



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Информационное обеспечение
автоматизированных технологических комплексов»

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
к выполнению курсовых и контрольных
работ по дисциплине
**«Оборудование машиностроительных
производств»**

Авторы
Исаев А.Н.
Лебедев А.Р.

Ростов-на-Дону, 2014



Аннотация

Изложены методические материалы по автоматизированному проектированию и модернизации приводов металлорежущих станков со ступенчатым и бесступенчатым регулированием скорости вращения шпинделя, приводятся сведения о параметрах приводов и их взаимосвязях. Предназначены для выполнения в интерактивном режиме расчетов кинематики и размеров деталей приводов с применением разработанного на кафедре ИОАТК ДГТУ ПО MСТАН.

Для студентов, обучающихся по направлению 151900 очной и заочной форм обучения

Авторы Профессор кафедры Исаев А.Н.
 Доцент кафедры Лебедев А.Р.





Оглавление

Введение	5
1. Тематика	7
2. Структуры, содержание и объем курсовых проектов, курсовых и контрольных работ	8
2.1. Форма задания.....	8
2.2. Пример оформления задания.....	9
2.3. Курсовой проект: структура, содержание, объем	10
2.4. Курсовая работа: структура, содержание и объем ...	12
2.5. Контрольная работа: структура, содержание, объем	14
3. Методика расчета параметров привода главного движения	16
3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ.....	16
3.2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ	17
3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРУППОВЫХ ПЕРЕДАЧ.....	18
3.4. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ.	18
3.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ.	19
3.6. СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ВАЛОВ ...	20
3.7. МОДУЛИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	21
3.8. МЕЖОСЕВЫЕ РАССТОЯНИЯ	22
3.9. ПАРАМЕТРЫ КОЛЕС.....	24
3.10. ШИРИНА ВЕНЦОВ КОЛЕС	25
3.11. ДИАМЕТРЫ ОПОР ВАЛОВ ПРИВОДА	25
3.12. УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ КОЛЕСА β	26
3.13. ДОПУСТИМАЯ ПОТЕРЯ СКОРОСТИ	27
3.14. КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ	27
3.15. ДИАМЕТРЫ ОПОР ВАЛОВ ПРИВОДА	30
3.16. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК.....	31
3.17. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ	33
Литература	38
Автоматизированное проектирование приводов главного движения металлорежущих станков с применением ПО MSTAN	39



Информационно–методические и справочные материалы

ПО MСТAN	39
1. Установка ПО на компьютер	39
2. Возможности ПО «Mstan»	39
3. Этапы проектирования	40
3.1. ЭТАП I.....	40
3.2. ЭТАП II.....	41
3.3. ЭТАП III	42
4. Главное меню и инструментальные панели ПО <i>MСТAN</i>	44
5. ОПЕРАТОРЫ И УКАЗАТЕЛИ ПО MСТAN	45
5.1. РИСОВАНИЕ.....	45
5.2. КОПИРОВАНИЕ.....	45
5.3. МОДИФИКАЦИЯ.....	46
5.4. ВЫБОР ТИПА ГРУППОВЫХ ПЕРЕДАЧ.....	46
5.5. ПЕРЕЛИСТЫВАНИЕ.....	46
5.6. СТИРАНИЕ.....	46
5.7. ИНДИКАЦИЯ результата проектирования.....	46
6. Проектирование приводов (примеры).....	46
6.1. Пример. Данные к примеру	46
6.2. Ознакомление с методической информацией	49
6.3. Проектирование привода главного движения	49
6.4. «Разработка кинематики».....	59
6.4.3. Модификация (коррекция) параметров передат».....	63
7. Синтез коробки скоростей.....	68
8. Особенности проектирования приводов с многоскоростными и регулируемыми двигателями.....	69
8.1. Электропривод станка с двухскоростным	69
двигателем	69
8.2. Электропривод станка с бесступенчатым	71
регулированием скорости	71



ВВЕДЕНИЕ.

Применение в технике новых труднообрабатываемых конструкционных материалов, появление перспективных инструментальных материалов, позволяющих работать на повышенных скоростях резания по сравнению с традиционными режущими материалами, стремление повысить производительность и точность металлообработки всегда приводило к модернизации существующих станков или замене их парка. В современном станкостроении накоплен большой опыт по созданию разнообразных конструкций, положительно зарекомендовавших себя на практике. Новые решения позволяют либо создать конструкцию с более высокими технико-экономическими показателями (меньшие стоимость, масса, габаритные размеры, лучшая технологичность, удобство обслуживания), либо получить более высокие характеристики конструкции или дополнительные преимущества (наджность, точность, производительность, технологические возможности и др.) и обеспечить этим конкурентоспособность станка.

Высокие требования к конструкции нового станка могут быть реализованы за счет расширения диапазона скорости движения его рабочих органов, установки более мощных приводов, и, что особенно важно, автоматизации цикловых процессов обработки. Эти задачи решаются путем модернизации станков.

Главная задача модернизации - это внедрение современных технологий и технологических процессов, расширение функциональных свойств, повышение надежности и точности оборудования. Модернизация производственного оборудования является экономически более выгодным вложением средств, нежели приобретение нового оборудования, величина этой выгоды, как правило, составляет не менее половины стоимости нового станка.

Модернизации подвергается практически любое металлорежущее оборудование, в том числе токарные, фрезерные, сверлильные, шлифовальные, расточные и многооперационные станки с ЧПУ, прочее металлорежущее оборудование. Важным преимуществом модернизации является возможность использования базовых деталей (станин, корпусов) при ремонте станка. Преимущества модернизации в данном случае заключаются так же в том, что помимо существенного сокращения затрат по сравнению с приобретением нового оборудования, модернизация позволяет сохранять прежние фундаменты и размещение станков на территории предприятия, а также имеющиеся оснастку и инструмент.

Генерирование различных решений при проектировании



Оборудование машиностроительных производств

данного узла с учетом конструктивных и критериальных ограничений наиболее эффективно осуществляется при автоматизированных расчетах, которые дают новые возможности производить большое число расчетов с широкой вариацией значений входных параметров. Важное значение при этом имеет совершенство расчетных методов и наличие банка данных, содержащего справочные данные, данные по аналогам, требования нормативно-технической документации, типовые решения и другие необходимые сведения.

