубчатой передачи i_i определим по отношению частоты вращения 11-го вала к асинхронной частоте вращения вала электродвигателя $i_i = 710/1410$ (см. рис. 5.1). Данное отношение с достаточной точностью выполняется, например, зубчатой передачей $Z_{\text{м1}}/Z_{\text{к1}} = 26/52$.

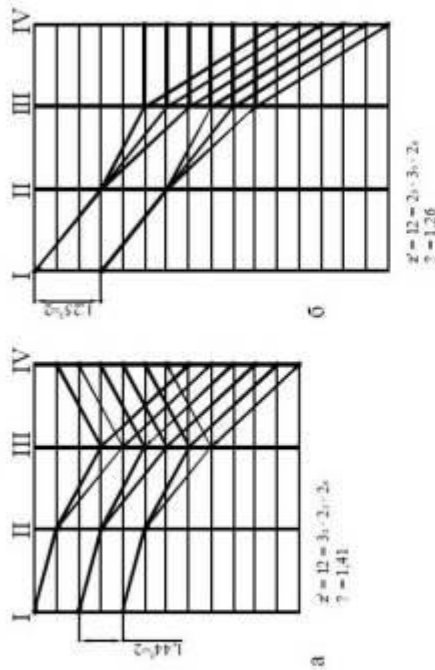


Рис. 5.3. Графики частот вращения шпинделя: двигатель 3-скоростной – а; двигатель 2-скоростной – б.

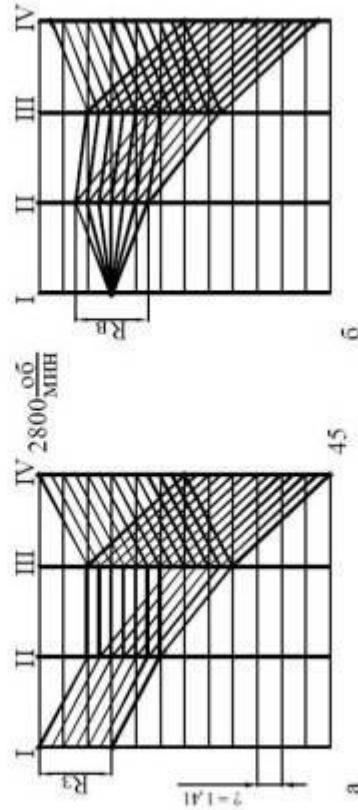


Рис. 5.4. Графики бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя: с двигателем постоянного тока – а; с вариатором – б.

Известно, что габариты групповой передачи зависят от выбранного числа зубьев шестерни в передаче с наименьшим передаточным отношением. Поэтому Z данной шестерни выбирают из условия отсутствия подрезания зуба

Тема 6.5. Кинематические схемы ПГД (Дискуссия 1 ч.)

Кинематический расчет завершается вычерчиванием кинематической схемы коробки скоростей. В качестве исходных данных используем графики частот вращения (см. рис. 5.1) и кинематическую схему базового станка. Не схеме (рис. 5.5) указываются номера валов, характеристика электродвигателя, числа зубьев колес. Кинематическая схема должна вычерчиваться в соответствии с требованиями [7, 8].

5.2.1 Некоторые рекомендации по взаимному расположению зубчатых колес прехлупчатого блока

При перемещении подвижного тройного блока на валу II (см. рис. 5.5) колеса, расположенные сверху и снизу от среднего (большого) колеса, проходят мимо среднего колеса, закрепленного на валу III. Чтобы зубья этих колес не зацеплялись и блок свободно перемещался при переключении скоростей, должны выполняться условия (рис. 5.6):

$$Z_{\text{ср}} + Z_{\text{сн}} \leq \Sigma z - 4; \quad Z_{\text{ср}} + Z_{\text{св}} \leq \Sigma z - 4, \quad (5.4)$$

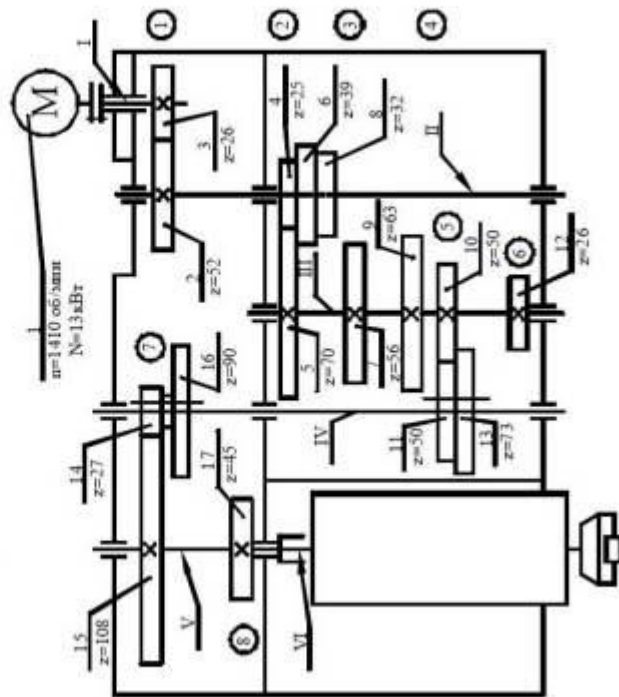


Рис. 5.5. Кинематическая схема коробки скоростей

Принятое решение будет при $\Sigma z = 52$; $i_1 = \frac{26}{26} = 1$; $i_2 = \frac{29}{23} = 1,26$; $i_3 = \frac{32}{20} = 1,58$. Здесь точное значение $i_3 = 1,6$ отличается от требуемого $i_3 = 1,58$ всего на 1,25%, что допустимо.

5.1.3 Проверка выполнения частот вращения шпинделя

Отклонение действительных частот вращения от установленных нормативов $n_{\text{ш}}/2$ на каждой ступени не должно превышать $\pm 10(\phi - 1)\%$. В нашем случае $\Delta n = \pm 10(1,41 - 1) = 4,156$. Действительные частоты вращения шпинделя $n_{\text{ш}}$ находим из уравнений кинематического баланса. Результаты расчета представлены в табл. 5.3.

Таблица 5.3
Результаты проверки отклонения действительных частот вращения шпинделя от заданных геометрическим рядом

№ ступени	Уравнение кинематического баланса	Действительные значения частоты вращения $n_{\text{ш}}$, об/мин	Частота вращения по геометрическому ряду $n_{\text{гр}}$, об/мин	Отклонение частот вращения $\frac{n_{\text{ш}} - n_{\text{гр}}}{n_{\text{гр}}} \cdot 100\%$
1	$1410 \cdot \frac{26}{52} \cdot \frac{25}{70} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{27}{108}$	22,42	22,5	-0,35
2	$705 \cdot \frac{32}{63} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{27}{108}$	31,88	31,5	1,22
3	$705 \cdot \frac{39}{56} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{27}{108}$	43,7	45	-2,8
4	$705 \cdot \frac{25}{70} \cdot \frac{50}{50} \cdot \frac{27}{108}$	62,9	63	-0,08
5	$705 \cdot \frac{32}{63} \cdot \frac{50}{73} \cdot \frac{27}{108}$	89,5	90	-0,53
6	$705 \cdot \frac{39}{56} \cdot \frac{50}{73} \cdot \frac{27}{108}$	122,7	125	-1,8
7	$705 \cdot \frac{25}{70} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{27}{108}$	179,3	180	-0,36
8	$705 \cdot \frac{32}{63} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{27}{108}$	255,1	250	2,0
9	$705 \cdot \frac{39}{56} \cdot \frac{26}{73} \cdot \frac{45}{45}$	349,7	355	-1,48
10	$705 \cdot \frac{25}{70} \cdot \frac{50}{90} \cdot \frac{45}{45}$	503,5	500	0,07
11	$705 \cdot \frac{32}{63} \cdot \frac{50}{90} \cdot \frac{45}{45}$	716,2	710	0,87
12	$705 \cdot \frac{39}{56} \cdot \frac{50}{90} \cdot \frac{45}{45}$	981,9	1000	-1,8

чтобы расстояние «В» между неподвижно закрепленными колесами было на 4...6 мм больше размера «Д» (см. рис. 5.7. а). Это требование необходимо соблюдать и при вычерчивании кинематической схемы приводов.

Расчет электродвигателя.

Расчётные формулы электродвигателей

Ток в статоре трёхфазного электродвигателя при номинальной нагрузке, *a*

$$I = \frac{1000 \cdot P_n}{\sqrt{3} U \cos \varphi \cdot \eta},$$

где P_n — номинальная мощность электродвигателя, *квт*, η — к. п. д. электродвигателя, $\cos \varphi$ — коэффициент мощности, U — напряжение на зажимах электродвигателя, *в*.

Синхронное число оборотов электродвигателя

$$n_c = \frac{60 \cdot f}{p},$$

где p — число пар полюсов обмотки статора электродвигателя, f — частота.

Номинальное число оборотов асинхронного электродвигателя

$$n = n_c (1 - s),$$

где s — скольжение асинхронного электродвигателя, %.

Скольжение асинхронного электродвигателя, %

$$s = \frac{n_c - n}{n_c} \cdot 100 \%$$

Номинальный момент вращения электродвигателя, *кГ·м*

$$M = \frac{975 \cdot P_2}{n}; \quad M = F \frac{D}{2},$$

где D — диаметр шкива, *м*, F — усилие, передаваемое ремнём, *кГ*.

Количество тепла, выделяемого электродвигателем в 1 сек, *ккал/сек*

$$Q \approx 0,24 \sum P_{\text{эл}},$$

$$\sum P_{\text{эл}} = \left(\frac{100 - \eta}{100} \right) P_n,$$

где $\sum P_{\text{эл}}$ — сумма потерь в электродвигателе.

Окружная скорость (шкива, вала, коллектора, ротора), *м/сек*.

$$v_{\text{окр}} = \frac{\pi D n}{60}$$

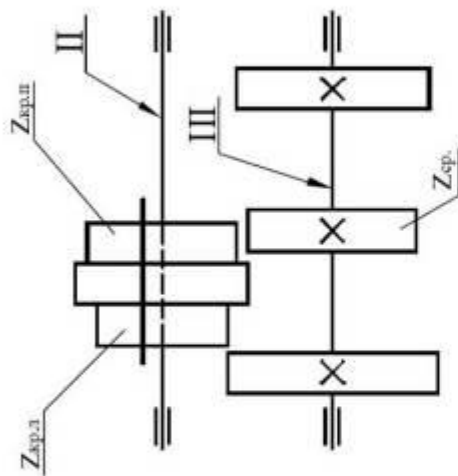


Рис. 5.6. Наиболее простая компоновка группы передач с трояким блоком

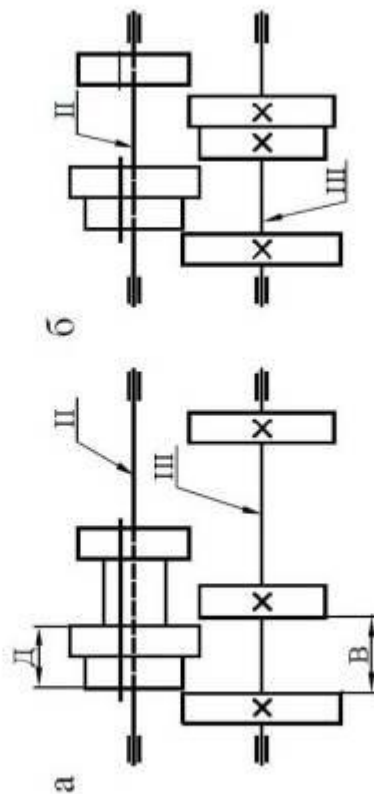


Рис. 5.7. Варианты расположения зубчатых колес в группе передач: а — в случае выполнения только одного из условий (5.3); б — в случае выполнения обоих условий (5.3)

где Σz_2 — суммарное число зубьев средних колес. В нашем примере эти условия выполняются, так как $(56 + 25) < [(56 + 39) - 4]; (56 + 32.) < [(56 + 39) - 4]$.

Если условия (5.4) не выполняются или выполняются не полностью, то зубчатые колеса этой группы передач можно расположить осевыми схемами, изображенными на рис. 5.7. При варианте (а) увеличиваются осевые габариты, а при варианте (б) усложняется механизм переключения скоростей, и целью обеспечения свободного нейтрального положения блока колес необходимо,

Тема 6.6. Силовой расчет ПГД (Дискуссия 1 ч.)