При окончательном выборе варианта и на всех стадиях разработки новой конструкции узла, начиная с формирования концепции его построения, сравнивают его с лучшими образцами существующих аналогичных конструкций. Создавать новый вариант узла имеет смысл лишь в том случае, если выявлены его существенные преимущества и высокая конкурентоспособность.

Обеспечить требуемые параметры можно, применяя, как правило, различные конструктивные решения. Критерием для выбора оптимального варианта являются технико-экономические показатели и в первую очередь затраты на разработку и производство новой модели станка.



1. ТЕМАТИКА

- 1.1. Модернизация металлорежущего станка модели
- 1.2. Проектирование приводов металлорежущего станка типа
- 1.3. Совершенствование кинематики и конструкции приводов главного движения металлорежущего станка модели
- 1.4. Анализ конструкции и кинематики приводов главного движения и подач металлорежущего станка модели
- 1.5. Применение автоматизированных приводов в конструкции металлорежущего станка типа

Тематика курсовых проектов, курсовых и контрольных работ может быть дополнена работами, носящими исследовательский характер, конструктивными разработками специализированных устройств станков, реальными программами обработки сложных деталей для предприятий и лабораторий.



2. СТРУКТУРЫ, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ, КУРСОВЫХ И КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

2.1. Форма задания

Задание к _____ по дисциплине

(курсовому проекту, курсовой или контрольной работе)

"Оборудование автоматизированных производств"

Тема _____

Тема работы _____

Состав требований, относящихся к технической характеристике станка и его приводам, указания по повышению степени автоматизации и совершенствованию системы управления		
До проектирования, модернизации		Модернизация, проект
1. Структура технологических операций		
Перечисление операций, параметров обработки		Добавление (исключение) операций, параметров
2. Пределы частот вращения шпинделя об/мин		
$n_{\min} \dots n_{\max}$		Увеличение максимальной скорости, уменьшение φ , другое
3. Число ступеней скоростей шпинделя		
$Z_{\text{ст}}$		Увеличение на 1..3 ступени
4. Наибольшие габариты устанавливаемого изделия, инструмента		
Диаметры d обрабатываемой поверхности или инструмента		Изменения требуются (не требуются)
5. Пределы рабочих подач суппорта (стола), мм/об (мм/мин)		
продольных	$s_{\min} \dots s_{\max}$	$V_{\text{раб min}} \dots V_{\text{раб max}}$
поперечных	$s_{\min} \dots s_{\max}$	$V_{\text{раб min}} \dots V_{\text{раб max}}$
6. Число ступеней подач		
продольных	$Z_{\text{пр}}$	Ступенчатое $Z_{\text{пр}}$, (б/ступенч.)
поперечных	$Z_{\text{поп}}$	Ступенчатое $Z_{\text{поп}}$, (б/ступенч.)
7. Скорость ускоренных перемещений суппорта (стола), м/мин		
продольных		s_{\max}
поперечных		s_{\max}
8. Допустимое увеличение мощности главного привода		
		(на 100..200%)
9. Наличие автоматических средств управления станком		



2.2. Пример оформления задания

Задание к курсовому проекту по дисциплине

"Оборудование автоматизированных производств"

Тема: Проект модернизации вертикально-сверлильного станка модели 2A125

Состав требований, относящихся к технической характеристике станка и его приводам, указания по повышению степени автоматизации и совершенствованию системы управления		
До проектирования, модернизации		Модернизация, проект
1. Структура технологических операций		
<i>Сверление, рассверливание, зенкерование и развертывание отверстий инструментами с РИ из быстрорежущей стали и ТС, нарезание резьбы метчиками в деталях из стали и чугуна</i>		<i>Аналогичные операции с добавлением обработки деталей из цветных металлов и их сплавов</i>
2. Пределы частот вращения шпинделя об/мин		
97 .. 1360		100..2700
3. Число ступеней скоростей шпинделя		
9		До 12..14
4. Наибольшие габариты устанавливаемого изделия, инструмента		
<i>Условный диаметр сверления в стали с временным сопротивлением $\sigma_B = 500 .. 600$ МПа</i>		<i>Аналогичные условия</i>
5. Пределы рабочих подач суппорта (стола), мм/об (мм/мин)		
продольных	0,1 .. 0,81	<i>Бесступенчатое 10 .. 800 мм/мин</i>
поперечных	–	
6. Число ступеней подач		
продольных	9	Бесступенчатое регулирование скорости рабочих подач
поперечных	–	
7. Скорость ускоренных перемещений суппорта (стола), м/мин		
продольных	–	10000 мм/мин
поперечных	–	
8. Допустимое увеличение мощности главного привода, кВт		
с 2,8 до 4 .. 5,5 (на 200..250%)		
9. Наличие автоматических средств управления станком		
<i>Переключение скоростей и подач вручную</i>		<i>Применение современных устройств управления (ЧПУ)</i>



2.3. Курсовой проект: структура, содержание, объем

Расчетно-пояснительная записка

Введение. Направления совершенствования конструкции металлорежущего станка типа _____.

2.3.1. Конструкция станка-прототипа.

Назначение и технические характеристики станка.

Кинематика. Движения в станке: формообразующие, делительные, установочные, вспомогательные, управления и др. Структурная кинематическая схема станка (исполнительные органы и органы настройки).

Привод главного движения. Структура привода. Способ регулирования скорости в заданном диапазоне. Управление регулированием скорости. Конструкция шпиндельного узла (описание, основные характеристики, типы опор и их регулирование, смазка). Силовая характеристика.

Привод подач. Структурная схема. Способы регулирования и управления скоростями подач. Тяговые устройства (винт-гайка, реечное колесо-рейка, червяк-червячное колесо и др.). Исполнительный орган подач (суппорт, бабка, стол и др.). Направляющие (типы, характеристика). Силовая характеристика.

Система управления станком. Наименование, тип и основные характеристики. Структурная схема. Назначение и функции элементов системы (процессор, интерфейс, блоки ввода-вывода, блок управления приводами и др.)

Выводы. Характеристика станка по конструктивно-технологическим признакам. Определение путей модернизации.

2.3.2. Модернизация привода главного движения.

Разработка скоростной и силовой характеристик станка.

Разработка вариантов кинематики привода главного движения с построением графиков скоростей и определением размеров передач:

с асинхронными 1-,2-х скоростными электродвигателями и многоскоростной коробкой передач;

с регулируемым двигателем постоянного тока.

2.3.8. Анализ конструктивных вариантов и выбор привода модернизируемого станка по критериям:

суммарной массы зубчатых колес;

суммы межосевых расстояний;

ширины коробки, выраженной суммой средних значений ширины венцов зубчатых колес;



Оборудование машиностроительных производств

ограничения диаметров зубчатых колес и межосевых расстояний, углов наклона зубьев, величины модулей колес;

возможности удобного размещения при минимальном числе дополнительных поперечных стенок коробки передач;

применения унифицированных элементов в конструкции (одинаковых модулей, материалов, опор и т.д.);

возможности применения зубчатых колес, одновременно участвующих в работе двух соседних групп передач (связанные колеса);

возможности автоматизации регулирования скорости.

2.3.9. Конструирование шпиндельного узла:

выбор типа и размеров конца шпинделя;

выбор шпиндельных опор с учетом действующих нагрузок;

описание способа регулирования шпиндельных опор;

выбор уплотнений для шпиндельного узла;

расчет шпиндельного узла на жесткость.

Выводы. Особенности предлагаемой конструкции шпиндельного узла

2.3.10. Модернизация приводов подач.

Разработка структурной схемы привода (электропривода) подач.

Определение диапазона скоростей движения исполнительного органа подачи (суппорт, стол и т.д.).

Расчет механической части привода:

- определение требуемого диапазона частот вращения;
- выбор электродвигателя
- выбор тягового устройства привода (винт-гайка; червяк-червячное колесо; другое);
- определение размеров элементов тягового устройства (длина и диаметр ходового винта);
- расчет элементов тягового устройства на прочность, долговечность, устойчивость и т.д.

Выводы. Оценка факторов, влияющих на параметры привода подач

2.3.11. Устройства, расширяющие технологические возможности станка:

автоматизация цикла механической обработки;

автоматизация загрузки-разгрузки станка;

автоматическая смена инструментов;

автоматический контроль параметров обработки;

диагностика и др.



2.3.12. Модернизация системы управления станком.

Разработка системы управления станочными приводами

выбор типа системы (разомкнутая, замкнутая аналоговая, цифровая замкнутая для электроприводов постоянного или переменного тока);

разработка алгоритмов управления;

разработка структурной, функциональной и принципиальной схем;

расчет динамических характеристик и оценка результатов.

Общие выводы. Результаты проектирования, их эффективность в сравнении с показателями станка-прототипа.

Список использованной литературы.

Приложения (спецификации, паспорт станка и т.д.).

2.3.12. Графическая часть. Согласно заданию выполняются чертежи (2 .. 4 листа) с применением графического пакета типа ПО КОМПАС:

1. Варианты кинематических схем модернизированного станка с графиками частот вращения, диаграммами мощностей и крутящих моментов.

2. Узлы механической части приводов:

- развертка, свертка коробок скоростей и подач;

- шпиндельный узел;

- узел передачи "винт-гайка качения";

- чертежи суппорта, робота-оператора, магазина инструментов;

- чертежи и схемы устройств автоматизации станка;

- устройства технологического оснащения станка (система оснастки, инструмента, эскиз типовой детали со схемами выполняемых на станке операций).

2.4. Курсовая работа: структура, содержание и объем

Расчетно-пояснительная записка

Введение. Направления совершенствования конструкции металлорежущего станка типа _____.

2.4.1. Конструкция станка-прототипа.

Назначение и технические характеристики станка.

Кинематика. Движения в станке: формообразующие, делительные, установочные, вспомогательные, управления и др. Структурная кинематическая схема станка (исполнительные органы и органы настройки).



Привод главного движения. Структура привода. Способ регулирования скорости в заданном диапазоне. Регулирование скорости.

Силовая характеристика привода.

Конструкция шпиндельного узла (описание, основные характеристики, типы опор и их регулирование, смазка).

Привод подач. Структурная схема. Способы регулирования и управления скоростями подач. Тяговые устройства (винт-гайка, реечное колесо-рейка, червяк-червячное колесо и т.д.). Исполнительный орган подач (суппорт, бабка, стол и т.д.). Направляющие (типы, характеристика). Силовая характеристика.

Система управления станком. Наименование, тип и основные характеристики. Структурная схема. Назначение и функции элементов системы (процессор, интерфейс, блоки ввода-вывода, блок управления приводами и др.)

Выводы. Характеристика станка по конструктивно-технологическим признакам. Определение путей модернизации.

2.4.2. Модернизация привода главного движения.

Разработка скоростной и силовой характеристик станка.

Разработка вариантов кинематики привода главного движения с построением графиков скоростей и определением размеров передач:

- с асинхронными 1..2-х скоростными электродвигателями и многоскоростной коробкой передач;
- с регулируемым двигателем постоянного тока.

2.4.3. Анализ конструктивных вариантов и выбор привода для модернизированного станка по критериям:

- суммарной массы зубчатых колес;
- суммы межосевых расстояний;
- ширины коробки, выраженной суммой средних значений ширины венцов зубчатых колес;
- ограничений диаметров зубчатых колес и межосевых расстояний, углов наклона зубьев, величины модулей зубьев;
- возможности удобного размещения при минимальном числе дополнительных поперечных стенок коробки передач;
- применения унифицированных элементов в конструкции (одинаковых модулей, материалов, опор и т.д.);
- возможности применения зубчатых колес, участвующих в работе двух соседних групп передач (связанные колеса).
- возможности автоматизации регулирования скорости.



2.4.4. Конструирование шпиндельного узла:

выбор типа и размеров конца шпинделя;
 выбор шпиндельных опор с учетом действующих нагрузок;
 описание способа регулирования шпиндельных опор;
 Выводы. Особенности предлагаемой конструкции шпиндель-

ного узла

2.4.5. Модернизация приводов подач.

Разработка структурной схемы привода (электропривода) подач.

Определение диапазона скоростей движения исполнительного органа подачи (суппорт, стол и т.д.).

Расчет механической части привода:

- определение требуемого диапазона частот вращения;
- выбор электродвигателя
- выбор тягового устройства привода (винт-гайка; червяк-червячное колесо; другое);
- определение размеров элементов тягового устройства (длина и диаметр ходового винта);
- расчет элементов тягового устройства на прочность, долговечность, устойчивость и т.д.