После того как построен график частот вращения шпинделя, вычерчена кинематическая схема коробки скоростей и определены числа зубьев колес, переходим к прочностному расчету привода, который выполняется в такой последовательности.

5.3.1 Определение расчетной частоты вращения шпинделя

Расчетную частоту вращения шпинделя определяем по формуле

$$n_p = n_{\text{max}} \sqrt{\frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}}}$$

где n_{min} и n_{max} — соответственно минимальная и максимальная частоты вращения шпинделя по геометрическому ряду. В нашем примере

$$n_p = 22,5 \cdot \sqrt{\frac{1000}{22,5}} = 58,1 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $n_p = 63$ об/мин.

Расчетную кинематическую цепь выделим на графике (см. рис. 5.1) утолщенной линией.

5.3.2. Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов на валах

Мощность на валах коробки скоростей определяется по формуле

$$N_i = N_s \cdot \eta_1^x \cdot \eta_2^y \dots \quad (5.5)$$

где N_s — мощность элек. двигателя ($N_s = 13 \text{ кВт}$);

η_1 — КПД пары подшипников качения ($\eta_1 = 0,99$);

η_2 — КПД пары прямозубых цилиндрических колес ($\eta_2 = 0,97$);

x, y — показатели степеней, равные соответственно числу пар подшипников и зубчатых передач.

Крутящие моменты на валах расчетной кинематической цепи

$$T_{z1} = 9740 \frac{N}{n_p} \eta_1^j = 9740 \frac{13}{1410} \cdot 0,99 = 88,9 \text{ Н·м.}$$

$$T_{z2} = \frac{T_{z1}}{26} \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 170,7 \text{ Н·м.}$$

52

$$T_{z3} = \frac{T_{z2}}{25} \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 458,98 \text{ Н·м.}$$

70

где D — диаметр соответствующего элемента машины, м.

Коэффициент полезного действия (к. п. д.) асинхронного электродвигателя при регулировании скорости реостатом в цепи ротора

$$\eta_{\text{рег}} = \eta \frac{n_{\text{рег}}}{n_c},$$

где $n_{\text{рег}}$ — пониженное число оборотов двигателя в минуту;

$\eta_{\text{рег}}$ — к. п. д. при пониженном числе оборотов.

Соотношения между единицами измерения работы

Наименование единицы	квт·ч	д.с·ч	ккал	кГ·м
1 квт·ч	1	1,36	859	$3,67 \cdot 10^3$
1 д.с·ч	0,736	1	635	270 000
1 ккал	$1,16 \cdot 10^{-3}$	$1,58 \cdot 10^{-3}$	1	427
1 кГ·м	$2,72 \cdot 10^{-6}$	$3,7 \cdot 10^{-6}$	$2,34 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношения между единицами измерения мощности

Наименование единицы	кГ·м/сек	д.с.	квт	вт
1 кГ·м/сек	1	$1,33 \cdot 10^{-2}$	$9,81 \cdot 10^{-3}$	9,81
1 д.с.	75	1	$735,5 \cdot 10^{-3}$	735,5
1 квт	101,98	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	1000
1 вт	$101,98 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	1

легкой серни для крайних опор и сферические двухрядные для средних опор. Зная диаметры шеек валов, выбираем также размеры шпонок и конструктивные параметры шплев [9, 10]. При выборе размеров шпелевого вала, на котором между опор находятся зубчатые колеса, внутренний диаметр шплев должен быть на 0,5...2 мм больше диаметра шеек. Предварительно принимаем легкую серию шплев:

$$d_1 = 35; d_{ш} = 8 \times 42 \times 46; d_{ш} = 8 \times 56 \times 62; d_{ш} = 8 \times 56 \times 62; d_{ш} = 10 \times 72 \times 78.$$

В анализе кинематической схемы (см. рис. 5.5) и разветвил коробки скостей базового станка мод. 6625 видно, что V-й вал представляет собой валу с внутренними шпелами, внутри которой размещается хвостовая (шпелевая) часть шпелы (вала VI); следовательно, найденные нами размеры шпелевого вала $d_{ш} = 10 \times 72 \times 78$ может иметь шпелевой участок шпелы (хвостовик). Диаметр же вала V (валуки) определяется из конструктивных соображений с учетом размеров шпонок, внутреннего диаметра подшипников и т. д.). Принимаем наружный диаметр вала V равным 120 мм.

При разработке шпелельного узла выбор его схемы и основных размеров должен осуществляться с точки зрения обеспечения высокой радиальной и осевой жесткости, малой температурной деформации переднего конца шпелельного узла, высокой точности вращения и виброустойчивости.

Проектирование шпелельного узла состоит из двух основных этапов. К первому относится выбор конструктивной схемы и размеров на основе рекомендаций и результатов проектного расчета. На втором этапе выполняется проверочный расчет, который состоит из расчета шпелельного узла на жесткость, расчета шпелельных опор на долговечность и быстроточность.

Компоновку шпелельного узла можно выбирать, руководствуясь соответствующими рекомендациями [11].

Диаметр передней шейки шпелельного узла, фрезерного станка выбирают в зависимости от мощности двигателя привода и диаметра фрезы (см. табл. 4.2) и [10]. Зная мощность электродвигателя $N_0 = 13$ кВт и приняв диаметр фрезы равным 250 мм, по табл. 4.2 находим диаметр передней шейки шпелельного узла — 120 мм.

Шпелель проектируются обычно 2-опорными [10]. Расстояние между опорами рекомендуется назначать исходя из требований максимальной жесткости шпелельного узла (для фрезерных станков).

Таблица 5.5

Расстояние между опорами шпелельного узла

№ вала (см. рис. 5.1 и 5.5)	Частота вращения n , об/мин	Передаваемая мощность N_1 , кВт	Передаваемый крутящий момент T_2 , Н·м
I	1410	13	88,9
II	710	12,48	170,7
III	250	11,98	458,98
IV	250	11,5	440,75
V	63	10,9	1693,01

Для токарных станков $L \leq 6 d_{ш}$.

$$T_{ш} = \frac{T_2}{50} \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 440,75 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = \frac{T_{ш}}{0,99 \cdot 0,97} = 1693,01 \text{ Н·м}.$$

Результаты расчета сведены в табл. 5.4.

Мощности и крутящие моменты на валах

№ вала (см. рис. 5.1 и 5.5)	Частота вращения n , об/мин	Передаваемая мощность N_1 , кВт	Передаваемый крутящий момент T_2 , Н·м
I	1410	13	88,9
II	710	12,48	170,7
III	250	11,98	458,98
IV	250	11,5	440,75
V	63	10,9	1693,01

5.3.3 Проектировочный расчет валов

В результате проектного (предварительного) расчета ориентировочно определяются диаметры и приводится конструирование вала.

Основная задача при выборе конструктивной схемы вала состоит в определении типа опор, их количества, в нахождении места расположения зубчатых колес или других приводных деталей на нем. Обоснование выбора типа опор и их конструктивного оформления представлено в работах [9, 10].

Предварительно диаметр валов может быть определен согласно [12] по формуле

$$d = c \sqrt{\frac{N_1}{n_1}}, \quad (5.6)$$

где $c = 1,3 + 1,5 \cdot$

N_1 — мощность на рассчитываемом валу, кВт;

n_1 — частота вращения рассчитываемого вала, об/мин.

Подставляя в формулу (5.6) значения N_1 и n_1 из табл. 5.3, определим диаметры валов для нашего примера: $d_1 = 31,5$ мм; $d_{ш} = 39$ мм; $d_{ш} = 54,7$ мм; $d_{ш} = 54$ мм; $d_{ш} = 72$ мм.

Рассчитанные значения диаметров округляем до ближайших больших значений в соответствии с ГОСТами на подшипники (в мм): Б; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 и т. д. и принимаем эти значения за диаметры шеек валов под подшипники.

Таким образом, $d_1 = 35$ мм; $d_{ш} = 40$ мм; $d_{ш} = 55$ мм; $d_{ш} = 55$ мм; $d_{ш} = 70$ мм. В зависимости от этих диаметров внутренних колец подшипников выбираются из табл. ГОСТа диаметры наружных колец и ширины колец [10, 11, 12]. Предварительно выбираем радиальные шариковые однорядные подшипники

Таблица 5.4

Тяговые устройства служат для перемещения подвижных узлов станка по направляющим прямолинейного или вращательного движения. Они являются последним звеном кинематической цепи привода подач, вспомогательных движений или главного привода (карусельные, протяжные, строгальные, долбежные станки).

Для осуществления прямолинейного движения используют механизмы: ходовой винт—гайка, зубчатое колесо—рейка или зубчатый сектор—рейка, червяк—рейка, кулачковые, шатунные, рычажные и другие механизмы; гидравлические и пневматические двигатели типа поршень—цилиндр;

электромагнитные устройства в виде линейно-развернутых электродвигателей, бесконтактных электромагнитных передач, солонидов.

Вращательное движение может осуществляться зубчатыми, червячными, ременными, цепными, фрикционными и другими передачами.

Чтобы обеспечить в проектируемом станке высокие технические экономические показатели, такие, как производительность, точность, надежность, тяговые устройства должны удовлетворять следующим требованиям:

обеспечивать заданный закон перемещения и скорости; в подавляющем большинстве станков скорость должна быть постоянной; иметь высокий КПД;

обладать высокой жесткостью, которая является одной из главных характеристик тягового устройства и влияет на статические и динамические погрешности исполнительного узла станка;

иметь малый момент инерции, что определяет быстродействие привода и точность обработки;

обладать высокой чувствительностью к малым перемещениям, т. е. иметь способность осуществлять движения малые по пути или скорости;

Остальные размеры шпинделя — диаметр шейки задней опоры, шеек под зубчатыми колесами, длина и диаметр хвостовика выбираются исходя из конструктивных соображений.

Для правильного выбора материала валов и их термообработки необходимо знать тип подшипников, в которых вращается вал, характер посадок деталей на валу (подвижные или с натягом), характер действующей нагрузки. При выборе материала можно руководствоваться рекомендациями [11].

Для проверочного расчета валов и подбора подшипников необходимо вычислить реакции опор и изгибающие моменты, действующие в различных сечениях валов. Эта задача может быть выполнена лишь в том случае, когда будут известны расстояния между плоскостями действия нагрузок и опорам. Для нахождения этих расстояний необходимо вычертить в произвольном масштабе эквивалентную компоновку коробок скоростей в виде развертки по осям и свертку (рис. 5.8). При определении расстояний между опорами вала и закрепленными на нем деталями нужно пользоваться также рекомендациями, изложенными в работах [11, 12, 13].

среднеуглеродистые стали (45, 50) для неотвержденных винтов; гайки для ходовых винтов прецизионных станков изготавливают из оловянистых бронз БрОФ10-0,5 или БрОЛС 6-6-3; для неотвержденных передач — из антифрикционного чугуна; в целях экономии оловянистой бронзы крупные гайки выполняют биметаллическими (из стального корпуса и центробежным способом залитой бронзы, на которой затем нарезают резьбу).

Ходовые винты выполняют со стандартной резьбой трапецеидального профиля (угол профиля 30°). Преимуществом этой резьбы перед резьбой прямоугольного профиля является возможность ее фрезерования и шлифования; недостатком — возникновение поперечных шагов при радиальном биении ходового винта станка и поперечных колебаний от прогиба под действием собственного веса. В связи с этим в прецизионных станках применяют резьбы с меньшим углом профиля ($10-20^\circ$). Другим направлением повышения точности винтовых передач является применение в гайке центрирующих втулок (рис. 14.8, в).

Для регулирования и устранения зазора в резьбе гайку выполняют из двух частей, одна из которых неподвижно прикреплена к столу или суппорту, а другая может смещаться в осевом направлении. Изменяя толщину прокладки 4, установленной между гайками, в передаче можно полностью устранить зазор. Однако в процессе эксплуатации или изнашивания резьбы гаек и винта необходимо периодически производить регулировки. Применяют и другой способ устранения зазора в передачах, когда при неизменном осевом расположении гаек изменяется их относительное угловое положение. Длинные ходовые винты могут быть составными для того, чтобы обеспечить надежное и точное соединение отдельных секций, длину которых выбирают от 600 до 1500 мм. Наибольшее распространение получили ходовые винты диаметром от 20 до 60 мм, в тяжелых станках встречаются винты диаметром до 200 мм.