Выводы. Оценка факторов, влияющих на параметры привода подач

Общие выводы. Результаты проектирования, их эффективность в сравнении с показателями станка-прототипа.

Список использованной литературы.

Приложения (спецификации, паспорт станка и т.д.).

Графическая часть. Варианты кинематических схем модернизированного станка с графиками частот вращения, диаграммами мощностей и крутящих моментов.

2.5. Контрольная работа: структура, содержание, объем

Расчетно-пояснительная записка

Введение. Основные типы _____
 _____ металлорежущих станков.

2.5.1. Конструкция станка-прототипа.

Назначение и технические характеристики станка.

Кинематика. Движения в станке: формообразующие, делительные, установочные, вспомогательные, управления. Структурная кинематическая схема станка (органы настройки).

Привод главного движения. Структура привода. Способ



регулирования скорости в заданном диапазоне. Управление регулированием скорости. Конструкция шпиндельного узла (описание, основные характеристики, типы опор и их регулирование, смазка). Силовая характеристика.

Привод подач. Структурная схема. Способы регулирования и управления скоростью подач. Тяговые устройства (винт-гайка, реечное колесо-рейка, червяк-червячное колесо и т.д.). Исполнительный орган подач (суппорт, бабка, стол и др.). Направляющие. Силовая характеристика.

Система управления станком. Наименование, назначение, тип и основные характеристики. Структурная схема. и функции элементов системы

Выводы. Характеристика станка по конструктивно-технологическим признакам. Определение путей совершенствования конструкции станка.

2.5.2. Анализ кинематики привода главного движения.

Разработка кинематики привода главного движения. Построение графика скоростей и определение размеров передач коробки скоростей с асинхронными 1..2-х скоростным электродвигателем и многоскоростной коробкой передач или с регулируемым двигателем постоянного тока. Оценка конечных результатов расчета кинематических параметров привода станка и сравнение их с параметрами станки-прототипа.

2.5.2. Анализ конструкции привода станка по критериям *(для курсовых проектов и работ)*:

- суммарной массы зубчатых колес;
- суммы межосевых расстояний;
- ширины коробки, выраженной суммой средних значений ширины венцов зубчатых колес;
- ограничения диаметров зубчатых колес и межосевых расстояний, углов наклона зубьев, модулей зубчатых колес;
- применения унифицированных элементов в конструкции (одинаковых модулей, материалов, опор и т.д.);
- возможности автоматизации регулирования скорости.

Общие выводы. Результаты проектирования, их эффективность в сравнении с показателями станка-прототипа.

Список использованной литературы.



3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

Диапазон регулирования скорости вращения: $R_n = n_{\max} / n_{\min}$. В станках с вращательным главным движением (токарные, револьверные, карусельные, сверлильные, фрезерные, расточные, шлифовальные) предельные частоты вращения шпинделя n_{\min} и n_{\max} определяют по формулам:

$$n_{\max} = \frac{1000V_{\max}}{\pi d_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000V_{\min}}{\pi d_{\max}},$$

где V_{\max}, V_{\min} - предельные скорости резания, м/мин;
 d_{\max}, d_{\min} - предельные диаметры обработки.

Для проектируемого станка значение R_n обычно увеличивают примерно на 25 % за счет верхнего предела частот (учитываются возможности совершенствования режущих инструментов и технологии обработки).

Технические характеристики некоторых станков				
Группа станков	R_n	Z_{st}	$n, \text{мин}^{-1}$	φ
токарные	40..100	12..24	40..4000	1,26..1,58
токарно-револьверные	20..45	6..12	30..2000	1,26..1,58
токарно-карусельные	25..40	9..18	60..240	1,26..1,41
вертик.-сверлильные	10..45	6..12	20..4500	1,41..1,78
радиально-сверлильные	20..50	18..32	12..2400	1,12..1,26
фрезерные горизонтальные и вертикальные	20..100	12..36	18..3200	1,26..1,41
расточные	25..60	16..24	6..3000	1,26..1,58
многооперационные	>100	>50	5..2500	1,12..бесст.

Увеличение R_n способствует повышению эффективности станка в производственных условиях, но приводит к увеличению стоимости привода.

Количество ступеней скорости (и, следовательно, количество различных механизмов в приводе) определяется из соотношения:

$$z_{st} \geq 1 + \frac{\ln R_n}{\ln \varphi},$$

где φ – принятый знаменатель геометрического ряда частот вращения (далее – знаменатель ряда).



Оборудование машиностроительных производств

Знаменатель ряда, от величины которого зависит расчетное число ступеней привода, выбираем в зависимости от максимально допустимой относительной потери скорости (производительности), возникающей при изменении частоты вращения исполнительного органа привода в φ раз:

$$\delta_{sk} \% = 100 \varphi - 1 / \varphi.$$

φ	0,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
$\delta_{sk} \%$	5	10	20	30	40	45	50

3.2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

При построении графика частот используются режимы:

- рисование;
- копирование;
- модификация;
- выбор типа групповых передач;
- перелистывание;
- стирание.

РИСОВАНИЕ.

Стрелками установите курсор (перекрестие) в точку, определяющую начало луча, и нажмите "ENTER".

Выведите курсор на конечную точку луча и нажмите "ENTER".

Повторное рисование по видимой линии приведет к стиранию (инверсии) последней.

КОПИРОВАНИЕ.

Стрелками установите курсор в точку, определяющую ведущую частоту группы передач. Нажмите "F3" и появившуюся копию изображения переместите в требуемое положение. Зафиксируйте изображение "ENTER".

МОДИФИКАЦИЯ.

Стрелками установите курсор на поле модифицируемой группы. Нажмите "F4" и переместите изображение в новое положение. Зафиксируйте изображение "ENTER". Модифицированные параметры индицируются.

ВЫБОР ТИПА ГРУППОВЫХ ПЕРЕДАЧ.

Для смены основной группы на дополнительную (параллельную, переборную) нажмите "-", обратный переход "-+". Исходный режим "-+".

**ПЕРЕЛИСТЫВАНИЕ.**

Для смещения графика вверх/вниз применяйте "**PgUp/PgDn**".

СТИРАНИЕ.

Стрелками установите курсор на поле удаляемой группы. Нажмите "F9". Подтвердите удаление – "Y".

ИНДИКАЦИЯ.