Передачи винт-гайка скольжения рассчитывают на износостойкость. Расчет сводится к вычислению среднего давления на рабочих поверхностях резьбы

$$p = \frac{Q}{\pi dHl_z/p}, \quad (14.12)$$

где Q — тяговая сила; d — средний диаметр резьбы; H — рабочая высота профиля резьбы; L — длина гайки; z — число заходов резьбы; P — шаг винтовой линии резьбы.

В зависимости от требований, предъявляемых к точности винтовой пары, допускаемые значения средних давлений для передач винт-гайка скольжения не должны превышать 3–12 МПа.

Передача винт-гайка качения является основным видом тягового устройства для станков с числовым управлением. Механизм винт-гайка качения используют в приводе подач столов, суппортов, траверс почти всех станков малых и средних размеров, а также и некоторых тяжелых станков. Другой областью широкого применения механизмов является привод подач обычных станков, не

зазоры должны отсутствовать, особенно в тех случаях, когда по характеру движения или действию внешней нагрузки имеет место раскрытие стыков;

износ в процессе эксплуатации должен быть минимальным.

В зависимости от назначения станка, его конструкции и габаритных размеров применяют различные виды тяговых устройств.

Пара винт-гайка скольжения отличается:

1) малым шагом при применении в качестве тягового устройства однозаходных ходовых винтов, что обуславливает высокую редукцию и малый крутящий момент на ходовом винте;

$$M_H = \frac{Qp}{2\pi\eta}, \quad (14.11)$$

где Q — тяговая сила; p — шаг винта; η — КПД винтовой пары; $\eta = \frac{\tan(\beta + \rho)}{\tan\beta}$, β — угол подъема винтовой линии резьбы, лежащей на среднем диаметре; $\rho = 3 \div 11^\circ$ — угол трения в резьбе; $\mu = \operatorname{arctg} \mu$, $\mu = 0,05 \div 0,2$ — коэффициент трения, зависящий от скорости скольжения;

2) саморормбжением при одно- и двухзаходных винтах, что позволяет применять эту пару для установочных движений под нагрузкой и для вертикальных перемещений с целью более надежной фиксации подвижного узла.

Недостатком передач винт-гайка скольжения является наличие меньшего трения и связанное с ним изнашивание, а также низкий КПД одно- и двухзаходных винтов (рис. 14.17).

Поскольку точность винтовой пары скольжения определяется в основном винтом (износ гайки мало влияет на ее кинематическую точность), материал ходового винта должен обеспечивать длительные сохранение точности. Это достигается его высокой поверхностью твердостью. Материал ходового винта и гайки выбирают в зависимости от назначения винтовой пары, класса ее точности и требуемой термообработки. Для их изготовления применяют следующие материалы:

азотируемые стали (40ХФА, 18ХГТ), которые после азотирования на глубину 0,5 мм обеспечивают высокую износостойкость и стабильность размеров; HRC_s 53–58;

высокоуглеродистые стали (8ХВ, ХВГ, 7ХГ2ВМ, У10А, У12А) для неупрочненных ходовых винтов, подвергавшихся объемной или поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты; HRC_s 50–60;

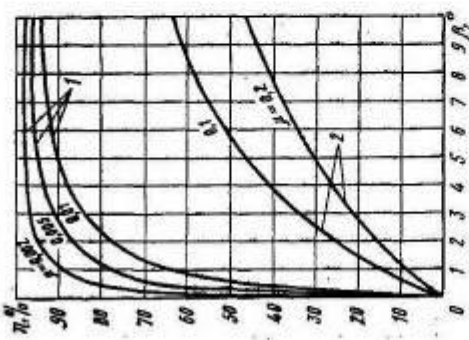


Рис. 14.7. КПД передач винт-гайка качения (шариковых) (1) и скольжения (2)

низкие потери на трение; КПД этих механизмов составляет 0,9—0,95 по сравнению с 0,2—0,4 для передач винт—гайка скольжения; малый крутящий момент на ходовом винте вследствие высокого КПД [см. формулу (14.11)];

возможность полного устранения зазора в механизме и создания натяга, обеспечивающего высокую жесткость;

почти полная независимость силы трения от скорости и весьма малое трение покоя, что способствует обеспечению устойчивости (равномерности) движения;

высокая точность за счет создания предварительного натяга; малая изнашиваемость, а следовательно, длительное сохранение точности; малое тепловыделение, снижающее температурные деформации винта и повышающие точность обработки; высокая чувствительность к микроперемещениям.

К недостаткам передач винт—гайка качения следует отнести отсутствие самоторможения, сложность изготовления, высокую стоимость, несколько пониженное демпфирование, а также необходимость надежной защиты от стружки и пыли.

Минимальный диаметр винтов 6—8 мм; максимальный 120—150 мм; длина достигает 10—12 м; статическая грузоподъемная сила более 1000 кН (шарики), 2000—3000 кН (роликовые); динамическая грузоподъемная сила более 200 кН (шарики), 300—520 кН (роликовые).

Шариковая передача состоит из винта 1 (рис. 14.8, б), гайки 2, комплекта шариков 3, расположенных в винтовых канавках винта и гайки, канала 4 для возврата шариков.

Как и в шарикоподшипниках, шарик имеет линейную скорость в 2 раза меньшую, чем винт (рис. 14.8, в). Канал возврата, соединяющий первый и последний (или промежуточный) витки гайки, обеспечивает возможность непрерывной циркуляции тел качения.

Получили распространение следующие профили резьбы винта и гайки: полукруглый (рис. 14.9, а), арочный с двухточечным контактом (рис. 14.9, б), арочный с четырехточечным контактом (рис. 14.9, в). Профиль резьбы задает в нормальном сечении, перпендикулярном винтовой линии, проходящей через центры шариков.

оснащенных системами числового управления, таких, как фрезерные, токарные, расточные, сверлильные, шлифовальные, зубообрабатывающие, резьбообрабатывающие, агрегатные станки — автоматические линии, копирующие и т. д. Причиной этого является высокая жесткость и беззазорность соединения винт—гайка, снижающие

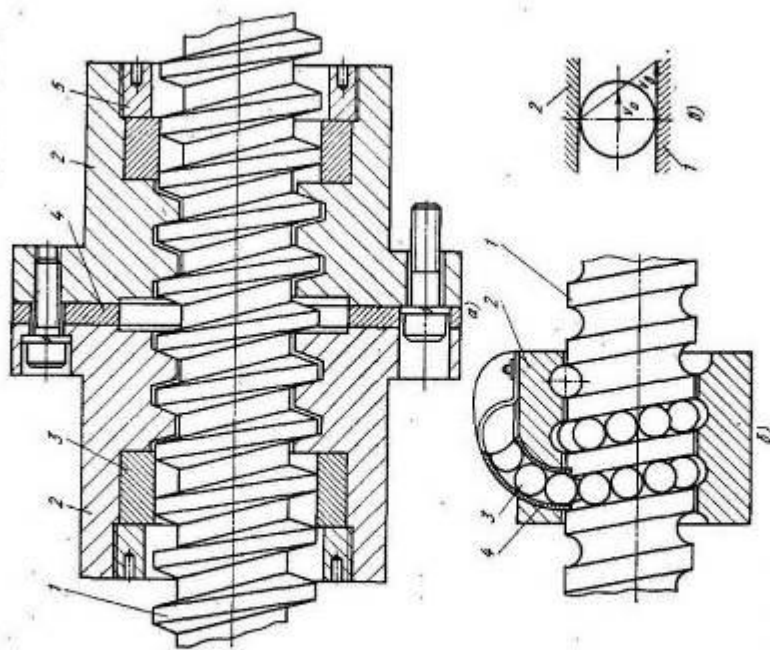


Рис. 14.8. Передача винт—гайка:

а — скелетная: 1 — винт; 2, 3 — гайки; 4 — центрирующие штифты; 5 — прокладка; 6 — канал; б — винт; 2 — гайка; 3 — шарик; 4 — канал возврата; в — кинематическое соответствие скоростей; v_1 — скорость винта; v_2 — скорость центров шариков

вибрации, существенно уменьшающие изнашивание и поломки режущего инструмента, повышающие чистоту и точность обработки. Иногда передачи винт—гайка качения применяют в приводе главного движения станков с возвратно-поступательным движением, в частности, в протяжных (при небольшой силе протягивания).

Основными преимуществами механизмов винт—гайка качения являются:

возможность передачи больших усилий;

Основными требованиями; предъявляемыми к устройствам регулирования натяга, являются: возможность малых перемещений гаек в корпусе в осевом или угловом направлении без разборки узлов станка и надежная фиксация гаек после регулировки натяга.

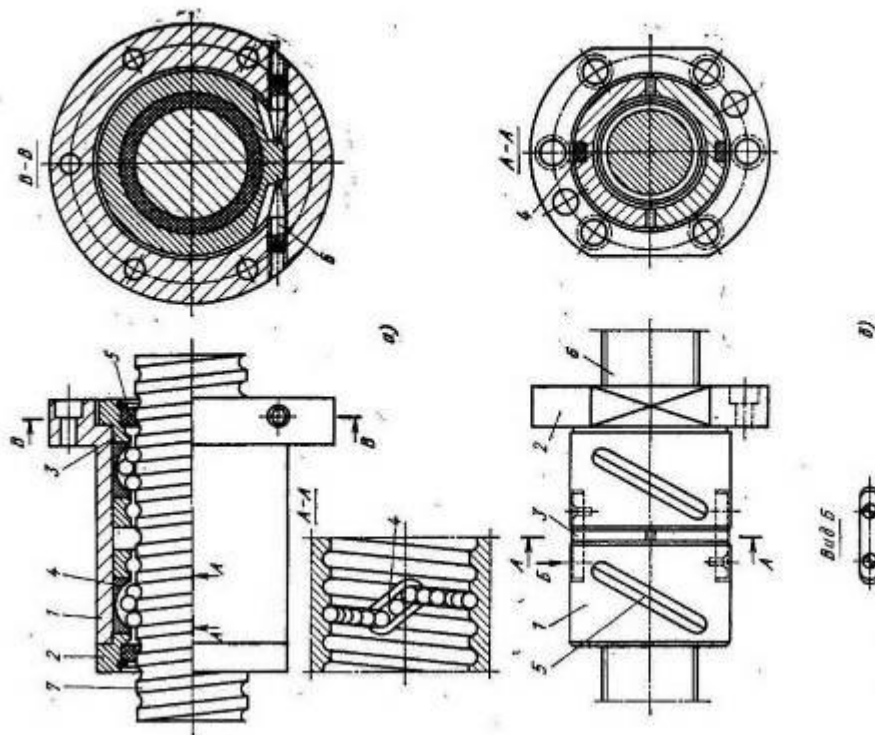


Рис. 14.10. Устройство возврата шариков:
 а — первая группа: 1 — корпус; 2, 3 — полушки; 4 — вкладыш; 5 — уплотнение; 6 — винт для регулирования натяга; 7 — ходовой винт; б — вторая группа: 1, 2 — полушки; 3 — прокладки; 4 — шпунки; 5 — канал возврата; 6 — ходовой винт

В конструкции, приведенной на рис. 14.11, гайки снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы съемных колец, укрепленных на торцах корпуса. Число зубьев венцов различается на единицу, благодаря чему при повороте гаек в одну сторону на один зуб осевое перемещение их профилей резьбы может составить 1 мкм. В приведенной на рис. 14.10, б кон-

По примеру шарикоподшипников соотношение радиусов шарика и желоба для полукруглого и арочного с двухточечным контактом профилей $r_1/r_2 = 0,95 \div 0,97$. Для арочного профиля с четырехточечным контактом $r_1/r_2 = 0,83 \div 0,87$ из-за резкого возрастания сил трения при увеличении натяга. Угол контакта α в большинстве случаев равен 45° . При малых углах контакта передача имеет низкую осевую жесткость и нагрузочную способность, так как даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные силы. С увеличением угла контакта повышается нагрузочная способность и жесткость передачи, а также снижаются потери на трение. Широкое распространение в станкостроении получили профили с двухточечным контактом. Применение таких профилей обеспечивает наименьшее изнашивание передачи, хотя конструкция гайки для создания натяга в этом случае должна быть выполнена из двух частей. Четырехточечный контакт позволяет осуществить передачу без зазора или с натягом путем подбора шариков по диаметру. Арочный профиль с двухточечным контактом более удобен для измерения, чем полукруглый, и обеспечивает при зазоре h в несколько микрометров точное положение шариков при входе их в рабочую зону, что повышает плавность работы передачи.