Стрелками установите курсор на поле выбранной группы. Нажмите "F8" для получения информации о расчетных параметрах передач. В этом режиме дополнительно индицируются текущая частота, соответствующая точке установки курсора, и номер обрабатываемой группы.

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРУППОВЫХ ПЕРЕДАЧ.

Параметры передач определяются в режиме индикации "F8" или в режиме модификации F4. Рассчитываются числа зубьев колес и межосевые расстояния для смежных групп. При несоответствии расчетных параметров заданным ограничениям индицируются специальные сообщения типа: «ограничение по τ ».

В подобных случаях, а также при получении неудовлетворительных, по мнению проектировщика результатов, необходимые изменения параметров передач можно осуществить в режиме модификации (путем изменения передаточных отношений групповых передач) или в режиме оптимизации.

3.4. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ.

Коробка ступенчатого регулирования скорости позволяет изменять частоту вращения шпинделя от некоторого заданного значения n_{\min} по закону геометрической прогрессии, при этом каждое последующее значение ряда частот из Z чисел больше предыдущего в ϕ раз

$$n_{z+1} = \phi \cdot n_z,$$

Совокупность всех значений частот вращения шпинделя является скоростной характеристикой станка. Любой промежуточный член ряда при заданной минимальной скорости n_{\min} может быть найден по формуле:

$$n_k = n_{\min} \phi^{(k-1)}$$



Общее число ступеней скорости:

$$Z_{\text{ст}} \geq \frac{1 + \ln R_n}{\ln \varphi}$$

Число ступеней скорости $Z_{\text{ст}}$ может не совпадать с числом кинематических цепей, если отдельные цепи приводят к повторению значений скорости.

Например, разработан вариант кинематики привода в соответствии со структурной формулой $Z_{\text{ст}} = 1 \cdot 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_{12-4}$. Количество кинематических цепей в приводе (всего) $Z_{\text{ст}} = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24$, но с учетом понижения характеристики в 5-й группе $2_{12-4} = 2_8$ число ступеней скорости окажется равным 20. При этом 4 скорости в планируемом диапазоне могут быть получены по 2-м разным кинематическим цепям.

Понижение характеристики в какой-либо группе позволяет сохранить принятый диапазон регулирования скорости, а ее повышение приводит к выпадению отдельных частот из средней части геометрического ряда. Последнее обстоятельство нежелательное, т.к. середина диапазона используется достаточно часто.

3.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ.

Этот режим осуществляется путем диалога ПРОЕКТИРОВЩИК – ЭВМ. Оптимизация производится с целью приведения расчетных параметров к наиболее рациональному или допустимому значению. В качестве критериев оптимизации выбирают параметры, влияющие на технический уровень станка.

При проектировании кинематики следует в первую очередь обеспечить возможность получения требуемого ряда частот с отклонениями, не выходящими за установленные пределы, но при одновременном ограничении размеров передач. Наиболее просто эта задача решается путем изменения передаточных отношений передач или назначением другого значения наименьшего числа зубьев для группы передач.

При расчете размеров элементов передач могут быть получены большие модули, диаметры колес, межосевые расстояния, ширина колес, превышающие допустимые значения. Проектировщик в таких случаях может предпринять следующие действия:

заменить материал и применить иной вид термообработки (для регулирования всех параметров);

изменить наклон зубьев (для регулирования всех параметров) группы (для уменьшения модуля);



увеличить коэффициент ширины зуба (для уменьшения модуля, межосевого расстояния) и др.

По конструктивным соображениям могут быть выполнены операции, приводящие к уменьшению одних параметров за счет других.

Например, диаметр или модуль колеса можно уменьшить, если увеличить его ширину. Уменьшить ширину можно путем увеличения диаметра колеса.

Конструктивные требования, связанные с необходимостью обеспечения заданного технического уровня привода, могут быть выполнены путем многократного и целенаправленного изменения его отдельных параметров или структуры.

ВНИМАНИЕ!
ПРОГРАММА АВТОМАТИЧЕСКИ БЛОКИРУЕТ ЧИСЛО
СТУПЕНЕЙ
В ПРЕДЕЛАХ ОТ 2-х ДО 105-и.

3.6. СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ВАЛОВ

Промежуточные валы могут иметь высокие скорости вращения, намного превосходящие скорости вращения шпинделя и даже вала электродвигателя.

Скорости валов должны быть ограничены для обеспечения плавности и бесшумности работы зубчатых колес и ременных передач.

Например, окружная скорость прямозубых колес не должна превышать 9 м/с, косозубых - 14 м/с, ременных - 25 м/с, Прямозубое колесо диаметром 40 мм может вращаться со скоростью до 4300, косозубое - до 6700, а шкив ременной передачи того же диаметра - до 12000 об/мин.

Чем больше диаметр приводного элемента, тем меньше допустимая угловая скорость его вращения.

Максимальная скорость промежуточных валов в случае использования высокооборотных двигателей может быть принята равной максимальной частоте вала двигателя (или несколько больше ее).

Для построения графика частот вращения максимальная допустимая скорость промежуточных валов по программе автоматически устанавливается равной максимальной частоте вращения шпинделя или двигателя. Ее можно изменить только в большую сторону по конструктивным соображениям.

**ОБРАТИТЕ ВНИМАНИЕ !**

после введения поправок в диапазон регулирования скорости или при изменении величины допустимого крутящего момента на выходном валу автоматически пересчитываются размеры зубчатых колес, валов, межосевых расстояний.

Для восстановления введенных или уточненных ранее размеров введите команду 'Shift'+F4

Для перерасчета размеров введите команду F4

3.7. МОДУЛИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При проектировочном расчете зубчатых колес приводов металлорежущих станков модуль зубчатого зацепления может быть установлен по предварительно рассчитанному диаметру и известному числу зубьев шестерни одной из передач, входящей в группу передач двухвального механизма коробки:

$$m = d_{w1} / z_1.$$

Для прямозубых передач этот модуль является нормальным, а для косозубых – торцовым, который приводят к нормальному, умножив его на $\cos(\beta)$. По рассчитанному таким образом модулю определяется стандартный нормальный модуль зацепления (обычно ближайшее большее значение).