Конструктивные исполнения устройств возврата шариков могут быть сведены к двум основным группам.

К первой группе относятся механизмы, в которых шарик при возврате не выводится каналом возврата из контактирования с поверхностью винта, а лишь направляются из впадины одного витка во впадину соседнего, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы винта (рис. 14.10, а); канал возврата шариков, соединяющий два соседних витка резьбы, выполняют в специальном вкладыше, который вставляется в окно гайки; в большинстве случаев в гайке делают три, четыре и шесть окон, расположенных соответственно под углом 120, 90, 60°, вкладыши и окна могут иметь разную форму (продолговатую, круглую и т. д.).

Ко второй группе относятся механизмы, в которых шарик при возврате выводится отражателями из контактирования с поверхностью винта и направляется по каналу возврата, расположенному в теле гайки (см. рис. 14.8, б); в качестве каналов возврата используют изогнутые трубки, профрезерованные снаружи или с торцов гайки пазы, просверленные осевые отверстия и т. д.

При двухточечном контакте тел качения все способы устранения зазора и создания натяга сводятся к изменению взаимного расположения двух гаек. Возможны два основных случая регулирования натяга: регулируется относительное осевое расположение гаек при неизменном угле (рис. 14.10, б); регулируется угловое взаимное расположение гаек при неизменном осевом (рис. 14.10, а). Сила натяга может создаваться за счет деформирования контактирующих рабочих тел и деформирования пружин. В станках применяют первый способ, так как передача в этом случае воспринимает большие осевые нагрузки и обе стороны и обеспечивает высокую жест-

струкции натяг регулируют за счет изменения толщины прокладки, расположенной между гайками и состоящей из двух частей. Независимое угловое положение гаек фиксируется двумя шпонками. В конструкции, показанной на рис. 14.10, а, предусмотрен поворот одной из гаек на небольшой угол винтами, расположенными во фланце корпуса.

Для обеспечения работоспособности и точности передачи к материалам винта и гайки предъявляют следующие требования: твердость рабочих поверхностей должна быть не ниже $HRC_r 58-60$; упрочненный слой при применении закалки с нагревом ТВЧ, азотирования, цементации должен иметь определенную толщину, чтобы обеспечивать благоприятные контактные напряжения без продавливания; постоянство размеров и формы винта при эксплуатации.

Высокая твердость рабочих поверхностей винта и гайки и качественная сборка передачи гарантируют их высокие износостойкость и долговечность. В отечественной практике для изготовления винтов применяют сталь 8ХФ с закалкой с нагревом ТВЧ по профилю резьбы (до $HRC_r 58-62$), глубина 1,5—2 мм; для гаек — инструментальные стали 9ХС, ШХ15 (твердость в тех же пределах).

Расчет тягового устройства привода подач станка с числовым управлением (см. рис. 14.11) следует начинать с анализа технологического процесса и выявления составляющих сил резания, действующих на каждой операции. Затем необходимо определить силы тяги в приводе (для каждой оси координат), выделить из них максимальные, промежуточные и минимальные по величине.

Для привода подач токарного станка по оси Z (оси шпинделя) выделяют, например, следующие основные силы: нагрузку при более тяжелых условиях обработки (черновом точении), которую принимают с некоторым запасом на случай отклонений от нормальных условий работы; нагрузку при наиболее часто встречающихся условиях обработки (получистовом и чистовом точении); нагрузку при быстром обратном ходе суппорта после обработки. Одновременно с нагрузками следует определить также время их действия исходя из расчетного срока эксплуатации станка и статистических данных обработки деталей.

Расчет винта на устойчивость. Диаметр винта, см, рассчитывают по формуле Эйлера

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{64F(\mu l)^3}{\pi^3 E}}, \quad (14.13)$$

где F — максимальная продольная сжимающая сила; μ — коэффициент, учитывающий характер заделки концов винта; l — максимальное расстояние между гайкой и опорой винта, см; E — модуль упругости первого рода.

Основные способы заделки концов винта: один конец жестко защемлен, а второй свободен ($\mu = 2$); оба конца размещают на шарнирных опорах ($\mu = 1$); один конец защемлен, а другой размещен на шарнирной опоре и может смещаться в осевом направлении

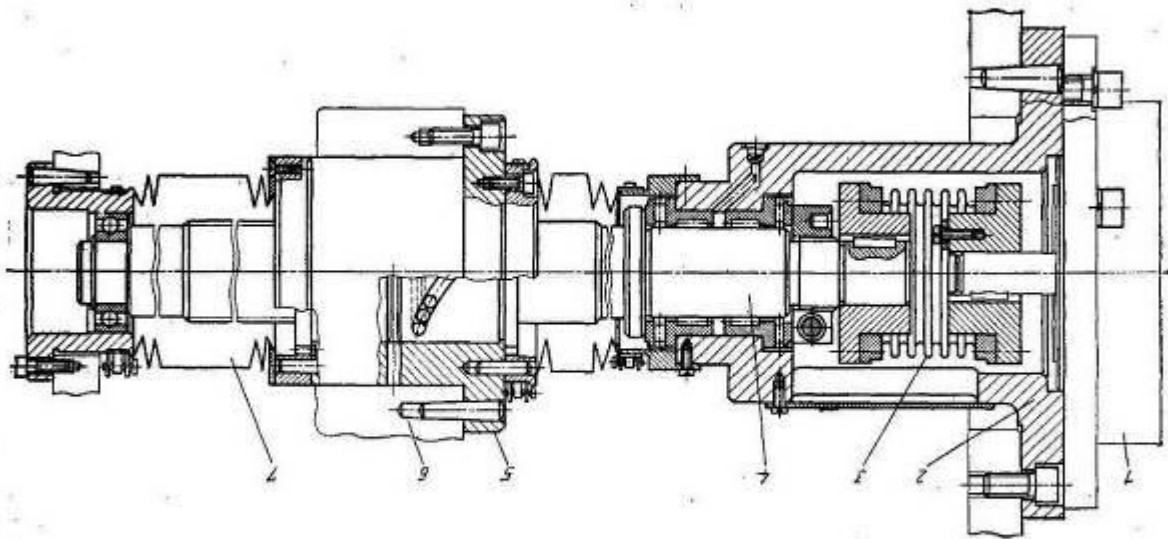


Рис. 14.11. Привод подач станка с числовым управлением: 1 — двигатель; 2 — провольте; 3 — соединительная муфта (сильфон); 4 — шариковый винт; 5 — шариковая гайка; 6 — суппорт; 7 — защитная гармошка

Для винта, у которого оба конца закреплены и воспринимают осевую нагрузку, минимальная жесткость

$$j_a = \frac{\pi d_0^3 E}{l} \quad (14.18)$$

Жесткость шарикового винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыш (при $r_1/r_2 = 0,96$; $d_1/p = 0,6$; угле контакта $\alpha = 45^\circ$ и $E = 2,1 \cdot 10^4$ кН/см²)

$$j_m = 6k_b k_r \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right)^3 \sqrt{P_n S}, \quad (14.19)$$

где $k_b = 0,3 \div 0,5$ — коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки и упругие деформации в ней и на ее стыках; k_r — число рабочих витков в гайке; r_1 и d_1 — радиус и диаметр шарика; r_2 — радиус профиля резьбы; P_n — сила натяга, даН, приходящаяся на один шарик; d_0 и S — в см.

Минимально допустимая сила натяга, приходящаяся на один шарик, которая гарантирует отсутствие зазора в механизме при действии на винт продольной нагрузки Q ,

$$P_{n \min} = \frac{Q}{2K_z z_n \sin \alpha}, \quad (14.20)$$

где $K_z = 0,8 \div 0,9$ — коэффициент, учитывающий погрешности шага резьбы и конусность гайки; z_n — число рабочих шариков в одном витке гайки.

Максимально допустимая сила натяга, приходящаяся на один шарик, при действии на винт нагрузки Q

$$P_{n \max} = P_{\text{доп}} \left(1 - 0,55 \frac{Q}{Q_{\text{доп}}} \right), \quad (14.21)$$

где $P_{\text{доп}}$ — предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик; $P_{\text{доп}} = K_\sigma d_0^2$; здесь K_σ — коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения σ_n ; при $\sigma_n = 2500, 3000, 3500$ и 3800 МПа коэффициент $K_\sigma = 2, 3,5, 5,5$ и $6,2$ соответственно; следовательно, $Q_{\text{доп}} = K_z z_n P_{\text{доп}} \sin \alpha$.

Для шариковых винтовых механизмов обычно принимают $\sigma_n = 3500 \div 3800$ МПа. Предварительный натяг P_n можно выбирать в пределах от $P_{n \min}$ до $P_{n \max}$ в зависимости от требуемой жесткости и долговечности шарикового винтового механизма, а также учитывая влияние тепловых деформаций винта на точность станка и тип датчика обратной связи. Обычно $P_n = (1,5 \div 2) P_{n \min}$.

Приближенно жесткость опор винта

$$j_n = e_0 d_0, \quad (14.22)$$

где $e_0 = 5, 10$ и 30 для радиально-упорных, шариковых упорных и роликовых упорных подшипников соответственно.

Тип опор винта выбирают исходя из условий жесткости, долговечности, частоты вращения винта и тепловых деформаций.

Расчет на долговечность и статическую прочность. При расчете диаметра винта из условия долговечности определяют эквивалентную

($\mu = 0,707$), см. рис. 14.11; оба конца заштылены ($\mu = 0,5$). Чаще всего в станках применяют два последних способа заделки опор.

Расчет по критической частоте вращения. При высокой частоте вращения винт может потерять устойчивость движения, что выражается в появлении вибрации при некоторой критической частоте. На каждый элемент dx вала действует центробежная сила $F_{\text{цб}} = m \omega^2 dx$, где m — масса единицы длины винта; ω — угловая скорость; y — прогиб винта. Считая эту силу равномерно распределенной нагрузкой, получим

$$\frac{EJ_0}{\mu^3} \frac{d^4 y}{dx^4} = m \omega^2 y,$$

где J_0 — момент инерции сечения винта.

После решения этого уравнения и преобразований получим

$$d_0 = 10^{-7} \mu^2 l_n, \quad (14.14)$$

где n_n — частота вращения винта, мин⁻¹;

$$n_n = \frac{10^6 k_{\text{вх}} x}{p}$$

где $k = 1,2 \div 1,25$ — коэффициент несоответствия частоты вращения винта с частотой его собственных колебаний; $v_{x,x}$ — скорость вращательного перемещения, м/мин; p — шаг винта, мм.

Расчет на жесткость. Диаметр винта зависит от жесткости привода и его элементов. Податливость привода

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_n} + \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_p}, \quad (14.15)$$

где j_n — жесткость опор винта (подшипников, кронштейнов и т. д.); j_m — жесткость опор винта (подшипников, кронштейнов и т. д.).

При выборе жесткости привода прежде всего должна быть принята во внимание его динамика. Как показал опыт эксплуатации станков с числовым управлением, для отсутствия резонанса и обеспечения необходимого запаса устойчивости собственная частота колебаний механической части привода должна не менее чем в 3—3,5 раза превышать частоту импульсов замкнутой следящей системы контроля. Последняя обычно составляет 10—25 Гц (меньшие значения для крупных станков, большие — для средних и мелких).

Задавшись собственной частотой f_0 колебаний стола и суппорта, можно определить необходимую жесткость привода, перемещающего одномассовую систему с одной степенью подвижности,

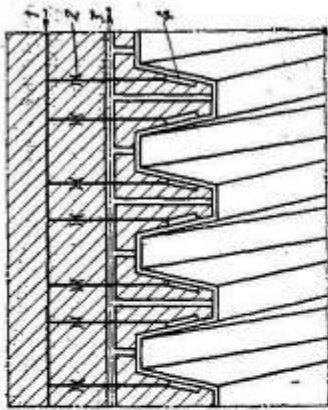
$$j = (2\pi f_0)^2 m_1, \quad (14.16)$$

где m_1 — масса перемещаемой системы (узла, винта, детали).