Нормальные модули зубчатых колес

Ряд	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00
'а'	5,00	6,00	8,00	10,00	12,00	16,00	
Ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,50	4,50
'б'	5,00	7,00	9,00	11,00	14,00	18,00	

Примечание: предпочтительнее модули из ряда 'а'

В приводах металлорежущих станков модули менее 2-х мм применять не рекомендуется. Ограниченный выбор значений модулей способствует уменьшению номенклатуры зубчатых колес и применяемых для их изготовления и контроля инструментов, позволяет сократить производственные издержки на настройку оборудования и т.п. Поэтому идеальным является вариант использования в механической части привода единого модуля.

Например, зубчатое колесо диаметром 50 мм можно изготовить с модулем 2,5 мм и числом зубьев $Z=20$ или с модулем 2 мм и числом зубьев $Z=25$. Предпочтение следует отдать варианту, способствующему уменьшению числа применяемых модулей в приводе станка.



3.8. МЕЖОСЕВЫЕ РАССТОЯНИЯ

При проектировочном расчете межосевое расстояние для группы передач может быть найдено по предварительно рассчитанным диаметрам шестерни и сопряженного с ним колеса одной из передач, входящей в группу передач двухвального механизма коробки:

$$a_w = 0,5 d_{w1} + d_{w2} \cos \beta \quad \text{или} \quad a_w = 0,5 z_1 + z_2 \cos \beta .$$

Стандартные межосевые расстояния, мм

45	60	75	90	105	120	135	150	180	210
(225)	240	270	300	(315)	420	(450)	360	480	

Примечание: применение значения в скобках - ограничено

Выбор стандартного межосевого расстояния существенно усложнен в случае, когда между валами требуется разместить не одну зубчатую пару, а группу, состоящую из 2-х и более передач, для которых может быть задано только одно значение межосевого расстояния, использованы только стандартные значения модулей и обеспечены заданные передаточные отношения. Поэтому при обязательном назначении стандартных межосевых расстояний их коррекция может быть осуществлена за счет изменения угла наклона зубьев β . Другой путь уточнения межосевого расстояния - корригирование зубьев колес, используемое также для уточнения передаточных от ношений зубчатых передач за счет изменения чисел зубьев сопрягаемых колес. Полученное межосевое расстояние в ряде случаев требуется изменить вследствие недостаточности пространства между валами для размещения механизмов управления и других устройств. Увеличение расстояния можно произвести за счет одновременного пропорционального изменения каких-либо параметров всех передач группы, расположенной между данными валами - например, модуля или суммы чисел зубьев при сохранении передаточных отношений передач.

Наибольшие межосевые расстояния ограничиваются заданными габаритами зубчатых колес и привода в целом поэтому предельные значения межосевых расстояний могут быть установлены по величине предельно допустимых размеров зубчатых колес группы передач.

Минимальное допустимое передаточное отношение пары колес равно: $z_1/z_2 = 0,25$, следовательно:



$$a_{min} = 2,5d_{w1min} = 0,625d_{w2min} ;$$

$$a_{max} = 2,5d_{w1max} = 0,625d_{w2max}$$

При необходимости значения a_{min} и a_{max} могут быть изменены в ту или иную сторону по желанию проектировщика.

Решение о применении стандартных или нестандартных межосевых расстояний зависит от многих факторов.

В частности, когда расстояния между отверстиями в корпусах коробок передач контролируют специальными калибрами или универсальными измерительными инструментами и приборами, целесообразно применять стандартные межосевые расстояния и ограничивать их номенклатуру.

В ряде случаев применение нестандартных межосевых расстояний вполне оправдано, так как обеспечивает большую гибкость при выборе значений параметров передач и способствует проектированию приводов с наименьшей массой и минимальными габаритами. Использование программируемых средств контроля (КИМ), позволяющих осуществлять контроль точности положения отверстий по управляемой от ЭВМ программе, расширяет возможности применения нестандартных межосевых расстояний.

Межосевые расстояния в коробке передач станка следует принимать по возрастанию от двигателя к шпинделю или выходному валу.

СПОСОБЫ КОРРЕКЦИИ МЕЖОСЕВЫХ РАССТОЯНИЙ

Межосевое расстояние для группы передач назначается одинаковым, поэтому в необходимых случаях (особенно при выборе стандартных значений) может быть осуществлена коррекция межосевых расстояний с учетом заданных параметров зубчатых передач за счет изменения угла наклона зубьев β :

$$a_w = 0,5 \cdot \frac{m(z_1 + z_2)}{\cos(\beta)}$$

В небольших пределах межосевое расстояние может быть изменено за счет смещений исходных контуров сопрягаемых зубчатых колес. Однако эффективнее этот прием использовать для уточнения передаточных отношений зубчатых передач при заданных числах зубьев.

Минимальные межосевые расстояния обычно выбирают исходя из условий размещения между валами механизмов управления (например, муфт, рычагов и т.п.). Наибольшие межосевые расстояния зависят от заданных габаритных размеров механиче-



ской коробки скоростей и диаметров зубчатых колес.

В программе автоматически устанавливаются минимальное и максимальное межосевые расстояния с учетом предельно допустимых размеров колес и передаточных отношений. Конструктивно нереализуемые межосевые расстояния (например, $A_{\min} < d_{w1\min}$ и т.п.) программой блокируются.

Межосевые расстояния в коробке передач станка следует принимать по возрастанию от двигателя к выходному валу.

3.9. ПАРАМЕТРЫ КОЛЕС

Проектировочный расчет позволяет установить начальные диаметры шестерен каждой передачи, входящей в расчетную кинематическую цепь, по формуле:

$$d_{w1} = k_d \left(\frac{k_b k_v T_1 \cdot u \pm 1}{\psi_{bd} S_{k2} u} \right)^{0,33},$$

где k_d - коэффициент, зависящий от вида передачи (для прямозубой передачи $kd = 770$, для косозубой - 675); T_1 - исходная расчетная нагрузка (крутящий момент на быстроходном валу); k_b - коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения по ширине зуба; k_v - коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки; S_k - допускаемое контактное напряжение; ψ_{bd} - коэффициент ширины венца зуба; u - передаточное число $u > 1$.

Знак «+» применяется для расчета диаметра шестерни наружного зубчатого зацепления, «-» - внутреннего.

Размеры делительных диаметров цилиндрических прямозубых и косозубых колес обычно выражаются через нормальный модуль и число зубьев:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta}.$$

Следует помнить, что колеса большого диаметра работают более плавно и износ их меньше, однако при большом диаметре колес и высоких частотах вращения могут получиться недопустимо высокие окружные скорости либо потребуются существенно повысить точность обработки зубьев колес.

Наименьший допустимый диаметр зубчатых колес привода рассчитан по формуле:

$$d_{w1} = m_{\min} z_{\min}.$$



Оборудование машиностроительных производств

Например, при $m_{\min} = 2$ мм и $z_{\min} = 20$ $d_{w1\min} = 40$ мм.

Максимальный диаметр зубчатого колеса предварительно рассчитан по формуле для расчета диаметра наиболее нагруженной шестерни из закаленной стали 45 с предельно допустимым модулем и минимальным числом зубьев при наименьшем передаточном отношении $i = 0,25$.

В программе наименьший и наибольший диаметры автоматически вводятся в экранную таблицу. При необходимости значения $d_{w1\min}$ и $d_{w2\max}$ могут быть изменены в ту или иную сторону по желанию проектировщика.

3.10. ШИРИНА ВЕНЦОВ КОЛЕС

Ширина венца назначается в долях диаметра меньшего колеса (шестерни) в пределах $(0,3..0,6)d_{w1}$ (меньшие значения для закаливаемых колес). Пределы изменения ширины венцов колес в приводе может быть установлена на основании следующих соотношений:

$$\text{Наименьшая: } b_{\min} = (0,3..0,6) \cdot d_{w1\min} ;$$

$$\text{Наибольшая: } b_{\max} = (0,3..0,6) \cdot d_{w1\max} .$$

Расчетные значения ширины венца зубчатого колеса округляются до стандартного из нормального ряда, Проектировщик может принять другие предельные значения b

В Н И М А Н И Е!

ПОСЛЕ ВВОДА ДИАМЕТРОВ НЕОБХОДИМО УТОЧНИТЬ ШИРИНУ ВЕНЦОВ КОЛЕС!

3.11. ДИАМЕТРЫ ОПОР ВАЛОВ ПРИВОДА

Диаметры опор валов должны соответствовать посадочным диаметрам стандартных подшипников качения (скольжения). Рекомендуемые значения диаметров приведены в следующей таблице:

17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
75	80	85	90	95	100	105	110	120	130	140	150
160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340

В приводах станков средних размеров диаметры опор валов обычно не превышают 80..100 мм. Большие диаметры назначаются по конструктивным соображениям. Например, диаметр пустотелого вала-шпинделя, внутри которого размещается заготовка, инструмент или какой-либо механизм, может значительно превы-



шать размер, требуемый по условию прочности.

РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ОПОР ВАЛОВ

Проектировочный расчет позволяет установить диаметры валов по величине передаваемых ими крутящих моментов:

$$d_b \geq k(T_{nmv})^{0,33}$$

где k - коэффициент, учитывающий марку материала валов, наличие шпоночных пазов и шлицев, возможность посадки шестерни на вал. Для материалов валов из конструкционных сталей, имеющих допустимое напряжение при кручении в пределах от 12 до 20 МПа, $k = [5..8]$. Обычно принимают:

для ведущего вала $k = 7$;

для промежуточного вала $k = 6$;

для выходного вала $k = 5$.

3.12. УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ КОЛЕСА β

Применение косозубых колес способствует повышению несущей способности и уменьшению виброактивности передачи. Угол наклона зубьев рекомендуется выбирать в пределах от 8 до 16 град., иногда до 30.

Следует иметь в виду, что применение косозубых зубчатых колес приводит к увеличению осевой составляющей силы в зацеплении (повышаются требования к опорам) и силы, необходимой для осуществления переключения блоков коробки передач со ступенчатым регулированием скорости.

Косозубая передача эффективна лишь в том случае, когда коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = b \frac{\sin \beta}{\pi m} \geq 1,1 .$$

Поэтому при планировании косозубой передачи угол β следует назначать не менее, чем

$$\beta = \arcsin \left(3,5 \frac{m}{b} \right) \text{ или } \beta = \arcsin \left(3,5 \frac{d_{w1}(u+1)}{bz_{\text{sum}}} \right),$$

где u , z_{sum} - передаточное число ($u \geq 1$) и сумма чисел зубьев передачи.

При заданном межосевом расстоянии и известном числе зубьев колес угол наклона необходимо уточнить по формуле:

$$\beta = 0,5m_n \frac{(z_1 + z_2)}{a_w}.$$



3.13. ДОПУСТИМАЯ ПОТЕРЯ СКОРОСТИ

Допустимая относительная потеря скорости при переходе с одной ступени на другую соседнюю связана со знаменателем φ следующим соотношением:

$$\Delta S = \varphi - 1 / \varphi.$$

Величина ΔS применяется для оценки экономичности станка при его изготовлении и эксплуатации. С увеличением ΔS упрощается конструкция коробки передач (уменьшается число ступеней и количество передач), однако возрастают производственные потери вследствие применения неоптимальных режимов резания (экономически невыгодной скорости) и снижения производительности обработки.

Величина ΔS в зависимости от φ

φ	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,00
$\Delta S, \%$	5	10	20	30	40	45	50

При больших диапазонах регулирования скорости малое значение допустимой потери скорости (малая величина знаменателя ряда φ) приводит к существенному увеличению числа передач и усложнению привода. В таких случаях экономически более выгодны системы бесступенчатого регулирования.

Наибольшее распространение получили приводы, допускающие потери скорости от 20 до 30 % ($\varphi=1,26$ или $\varphi=1,41$).

Для установления минимального числа ступеней необходимо принять во внимание связь Z_{st} с диапазоном регулирования скорости ' R_n ' и заданной величины потери скорости ΔS (через φ):

$$Z_{st} = \frac{\ln R_n}{\ln \left[\varphi / \varphi - 1 \right]}.$$

При заданном диапазоне R_n уменьшить число ступеней передач в приводе Z_{st} можно лишь за счет увеличения допускаемой потери скорости (знаменателя ряда частот φ).

3.14. КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ

Крутящий момент на валу зависит от передаваемой мощности и скорости вращения вала:

$$T_{nm} = 9550 \frac{P_{wt} \eta}{n_p},$$



Оборудование машиностроительных производств

где η - коэффициент полезного действия.