Зная жесткость j привода, из уравнения (14.14) можно определить необходимый диаметр винта d_0 . Для винта, один конец которого заштылен, а второй размещен на шарнирной опоре,

$$j_n = \frac{\pi d_0^3 E}{4l}. \quad (14.17)$$

Рис. 14.12. Гидростатическая передача винт-гайка:
1 — подложка масла под давлением; 2 — дроссели; 3 — слив масла; 4 — карманы



делив динамическую грузоподъемность одного витка по формуле (14.25), по каталогу подбирают винтовой механизм с нужным диаметром винта.

Динамическую грузоподъемность C определяют экспериментально. Для механизмов с возвратом шариков через вкладыш может быть предложена следующая приближенная зависимость: $C = (0,2 \div 0,4) C_0$, где C_0 — статическая грузоподъемность рабочего витка резьбы. Эта зависимость является одним из основных показателей качества винтовых механизмов качения. Статическая грузоподъемность

$$C_0 = K_0 d_1 (\pi d_0 - 3p) K_2 \sin \alpha \cos \beta, \quad (14.26)$$

где β — угол наклона винтовой линии.

Гидростатическая передача винт-гайка реализуется путем подачи масла под давлением от насоса в специальные карманы, выполненные на поверхности витков резьбы гайки (рис. 14.12). Препятствиями гидростатической передачи являются:

простота технологии изготовления по сравнению с передачами винт-гайка качения (винт может быть незакаленным);

назначивание в передаче полностью отсутствует;

передача фактически является беззазорной, так как зазор резьбы заполнен масляным слоем, жесткость которого при определенных условиях весьма высока;

КПД до 0,99 (без учета мощности насоса, нагревающего масло); хорошее демпфирование, возможность работы при ударных нагрузках.

К недостаткам гидростатической передачи следует отнести сложность системы смазывания, отсутствие самоторможения, необходимость стабилизации температуры масла для снижения температурных деформаций винта. Из-за отсутствия существенных преимуществ по сравнению с передачами винт-гайка качения гидростатические передачи пока широкого распространения не получили.

Согласно уравнению (14.15) жесткость тягового устройства не может быть больше жесткости звена с максимальной податливостью. У крупных станков с увеличением длины винта жесткость J_B уменьшается. Для сохранения требуемой жесткости привода можно увеличить диаметр винта, но при этом увеличиваются мощность, габаритные размеры и стоимость привода. Поэтому при значительном перемещении (5–6 м и более) исполнительного механизма экономически целесообразно применять пару шестерня-рейка или червяк-рейка.

нагрузку $F_{эвн}$ и эквивалентную частоту $n_{эвн}$ вращения, которые обуславливают такую же усталостную прочность элементов механизма, что и все переменные нагрузки. Этот расчет аналогичен расчету подшипников качения на долговечность:

$$F_{эвн} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}}, \quad (14.23)$$

$$n_{эвн} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n},$$

где F_1, F_2, \dots, F_n — осевые нагрузки (с учетом предварительного натяга), действующие на механизм; n_1, n_2, \dots, n_n — частота вращения винта или гайки при действии нагрузок; t_1, t_2, \dots, t_n — продолжительность действия нагрузки, выраженная в процентах $(t_1 + t_2 + \dots + t_n = 100\%)$.

Продолжительность работы шарикового винтового механизма, об.,

$$L = \left(\frac{C_M}{F_{эвн}} \right)^3 \cdot 10^6, \quad (14.24)$$

где C_M — динамическая грузоподъемность (постоянная осевая нагрузка, которую может выдержать механизм в течение 10^6 оборотов).

При испытании винтового механизма в течение 10^6 оборотов принимают время работы $L_h = 500$ ч, $n = 33 \frac{1}{3}$ мин⁻¹. С учетом характера нагрузки и твердости винтовых поверхностей из формулы (14.24) находим

$$C = \left(\frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{F_{эвн}}{t_r} = \left(\frac{L_h n_{эвн}}{500 \cdot 33 \frac{1}{3}} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{F_{эвн}}{t_r} = \frac{f_n f_w}{f_n n} \frac{F_{эвн}}{t_r}, \quad (14.25)$$

где $f = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$; $f_n = \sqrt[3]{\frac{1}{n_{эвн}}}$; C — динамическая грузоподъемность одного витка резьбы; f_w — коэффициент, учитывающий характер нагрузки; при равномерном вращении без ударных нагрузок $f_w = 1,0 \div 1,2$; при средних условиях работы $f_w = 1,2 \div 1,5$; при вращении с частыми ударными нагрузками $f_w = 1,5 \div 2,5$; для металло-режущих станков, учитывающая разгоны, торможения и обработку с вибрациями, можно принять $f_w = 1,2$; f_n — поправочный коэффициент, учитывающий твердость материала; при $HRC_s = 58-60$ $f_n = 1$; при $HRC_s = 55$ $f_n = 0,7$; при $HRC_s = 50$ $f_n = 0,5$.

При назначении срока службы винтового механизма L_h (ч) следует учитывать загруженность станка, его размер, степень сложности сборки и разборки, стоимость, моральное старение и т. д. Однако наличие большого запаса по долговечности обуславливает увеличение габарита и стоимости привода. Поэтому продолжительность работы ориентировочно принимают 10 000 ч для металло-режущих станков, 4000 ч — для промышленного оборудования, 15 000 ч — для систем автоматического управления и измерительного оборудования. Опре-

4.3. Лабораторные работы

<i>№ п/п</i>	<i>Номер раздела дисциплины</i>	<i>Наименование лабораторной работы</i>	<i>Объем (час.)</i>	<i>Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)</i>
1.	2	Токарно-винторезный станок 1К62	8	-
2.	5	Горизонтально-фрезерный станок 6Р82Г и универсально-делительная головка УДГ-250	8	-
3.	4	Зубофрезерный полуавтомат 5310	8	-
4.	6	Устройство, основные узлы и программирование токарного модуля 16А20Ф3	8	-
5.	6	Программирование технологических (постоянных) циклов на токарном станке 16А20Ф3	10	-
6.	6	Программирование промышленного робота методом обучения	8	-
7.	6	Программирование гибкого производственного модуля 16А20Ф3 в «безлюдном» режиме	8	-
8.	6	Программирование обработки сложных контуров на станке 16А20Ф3	10	-
ИТОГО			68	-

4.4. Практические занятия

<i>№ п/п</i>	<i>Номер раздела дисциплины</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Объем (час.)</i>	<i>Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)</i>
1.	6	Графоаналитический метод расчета привода главного движения для структурного класса А-I	2	-
2.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса А-II	2	-
3.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса А-III	2	-
4.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-I	2	-
5.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-II	2	-
6.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-III	2	-
7.	6	Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса В-I	2	-
8.	6	Расчет зубьев в механизмах привода главного движения	3	-
ИТОГО			17	-

4.5. Контрольные мероприятия: курсовой проект

Цель: освоение принципов проектирования металлорежущих станков, самостоятельного решения инженерных задач при разработке прогрессивной технологии.

Структура: курсовой проект должен состоять из введения, основных разделов, заключения, списка литературы и приложений. Во введении необходимо отразить цели и задачи проектирования металлорежущих станков. Основная часть должна содержать расчет конструкций узлов станка на современном уровне требований с обоснованием принятых решений, технические характеристики, расчеты привода главного движения, движения подач и др. механизмов. В заключении необходимо дать характеристику проведенной работы. Список литературы должен содержать источники научной и учебной литературы по тематике курсового проекта.

Основная тематика включает в себя разработку привода главного движения станков различной конфигурации.

Рекомендуемый объем: пояснительная записка 35...40 листов формата А4.

Графическая часть представляется в виде чертежей формата А1:

1. Общий вид проектируемого станка;
2. Чертеж привода главного движения;
3. Чертеж шпиндельного узла.

Выдача задания, прием курсовых проектов (КП) проводится в соответствии с календарным учебным графиком.

Оценка	Критерии оценки курсового проекта
отлично	Курсовой проект содержит все необходимые разделы. В основной части представлены расчеты конструкций узлов станка, привода главного движения и движения подач. Графическая часть курсового проекта представлена в полном объеме. При защите курсового проекта обучающийся четко раскрывает сущность темы, на дополнительные вопросы дает убедительные и непротиворечивые ответы.
хорошо	Курсовой проект содержит все необходимые разделы. В основной части представлены расчеты конструкций узлов станка, привода главного движения и движения подач. Графическая часть курсового проекта представлена в достаточном объеме, имеется не более трех ошибок. При защите курсового проекта обучающийся четко раскрывает сущность темы, на дополнительные вопросы дает убедительные и непротиворечивые ответы, но допускает не более трех ошибок.
удовлетворительно	Курсовой проект содержит не все необходимые разделы. В основной части с ошибками представлены расчеты привода главного движения и движения подач. Графическая часть курсового проекта представлена в достаточном объеме, имеются ошибки. При защите курсового проекта обучающийся слабо ориентируется в разделах, на дополнительные вопросы дает ответы, но допускает несколько ошибок.
неудовлетворительно	Курсовой проект не выполнен.

5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

<i>№, наименование разделов дисциплины</i>	<i>Кол-во часов</i>	<i>Компетенции</i>		<i>Σ комп.</i>	<i>t_{ср}, час</i>	<i>Вид учебных занятий</i>	<i>Оценка результатов</i>
		<i>ОК</i>	<i>ПК</i>				
		<i>1</i>	<i>16</i>				
1. Кинематическая схема МРС	3	-	+	1	3	Лк, СР	Экзамен, КП
2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки	16	-	+	1	16	Лк, ЛР, СР	Экзамен, КП
3. Станки для абразивной обработки	6	-	+	1	6	Лк, СР	Экзамен, КП
4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки	24	-	+	1	24	Лк, ЛР, СР	Экзамен, КП
5. Фрезерные станки	13	-	+	1	13	Лк, ЛР, СР	Экзамен, КП
6. Расчет и конструирование станков	127	+	+	2	63,5	Лк, ЛР, ПЗ, СР	Экзамен, КП
<i>всего часов</i>	189	63,5	125,5	2	94,5		

6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск: БрГУ, 2011. - 154 с.

2. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

№ п/п	Наименование издания	Вид занятия	Кол-во экз. в библ., шт.	Обеспеченность, (экз./ чел.)
Основная литература				
1.	Металлорежущие станки : учебник для вузов / В. Д. Ефремов [и др.]. - 5-е изд., перераб. и доп. - Старый Оскол : ТНТ, 2009. - 696 с.	Лк, СР	13	1,0
2.	Сибикин М.Ю. Металлорежущее оборудование машиностроительных предприятий: учебное пособие / М.Ю. Сибикин. -М.; Берлин: Директ-Медиа, 2015. -564 с: ил., схем., табл. -ISBN 978-5-4458-5747-1; [Электронный ресурс]. URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=233704	Лк, СР	ЭР	1,0
Дополнительная литература				
3.	Черпаков, Б.И. Металлорежущестанки: учебник / Б. И. Черпаков, Т. А. Альперович. - Москва: Академия, 2004. - 368 с.	Лк, СР	14	1,0
4.	Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.	ПЗ, КП, СР	75	1,0
5.	Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.	ЛР, СР	70	1,0

8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1.Электронный каталог библиотеки БрГУ

http://irbis.brstu.ru/CGI/irbis64r_15/cgiirbis_64.exe?LNG=&C21COM=F&I21DBN=BOOK&P21DBN=BOOK&S21CNR=&Z21ID=.

2. Электронная библиотека БрГУ <http://ecat.brstu.ru/catalog> .

3. Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека online» <http://biblioclub.ru> .

4. Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань» <http://e.lanbook.com> .

5. Информационная система "Единое окно доступа к образовательным ресурсам" <http://window.edu.ru> .

6. Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU <http://elibrary.ru> .

7. Университетская информационная система РОССИЯ (УИС РОССИЯ) <https://uisrussia.msu.ru/> .

8. Национальная электронная библиотека НЭБ <http://xn--90ax2c.xn--p1ai/how-to-search/> .

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

№ п/п	Номер раздела Основные положения раздела, рекомендуемые для СР	Рекомендуемая литература	Форма отчета	Всего часов
1.	1. Кинематическая схема МРС Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение	[1], [3], [4], [5]	Экзамен, КП	2
2.	2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки Типовые конструкции токарных станков Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков	[1], [4] [1], [3], [4], [5]	Экзамен, ЛР 1, КП	6
3.	3. Станки для абразивной обработки Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки Электроэрозионные станки	[1], [3], [4], [5] [1], [2], [4]	Экзамен, КП	4
4.	4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки Методика анализа станков 5 группы Кинематическая схема зубообрабатывающих станков Основные узлы зубофрезерных станков Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом	[1], [4] [1], [3], [4], [5] [1], [4] [1], [3], [4], [5] [1], [3], [4], [5]	Экзамен, ЛР 3, КП	11
5.	5. Фрезерные станки Кинематика и основные узлы фрезерных станков	[1], [3], [4], [5]	Экзамен, ЛР 3, КП	4
6.	6. Расчет и конструирование станков Методология создания машин. Этапы проектирования. Выбор проектных критериев Приводы главного движения станков Выбор мощности электродвигателя Графоаналитический метод расчета ПГД. Кинематические схемы ПГД Силовой расчет ПГД	[1], [4] [1], [3], [4], [5] [1], [3], [4], [5] [1], [3], [4] [1], [3], [4], [5] [1], [3], [4], [5]	Экзамен ПЗ 1...8, ЛР 4...8, КП	60
ИТОГО				87

9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных и практических работ

Лабораторная работа № 1 Токарно-винторезный станок 1К62

Цель работы:

- получить представление о металлорежущем оборудовании, режущем инструменте, материале заготовок, измерительном инструменте, конструкторских чертежах; сборочных чертежах деталей, основных требованиях к нанесению размеров, степени шероховатости, точности, посадках (охватываемые и охватываемые поверхности), проекционным черчении;
- научиться управлять универсальным станком 1К62 при выполнении токарных операций;
- научиться «читать» кинематическую схему станка, используя плакат кинематических символов элементов конструкции;
- научиться составлять уравнения кинематического баланса;
- научиться графически (эскизно) изображать основные детали коробки скоростей, шлицевые валы, зубчатые колеса, блоки;
- научиться получать представление об органах управления станком, используя правила эргономики;
- научиться работать на станке при обработке элементарных поверхностей;
- научиться оформлять документальные технологические и конструкторские документы..

Порядок выполнения работы:

- изучить устройство станка, его основные узлы и органы управления; показать основные технические характеристики;
- ознакомиться с кинематической схемой станка 1К62;
- рассчитать 4 возможных способа переключения коробки скоростей, показанных на рис. 1.1, а – г. Сделать эскизы кинематических цепей, составить уравнения кинематического баланса для этих четырех случаев, определив значения частот вращения главного привода (коробки скоростей);
- открыть коробку скоростей (переднюю бабку), сделать эскизы сборочных единиц: вала, зубчатых колес, зубчатых блоков, подшипников (в опорах). Установить размеры, используя мерительный инструмент: штангенциркуль, штанген-маузер с глубиномером, линейки 300 мм, 1000 мм, угольник слесарный 160 × 250 мм;
- закрыть коробку. По заданию преподавателя, получив заготовку и инструмент, произвести обработку ступенчатого валика с фасками. Показать в эскизах используемый режущий инструмент, его материал и материал заготовки;
- оформить операционную карту токарной обработки, зафиксировать время обработки T_0 в минутах.

Оборудование и инструмент:

- токарно-винторезный станок 1К62;
- штангенмаузер с глубиномером;
- штангенциркуль 0...250 мм;
- линейка 0...300 мм;
- линейка 0...1000 мм;
- угольник 160 × 250 мм.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.

2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Основные технические характеристики станка 1К62.
6. Уравнение кинематического баланса для 4-х случаев переключения коробки скоростей и значения частот вращения главного привода.

7. Операционная карта токарной обработки с определенным основным временем T_0 .

8. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Напишите общее уравнение кинематической цепи главного движения, используя схему, изображенную на рис. 1.3.

2. Напишите общее уравнение кинематической цепи движения подач, используя схему, изображенную на рис. 1.3.

3. Каким способом увеличивается шаг при нарезании резьбы с увеличенным шагом?

4. Опишите устройство и принцип действия работы задней бабки, изображенной на рис. П.1.7 Приложения 1.

5. Каким образом производится наладка станка на обработку конусов?

Лабораторная работа № 2 **Горизонтально-фрезерный станок 6Р82Г** **и универсально-делительная головка УДГ-250**

Цель работы:

- изучить конструкцию станка 6Р82Г и универсальной делительной головки УДГ-250;

- освоить управление станком 6Р82Г;

- освоить основные операции фрезерования (в том числе с использованием УДГ-250);

- приобрести практические навыки управления станком 6Р82Г.

Порядок выполнения работы:

1) ознакомиться с конструкцией и устройством фрезерного станка;

2) изучить органы управления и кинематическую схему станка;

3) изучить устройство делительной головки;

4) произвести кинематический расчет настройки деления с помощью делительной головки;

5) произвести настройку станка и делительной головки для нарезания шестерни;

6) нарезать зубья шестерни. Схема наладки зубофрезерования представлена в Приложении 2.

7) получить исходные данные (диаметр фрезы, ее материал, размеры и материал заготовки) и рассчитать:

- скорость резания V , м/мин; n , об/мин;

- величину подачи S , мм/об, (S , мм/зуб – принять);

- основное время (T_0 , мин);

8) по полученным результатам расчета произвести настройку станка (в случае использования УДГ-250 произвести настройку гитары головки);

9) обработать заготовку, определить T_0 хронометрированием, сравнить с результатами расчета;

10) результаты расчетов эксперимента занести в таблицу.

Оборудование и инструмент:

- горизонтально-фрезерный консольный универсальный станок модели 6Р82Г;

- универсальная делительная головка УДГ-250;

- комплект дисковых модульных фрез ($m = 1,5$ мм);

- штангенциркуль 0...250 мм;

- линейка 0...300 мм;

- угольник П кл.

Для фрезерования необходимо подготовить следующий инструмент:

1. Цилиндрическая фреза с винтовым зубом.

2. Торцевая фреза с твердосплавными вставными ножами (пластинками).

3. Угловая фасонная фреза (для нарезания разверток с прямым зубом).

4. Дисковая фреза (отрезная, модульная, пазовая и т.д.).

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.

2. Цель работы.

3. Порядок выполнения работы.

4. Оборудование и инструмент.

5. Исходные данные, расчеты: V , м/мин; n , об/мин; T_0 , мин.

6. Уравнение баланса кинематической цепи главного движения по расчетному n , об/мин.

7. Уравнение баланса кинематической цепи подачи изделия по заданной величине подач S , мм/мин.

8. Уравнение баланса кинематической цепи настройки головки на сложное деление и подобрать сменные зубчатые колеса a , b , c , d .

9. Уравнение баланса кинематической цепи настройки головки для нарезания зубчатого колеса.

10. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью

углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Какие фрезерные работы возможны на станках указанной модели?
2. Почему между IV и V валами использованы понижающая и повышающая передачи с разной суммой зубьев (19/69 и 82/38)?
3. Какие работы выполняются на максимальных и минимальных оборотах шпинделя?
4. Напишите общее уравнение кинематической цепи главного движения (использовать график скоростей).
5. Напишите общее уравнение кинематической цепи продольной подачи (используя график подач).
6. Показать основные параметры нарезаемого зубчатого колеса.

Лабораторная работа № 3 Зубофрезерный полуавтомат 5310

Цель работы: закрепление лекционного материала и практическое его использование при обработке зубчатых колес. Для достижения этой цели студент должен научиться настраивать (рассчитывать) кинематические цепи станка и находить недостающие звенья в этих цепях – сменные колеса в гитарах каждой цепи; уметь производить настройку станка, его наладку, устанавливать не только заготовку и инструмент, выверяя их относительное положение, но и сменные колеса гитар каждой кинематической цепи станка. Таким образом, студенты должны получить практические навыки в работе с зубофрезерным станком.

Порядок выполнения работы:

- 1) установить заготовку на столе. При этом надо заготовку в оправке надежно закрепить, затянув гайку и установив верхний центр в оправку;
- 2) установить червячную фрезу в суппорте станка, учитывая угол подъема винтовой линии фрезы;
- 3) установить фрезу относительно заготовки по высоте;
- 4) установить заготовку относительно фрезы на глубину фрезерования, не меняя установочного размера;
- 5) установить упоры автоматического выключения фрезерования и подачи;
- 6) рассчитать гитары сменных зубчатых колес:
 - главного движения;
 - движения подачи;
 - цепи деления (обработки);
 - цепи дифференциала (при нарезании косозубых колес); при нарезании прямозубых колес – зафиксировать выходной конец вала дифференциала, зажав его хомутом;
- 7) установить шестерни (по результатам расчета) в каждой гитаре (т.е. настроить гитары сменных зубчатых колес);
- 8) установить рукоятки на коробке скоростей (главного движения) и подачи.

Оборудование и инструмент:

- зубофрезерный полуавтомат модели 5310;
- модульные червячные фрезы – однозаходные и двухзаходные с модулями:
 - от $m = 1$ мм до $m = 3$ мм для стали;
 - до $m = 4$ мм для чугуна и бронзы.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Расчет кинематических цепей.
6. Эскизы деталей, наладки положения инструмента, гитар.
7. Режимы резания (V , n , S_g) и характеристика станка.
8. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Какие мероприятия необходимо провести при установке и закреплении заготовки на столе зубофрезерного станка?
2. Как производят настройку червячной фрезы при наладке станка?
3. Составьте уравнение кинематической цепи главного движения.
4. Каким образом выбирают величину вертикальной подачи инструмента?
5. Как проверить правильность расчета цепи деления на станке?

Лабораторная работа № 4

Устройство, основные узлы и программирование токарного модуля 16A20Ф3

Цель работы:

1. Изучение конструкции токарного модуля с числовым программным управлением.
2. Овладение основами его программирования.

Порядок выполнения работы:

К обслуживанию электрооборудования ГПМ допускаются лица, прошедшие специальный технический инструктаж и изучившие работу электрооборудования ГПМ и его составных частей по соответствующей технической документации. Проводит инструктаж преподаватель.

Перед установкой модуля на месте эксплуатации необходимо проверить комплектность электрооборудования, произвести его внешний осмотр.

Для начала работы следует:

- 1) подать питание на преобразователи приводов подач и главного движения станка;
- 2) включить устройства ЧПУ станка и робота;
- 3) проверить отсутствие на устройствах ЧПУ станка и робота кода неисправности и отсутствие неисправностей других устройств.

После устранения неисправностей можно приступить к проверке работы отдельных узлов станка, робота, тактового стола. Работа составных частей ГПМ проверяется в ручном режиме.

В заключение следует провести проверку комплекса ГПМ в целом.

Оборудование и инструмент:

1. Токарный станок с ЧПУ 16A20Ф3
2. Промышленный манипулятор МП-9С.01
3. Микропроцессорное программируемое цикловое устройство МПЦУ;
4. Промышленный манипулятор МП-11.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Эскизы наладки станка.
6. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Назовите основные технологические возможности модуля.
2. Какие меры безопасности предусмотрены в электрооборудовании ГПМ?

Лабораторная работа № 5

Программирование технологических (постоянных) циклов на токарном станке 16A20Ф3

Цель работы:

1. Составление таблицы опорных точек обрабатываемого контура;
2. Расчет режимов резания;
3. Программирование процесса токарной операции;
4. Обработка по управляющей программе;
5. Составление отчёта с выводами о соответствии расчётных значений с реализованными.

Порядок выполнения работы:

1. Получить задание (вариант) на обработку заготовки;
2. Составить перечень переходов, используя расчётные (V , n , S) и ограничительные параметры (t , мм) процесса обработки;
3. Составить эскиз контурной обработки (последний проход) и определить точки контура, таблицу координат опорных точек траектории;
4. Составить управляющую программу (УП) токарной операции;
5. Ввести УП в оперативную память УЧПУ;
6. Произвести перенос координат в «ноль детали» (привязка инструмента);
7. Произвести обработку по УП (автоматический режим);
8. Составить отчет, дать заключение о соответствии расчетных режимов с реальными условиями обработки.

Оборудование и инструмент:

1. Токарный станок 16A20Ф3;
2. Микропроцессорное программируемое цикловое устройство МПЦУ;
3. Промышленный манипулятор МП-11.
4. Резец упорный Т15К6.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Расчет режимов резания (V , n , S).
6. Эскиз детали и эскиз контурной обработки.
7. Управляющая программа токарной операции.
8. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Какие виды движений предусмотрены на станке с ЧПУ?
2. Каким образом осуществляется программирование обработки конусов?
3. Каким образом осуществляется программирование обработки радиусов?
4. Каким образом осуществляется программирование обработки при нарезании резьбы?

Лабораторная работа № 6

Программирование промышленного робота методом обучения

Цель работы:

1. Изучение работы промышленного робота.
2. Владение основами его программирования.

Порядок выполнения работы:

Изучить устройство и принцип работы промышленного робота М10П.62.01, привести пример программирования ПР по заданию преподавателя. Составить отчет.

Оборудование и инструмент:

Промышленный манипулятор МП-9С.01.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Краткие сведения об устройстве и принципе работы МП-9С.01.
6. Управляющая программа управления роботом.
7. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Что называют промышленным роботом?
2. Какие существуют типы роботов?
3. По каким признакам классифицируются промышленные роботы?
4. Какими способами осуществляется программирование промышленного робота?
5. Поясните сущность метода обучения ПР при его программировании.
6. Что представляет собой исполнительная система ПР?

Лабораторная работа № 7

Программирование гибкого производственного модуля 16A20Ф3 в «безлюдном» режиме

Цель работы:

1. Приобретение навыков работы по наладке и эксплуатации ГПМ на уровне «умение».
2. Закрепление знаний по вводу параметров (констант) в УЧПУ, обслуживающего станок, и УЧПУ, обслуживающего промышленный робот; по программированию токарной операции и промышленного робота.
3. Закрепление умений по увязыванию УП станка, робота и транспортной системы.

Порядок выполнения работы:

1. Ввести стандартные константы (параметры), необходимые для работы станка (табл. 7.1) и ПР (табл. 7.2).
2. Привести во вращение шпиндель, «обнулить» положение суппорта, проверить наличие инструмента и его соответствие (по номеру позиции) управляющей программе.
3. Запрограммировать обработку.

4. Ввести УП в память ЭВМ, проверить правильность ее записи.
5. Установить заготовку (по заданию) в патрон; сделать «привязку» инструмента. Отработать УП в «ручном» режиме. Положение суппорта должно обеспечивать безаварийную работу ПР. Это положение записывают в УП в последних кадрах.
6. Произвести «обучение» ПР по готовой, обработанной по УП детали: обучение представляет собой комплекс кадров УП робота, в которых записаны все позиции рук и схвата, что обеспечивает смену деталей на заготовку.
7. Проверить включение сети сжатого воздуха, отработку программы «обучения» на записанных скоростях в УП. Ввести недостающие параметры группы Т-функций и недостающие кадры УП, обеспечивающие взаимодействие микропроцессора станка и ПР, т.е. передачу управляющих функций станком промышленному роботу для смены детали на заготовку и передачу управления роботом станку на обработку следующей детали (смена установок и параметров в памяти ПР для работы со станком).
8. Произвести пуск модуля в автоматическом режиме, следить за сигнальным фонарем на станке – должен гореть зеленый. Обработать 4-5 заготовок в «безлюдном» режиме.

Оборудование и инструмент:

1. Токарный станок 16А20Ф3;
2. Промышленный манипулятор МП-9С.01;
3. Микропроцессорное программируемое цикловое устройство МПЦУ;
4. Промышленный манипулятор МП-11.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Эскиз детали.
6. Контурный эскиз обработки.
7. Таблица опорных точек в координатах Х и Z.
8. Управляющая программа токарной обработки.
9. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Какие особенности программирования токарной обработки в «безлюдном режиме»?
2. Какие команды применяются при работе в «безлюдном режиме»?

Лабораторная работа № 8

Программирование обработки сложных контуров на станке 16А20Ф3

Цель работы: приобретение навыков программирования фрезерных, сверлильных, резьбонарезных операций студентами на станках фрезерных, сверлильно-фрезерных, фрезерно-сверлильных с числовым программным управлением.

Порядок выполнения работы:

По заданию преподавателя выполнить расчет детали. В Приложении 10 дан детальный пример организации самого процесса программирования, расчетов элементов траектории с использованием тригонометрии, расчетов режимов резания и обоснования принятых режимов (последние расчеты проводятся по формулам курса «Технология машиностроения»).

Оборудование и инструмент:

1. Чертеж детали, выданный преподавателем;
2. Станок 16А20Ф3.

Структура и содержание отчета:

1. Название лабораторной работы.
2. Цель работы.
3. Порядок выполнения работы.
4. Оборудование и инструмент.
5. Эскиз наладки.
6. Расчет координат опорных точек траектории каждого инструмента.
7. Выводы по работе.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к лабораторной работе:

проработка лекционного материала, основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Основная литература

1. Федоров, Б. В. Металлорежущие станки : лабораторный практикум / Б. В. Федоров . - Братск : БрГУ, 2011. - 154 с.

Контрольные вопросы для самопроверки:

1. Какими особенностями отличаются станки с ЧПУ?
2. На какие группы делятся многооперационные станки с ЧПУ и в чем их конструктивные особенности?

Практическое занятие №1

Графоаналитический метод расчета привода главного движения для структурного класса А-1

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса А-1.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса А-1 графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса А-1?

Практическое занятие №2

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса А-II

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса А-II.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса А-II графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса А-II?

Практическое занятие №3

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса А-III

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса А-III.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса А-III графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса А-III?

Практическое занятие №4

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-I

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса Б-I.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса Б-I графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса Б-I?

Практическое занятие №5

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-II

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса Б-II.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса Б-II графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса Б-II?

Практическое занятие №6

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса Б-III

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса Б-III.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса Б-III графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса Б-III?

Практическое занятие №7

Графоаналитический метод расчета ПГД для структурного класса В-I

Цель работы:

получение навыков расчета привода главного движения для структурного класса В-I.

Задание: произвести расчет ПГД для структурного класса В-I графоаналитическим методом.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;

2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета привода главного движения для структурного класса В-I?

Практическое занятие №8

Расчет зубьев в механизмах привода главного движения

Цель работы:

получение навыков расчета зубьев в механизме привода главного движения.

Задание: произвести расчет зубьев в механизме привода главного движения.

Форма отчетности:

Отчет по практическому занятию должен содержать: цель, задание, расчеты всех необходимых этапов, выводы.

Задания для самостоятельной работы:

1. Проработать рекомендуемые источники, основную и дополнительную литературу по изучаемому вопросу с целью углубления, систематизации и расширения полученных знаний;
2. Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Рекомендации по выполнению заданий и подготовке к практическому занятию:

Проработка основной и дополнительной литературы. Конспектирование прочитанных литературных источников.

Дополнительная литература

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск: Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова методика расчета зубьев в механизме привода главного движения?

9.2. Методические указания для обучающихся по выполнению курсового проекта

Требования к оформлению курсового проекта:

1. Титульный лист включает название кафедры, дисциплины, тему курсового проекта, направление и программу подготовки.
2. Лист содержания выполняется с рамкой 40 мм и включает названия разделов курсового проекта с простановкой номеров страниц.
3. Основной текст курсового проекта должен содержать введение, разделы, раскрывающие тему, заключение, список литературы и приложение (при необходимости).
4. Основной текст курсового проекта выполняется на листах с рамкой 15 мм, отступы и интервалы брать стандартными.

Темы курсовых проектов:

1. Разработка привода главного движения станка модели 2Б55 $z = 2\varphi^6 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
2. Разработка привода главного движения станка модели 1К62 $z = 2\varphi^2 \cdot 2\varphi^3 \cdot 3\varphi^2$
3. Разработка привода главного движения станка модели 1К62 $z = 2\varphi^4 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
4. Разработка привода главного движения станка модели 3Е711В $z = 2\varphi^2 \cdot 2\varphi^4 \cdot 3\varphi^1$
5. Разработка привода главного движения станка модели 7Б11 $z = 2\varphi^6 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
6. Разработка привода главного движения станка модели 6Р82Г $z = 2\varphi^6 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
7. Разработка привода главного движения станка модели 6Р82Г $z = 2\varphi^4 \cdot 2\varphi^2 \cdot 3\varphi^4$
8. Разработка привода главного движения станка модели 5310 $z = 2\varphi^6 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
9. Разработка привода главного движения станка модели 3Д642Е $z = 2\varphi^6 \cdot 2\varphi^1 \cdot 3\varphi^2$
10. Разработка привода главного движения станка модели 2М112 $z = 2\varphi^4 \cdot 2\varphi^4 \cdot 3\varphi^4$

Методологической основой проектирования разделов курсового проекта являются:

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учебное пособие / А. И. Кочергин. - Минск : Вышэйшая школа, 1991. - 381 с.

10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Информационно-коммуникативные технологии (ИКТ) используются для:

- получения информации при подготовке к занятиям;
- создания презентационного сопровождения занятий;
- работы в электронной информационной среде.

Стандартное лицензионное программное обеспечение:

1. Microsoft Imagine Premium: Microsoft Windows Professional 7.
2. Microsoft Office 2007 Russian Academic OPEN No Level.
3. Антивирусное программное обеспечение Kaspersky Security.
4. КОМПАС 3D V12 LT
5. Adobe Reader.

11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

<i>Вид занятия</i>	<i>Наименование аудитории</i>	<i>Перечень основного оборудования</i>	<i>№ Лк, ЛР, ПЗ</i>
Лк	Лекционная / семинарская аудитория	Учебная мебель	-
ЛР	Лаборатория Технологии машиностроения	Учебная мебель; Токарно-винторезный станок 1К62; Горизонтально-фрезерный станок 6Р82Г; Токарный станок 16А20Ф3; Промышленный манипулятор МП-9С.01; Микропроцессорное программируемое цикловое устройство МПЦУ; Промышленный манипулятор МП-11.	ЛР №1...8
ПЗ	Лекционная / семинарская аудитория	Учебная мебель	-
КП	Читальный зал № 1	Учебная мебель; 10-ПК i5-2500/Н67/4Gb (мониторTFT19 Samsung); принтер HP LaserJet P2055D	-
СР	Читальный зал № 1	Учебная мебель; 10-ПК i5-2500/Н67/4Gb (мониторTFT19 Samsung); принтер HP LaserJet P2055D	-

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ
ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

1. Описание фонда оценочных средств (паспорт)

№ компетенции	Элемент компетенции	Раздел	Тема	ФОС
ОК-5	Способность к самоорганизации и самообразованию	1. Кинематическая схема МРС	1.1. Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение	Экзаменационный вопрос № 1.1
		2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки	2.1. Типовые конструкции токарных станков	Экзаменационный вопрос № 2.1
			2.2. Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков	Экзаменационный вопрос № 2.2
		3. Станки для абразивной обработки	3.1. Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки	Экзаменационный вопрос № 3.1
			3.2. Электроэрозионные станки	Экзаменационный вопрос № 3.2
		4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки	4.1. Методика анализа станков 5 группы	Экзаменационный вопрос № 4.1
			4.2. Кинематическая схема зубообрабатывающих станков	Экзаменационный вопрос № 4.2
			4.3. Основные узлы зубофрезерных станков	Экзаменационный вопрос № 4.3
4.4. Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков	Экзаменационный вопрос № 4.4			
ПК-16	способность осваивать на практике и совершенствовать технологии, системы и средства машиностроительных производств, участвовать в разработке и внедрении оптимальных технологий изготовления машиностроительных изделий, выполнять мероприятия по выбору и эффективному использованию материалов, оборудования, инструментов, технологической оснастки, средств диагностики, автоматизации, алгоритмов и программ выбора и расчетов параметров технологических процессов для их реализации.	5. Фрезерные станки	4.5. Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом	Экзаменационный вопрос № 4.5
			5.1. Кинематика и основные узлы фрезерных станков	Экзаменационный вопрос № 5.1
		6. Расчет и конструирование станков	6.1. Методология создания машин. Этапы проектирования. Выбор проектных критериев	Экзаменационный вопрос № 6.1
			6.2. Приводы главного движения станков	Экзаменационный вопрос № 6.2
			6.3. Выбор мощности электродвигателя	Экзаменационный вопрос № 6.3
			6.4. Графоаналитический метод расчета ПГД.	Экзаменационный вопрос № 6.4
			6.5. Кинематические схемы ПГД	Экзаменационный вопрос № 6.5
			6.6. Силовой расчет ПГД	Экзаменационный вопрос № 6.6

2. Экзаменационные вопросы

№ п/п	Компетенции		ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ	№ и наименование раздела
	Код	Определение		
1.	ОК-5	Способность к самоорганизации и самообразованию	1.1. Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение	1. Кинематическая схема МРС
			2.1. Типовые конструкции токарных станков	2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки
			2.2. Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков	
			3.1. Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки	3. Станки для абразивной обработки
			3.2. Электроэрозионные станки	
			4.1. Методика анализа станков 5 группы	4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки
			4.2. Кинематическая схема зубообрабатывающих станков	
			4.3. Основные узлы зубофрезерных станков	
			4.4. Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков	
			4.5. Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом	
5.1. Кинематика и основные узлы фрезерных станков	5. Фрезерные станки			
2.	ПК-16	способность осваивать на практике и совершенствовать технологии, системы и средства машиностроительных производств, участвовать в разработке и внедрении оптимальных технологий изготовления машиностроительных изделий, выполнять мероприятия по выбору и эффективному использованию материалов, оборудования, инструментов, технологической оснастки, средств диагностики, автоматизации, алгоритмов и программ выбора и расчетов параметров технологических процессов для их реализации.	6.1. Методология создания машин. Этапы проектирования. Выбор проектных критериев	6. Расчет и конструирование станков
			6.2. Приводы главного движения станков	
			6.3. Выбор мощности электродвигателя	
			6.4. Графоаналитический метод расчета ПГД.	
			6.5. Кинематические схемы ПГД	
			6.6. Силовой расчет ПГД	

3. Описание показателей и критериев оценивания компетенций

Показатели	Оценка	Критерии
<p>знать: <i>ОК-5</i> – методы проектно-конструкторской работы; <i>ПК-16</i> – закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки; – кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими;</p> <p>уметь: <i>ОК-5</i> – самостоятельно проектировать и конструировать типовые элементы машин; <i>ПК-16</i> – выполнять оценку прочности, жесткости и других критериев работоспособности станков;</p> <p>владеть: <i>ОК-5</i> – навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД; <i>ПК-16</i> – навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.</p>	отлично	«Отлично» заслуживает обучающийся, который знает методы проектно-конструкторской работы, закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки, кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими. Умеет проектировать и конструировать типовые элементы машин, выполнять их оценку по прочности и жесткости и другим критериям работоспособности. Владеет навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД, навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.
	хорошо	«Хорошо» заслуживает обучающийся, который знает методы проектно-конструкторской работы, закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки, кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими. Умеет проектировать и конструировать типовые элементы машин, выполнять их оценку по прочности и жесткости и другим критериям работоспособности. Владеет навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД, навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции. Но обучающийся допустил не более двух-трех недочетов и может исправить их самостоятельно или с помощью преподавателя.
	удовлетворительно	«Удовлетворительно» ставится обучающемуся, у которого в ответе имеются отдельные пробелы в освоении вопросов курса «Металлорежущие станки», не препятствующие усвоению программного материала. Владеет навыками выбора оборудования для реализации технологических процессов изготовления продукции.
	неудовлетворительно	«Неудовлетворительно» ставится обучающемуся, который не знает основные разделы дисциплины.

4. Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, навыков и опыта деятельности

Дисциплина «Металлорежущие станки» направлена на формирование у обучающихся фундаментальных знаний в области проектирования технологических процессов изготовления машиностроительной продукции, средств технологического оснащения, автоматизации и управления машиностроительными производствами.

Изучение дисциплины «Металлорежущие станки» предусматривает:

- лекции;
- лабораторные работы;
- практические занятия;

- курсовой проект;
- самостоятельную работу;
- экзамен.

В ходе освоения раздела 1 Кинематическая схема МРС обучающиеся должны уяснить кинематические связи, структурную схему станка, кинематические цепи и их функциональное назначение.

В ходе освоения раздела 2 Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки обучающиеся должны уяснить типовые конструкции токарных станков, кинематику и основные узлы сверлильных и расточных станков.

В ходе освоения раздела 3 Станки для абразивной обработки обучающиеся должны уяснить кинематику и основные узлы станков для абразивной обработки, электроэрозионные станки.

В ходе освоения раздела 4 Зубо- и резьбообрабатывающие станки обучающиеся должны уяснить методику анализа станков 5 группы, кинематическую схему зубообрабатывающих станков, основные узлы зубофрезерных станков, кинематическую схему и основные узлы зубодолбежных станков, кинематику станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом.

В ходе освоения раздела 5 Фрезерные станки обучающиеся должны уяснить кинематику и основные узлы фрезерных станков.

В ходе освоения раздела 5 Расчет и конструирование станков обучающиеся должны уяснить методологию создания машин, этапы проектирования, выбор проектных критериев, приводы главного движения станков, выбор мощности электродвигателя, графоаналитический метод расчета ПГД, кинематические схемы ПГД, силовой расчет ПГД.

В процессе проведения лабораторных работ происходит закрепление теоретических знаний о кинематической структуре и компоновке станков.

В процессе проведения практических занятий происходит формирование умений проектирования и конструирования типовых элементов машин.

При подготовке к экзамену необходимо ознакомиться с экзаменационными вопросами. На основе этого надо составить план повторения и систематизации учебного материала на каждый день. Нельзя ограничиваться только конспектами лекций, следует проработать рекомендуемые преподавателем учебные пособия и литературу. Необходимо внимательно прочитать и уяснить суть требований конкретного экзаменационного вопроса. Если отдельные вопросы программы остаются неясными, их необходимо выяснить на консультации с преподавателем.

Удобнее готовиться к лабораторным работам, практическим занятиям и экзамену в читальном зале библиотеки или в специализированном учебном кабинете.

Работа с литературой является важнейшим элементом в получении знаний по дисциплине. Прежде всего, необходимо воспользоваться списком рекомендуемой по данной дисциплине литературой. Дополнительные сведения по изучаемым темам можно найти в периодической печати и Интернете.

В ходе выполнения курсового проекта происходит закрепление навыков проектирования и конструирования станков, оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД, а также закрепление навыков выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.

АННОТАЦИЯ
рабочей программы дисциплины
Металлорежущие станки

1. Цель и задачи дисциплины

Целью изучения дисциплины является – формирование у обучающихся фундаментальных знаний в области проектирования технологических процессов изготовления машиностроительной продукции, средств технологического оснащения, автоматизации и управления машиностроительными производствами.

Задачами изучения дисциплины является:

- изучение современного технологического оборудования, его технологических возможностей и путей совершенствования, эффективного использования и эксплуатация станочного парка;
- освоение принципов проектирования станочных узлов, агрегатов и станков.

2. Структура дисциплины

2.1. Распределение трудоемкости по отдельным видам учебных занятий, включая самостоятельную работу: лекции – 17 часов; лабораторные работы – 68 часов; практические занятия – 17 часов; самостоятельная работа – 87 часов.

Общая трудоемкость дисциплины составляет 216 часов, 6 зачетных единиц.

2.2. Основные разделы дисциплины:

1. Кинематическая схема МРС.
2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки.
3. Станки для абразивной обработки.
4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки.
5. Фрезерные станки.
6. Расчет и конструирование станков.

3. Планируемые результаты обучения (перечень компетенций)

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование следующих компетенций:

ОК-5 – способность к самоорганизации и самообразованию;

ПК-16 – способность осваивать на практике и совершенствовать технологии, системы и средства машиностроительных производств, участвовать в разработке и внедрении оптимальных технологий изготовления машиностроительных изделий, выполнять мероприятия по выбору и эффективному использованию материалов, оборудования, инструментов, технологической оснастки, средств диагностики, автоматизации, алгоритмов и программ выбора и расчетов параметров технологических процессов для их реализации.

4. Вид промежуточной аттестации: Экзамен, КП.

*Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе
на 20__-20__ учебный год*

1. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие дополнения:

2. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие изменения:

Протокол заседания кафедры № _____ от «__» _____ 20__ г.,
(разработчик)

Заведующий кафедрой _____
(подпись)

(Ф.И.О.)

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ТЕКУЩЕГО
КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

1. Описание фонда оценочных средств (паспорт)

№ компетенции	Элемент компетенции	Раздел	Тема	ФОС
ОК-5	Способность к самоорганизации и самообразованию	1.1. Кинематические связи, структурная схема станка, кинематические цепи и их функциональное назначение	1. Кинематическая схема МРС	Конспект лекций, КП
		2.1. Типовые конструкции токарных станков	2. Станки токарной группы, сверлильные и расточные станки	Конспект лекций, Отчет по ЛР № 1, КП
		2.2. Кинематика и основные узлы сверлильных и расточных станков		
		3.1. Кинематика и основные узлы станков для абразивной обработки	3. Станки для абразивной обработки	Конспект лекций, КП
		3.2. Электроэрозионные станки		
		4.1. Методика анализа станков 5 группы	4. Зубо- и резьбообрабатывающие станки	Конспект лекций, Отчет по ЛР № 3, КП
		4.2. Кинематическая схема зубообрабатывающих станков		
		4.3. Основные узлы зубофрезерных станков		
4.4. Кинематическая схема и основные узлы зубодолбежных станков				
ПК-16	способность осваивать на практике и совершенствовать технологии, системы и средства машиностроительных производств, участвовать в разработке и внедрении оптимальных технологий изготовления машиностроительных изделий, выполнять мероприятия по выбору и эффективному использованию материалов, оборудования, инструментов, технологической оснастки, средств диагностики, автоматизации, алгоритмов и программ выбора и расчетов параметров технологических процессов для их реализации.	4.5. Кинематика станков для обработки конических зубчатых колес с прямым и круговым зубом	5. Фрезерные станки	Конспект лекций, Отчет по ЛР № 2, КП
		5.1. Кинематика и основные узлы фрезерных станков		
		6.1. Методология создания машин. Этапы проектирования. Выбор проектных критериев	6. Расчет и конструирование станков	Конспект лекций, Отчет по ЛР № 4...8, Отчет по ПЗ № 1...8, КП
		6.2. Приводы главного движения станков		
		6.3. Выбор мощности электродвигателя		
		6.4. Графоаналитический метод расчета ПГД.		
		6.5. Кинематические схемы ПГД		
		6.6. Силовой расчет ПГД		

2. Описание показателей и критериев оценивания компетенций

Показатели	Оценка	Критерии
<p>знать: <i>ОК-5</i> – методы проектно-конструкторской работы; <i>ПК-16</i> – закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки; – кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими;</p> <p>уметь: <i>ОК-5</i> – самостоятельно проектировать и конструировать типовые элементы машин; <i>ПК-16</i> – выполнять оценку прочности, жесткости и других критериев работоспособности станков;</p> <p>владеть: <i>ОК-5</i> – навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД; <i>ПК-16</i> – навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.</p>	<p>зачтено</p>	<p>«зачтено» заслуживает обучающийся, который знает методы проектно-конструкторской работы, закономерности и связи процессов проектирования и создания машин, метод разработки технологического процесса изготовления машин, принципы производственного процесса изготовления машин, технологию сборки, кинематическую структуру и компоновку станков, системы управления ими. Умеет проектировать и конструировать типовые элементы машин, выполнять их оценку по прочности и жесткости и другим критериям работоспособности. Владеет навыками оформления проектной и конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД, навыками выбора оборудования, инструментов, средств технологического оснащения для реализации технологических процессов изготовления продукции.</p>
	<p>не зачтено</p>	<p>«не зачтено» ставится обучающемуся, который не знает основные разделы дисциплины.</p>