В нерегулируемых приводах с асинхронными короткозамкнутыми двигателями наибольший крутящий момент возникает на выходном валу при включении кинематической цепи с наименьшим передаточным отношением. При малых скоростях на выходном валу и при неизменной мощности двигателя возникают значительные крутящие моменты, для преодоления которых необходимо применять валы и колеса больших диаметров.

Однако при определении размеров деталей приводов станков минимальные значения частот, как правило, не используют, так как на осуществление операций, выполняемых на малых скоростях, затрачиваемая мощность оказывается существенно ниже мощности двигателя. Поэтому за расчетную скорость часто принимают установленные практикой соотношения:

$$n_p = n_{\min} (R_n^{0.25} \dots R_n^{0.33}).$$

Кинематическая цепь, выводящая выходной вал на расчетную частоту, называется расчетной, а крутящие моменты, соответствующие этой частоте - расчетными моментами.

Технологические операции, выполняемые на станке при малых скоростях резания, требуют существенно меньших затрат мощности, чем мощность двигателя.

Благоприятное с конструкторской точки зрения распределение моментов определяется следующей зависимостью:

$$T_{nmv} = \exp \left[\ln T_{n\min} + (j-1) \cdot \left(\frac{\ln R_t}{Z_v - 1} \right) \right],$$

где j - номер номер рассматриваемого вала (общее число валов Z_v на 1 больше, чем число сомножителей в структурной формуле привода)

Например, для $Z_{st}=14$ структурная формула может иметь вид $Z_v = 4 \ 2 \ 2$, следовательно, минимальное число валов $Z_v = 3 + 1 = 4$ (3 - число сомножителей).

Расчетный крутящий момент на промежуточном валу зависит от скорости его вращения и приближенно (без учета потерь) может быть рассчитан:

$$T_{nwv} = T_{n\min} / (n_{1\min} / n_{2\min}),$$

где $n_{1\min}$, $n_{2\min}$ - минимальные скорости вращения соответственно рассматриваемого и последнего вала; T_{nwv} - наибольший допустимый крутящий момент на выходном (последнем) валу



привода.

В понижающей кинематической цепи целесообразно принять плавное нарастание крутящих моментов, способствующее оптимизации конструкции коробки. Для этого следует плавно увеличивать межосевые расстояния и постепенно понижать передаточные отношения в расчетной кинематической цепи.

В случае снижения крутящего момента при переходе от предыдущего вала к следующему (увеличение скорости вращения) рекомендуется принять его равным моменту, рассчитанному для предыдущего вала, а при значительном повышении момента попытаться откорректировать передаточные отношения.

Вал наименьшего диаметра может быть принят равным диаметру вала двигателя или близким к нему. Наибольший диаметр опор обычно бывает у шпинделя, имеющего, как правило, наибольшие размеры, устанавливаемые конструктивно. Для шпинделя наиболее важным является установление типа опор.

В случаях применения регулируемых приводов в станках с ЧПУ расчетная скорость может соответствовать наибольшей скорости нижней половины диапазона, то есть

$$n_p = n_{\min} R_n^{0,5}.$$

Следовательно, наибольшие крутящие моменты для станков с ЧПУ принимают меньшими по величине, чем для станков с другими типами управления.

Введенные ограничения не позволяют спроектировать привод с оптимальными параметрами. Необходимо вернуться к разделу формирования технического задания и увеличить число ступеней Z_{st} (при малых ΔS) или относительную потерю скорости ΔS (при малых Z_{st}), либо уменьшить диапазон скорости R_n .

При вводе изменений целесообразно использовать структурную формулу привода. Для любой из групп передач наибольший показатель $X_{\max} = (p-1)X$, где p , X – соответственно число передач и характеристика группы.

Характеристика групповых передач X не должна превышать указанные ниже значения:

φ	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,00
X_{\max}	36	18	9	6	4	3	3

Пример: для привода со структурной формулой $Z_{st} = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_8$: наибольшее значение X_{\max} определяется в третьей группе с числом передач $p=2$ и $X=8$: $X_{\max_3} \leq (2-1) \cdot 8 = 8$.



Оборудование машиностроительных производств

Вывод: в данном случае знаменатель геометрического ряда скоростей вращения должен быть не более чем $\varphi=1,26$.

Смещения исходных контуров шестерни (коэффициент смещения X_1) и колеса (коэффициент смещения X_2) применяются также для улучшения эксплуатационных показателей передачи.

3.15. ДИАМЕТРЫ ОПОР ВАЛОВ ПРИВОДА

Проектировочный расчет позволяет установить диаметры валов по величине крутящих моментов T_{nm} , передаваемых валами:

$$d_v \geq k \cdot (T_{nm})^{0,33},$$

где 'k' - коэффициент, учитывающий марку материала валов, наличие шпоночных пазов и шлицев, возможность посадки шестерни на вал. Для материалов валов из конструкционных сталей, имеющих допустимое напряжение при кручении в пределах от 12 до 20 МПа, $k = [5..8]$.

Обычно принимают:

для ведущего вала $k = 7$;

для промежуточного вала $k = 6$;

для выходного вала $k = 5$.

Наименьший диаметр вала ориентировочно можно установить по величине крутящего момента на валу двигателя. Практически вал наименьшего диаметра может ненамного отличаться от предварительно рассчитанного значения. Диаметр опор наиболее нагруженного вала определяется по максимальному крутящему моменту привода, приложенному, как правило, к выходному валу. Наибольший крутящий момент определяется по мощности двигателя (с учетом потерь на пути передачи мощности механизмами привода) и частоте вращения выходного вала по формуле:

$$T_{nm} = 9550 \cdot \frac{P_{wt} \cdot \eta}{n_p}$$

Окончательно выбранные диаметры опор валов должны соответствовать посадочным диаметрам стандартных подшипников качения (скольжения). Рекомендуемые значения диаметров приведены в следующей таблице:

17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
75	80	85	90	95	100	105	110	120	130	140	150
160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340

В приводах станков средних размеров диаметры опор валов



обычно не превышают 80..100 мм. Большие размеры могут назначаться по конструктивным соображениям. Например, диаметр пустотелого вала - шпинделя, внутри которого размещается заготовка, инструмент или какой-либо механизм, может значительно превышать требуемый размер по условию прочности.

3.16. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК

Размеры механизмов привода (зубчатых и ременных передач, муфт и т.п.) зависят от величины передаваемых крутящих моментов. В общем виде эта зависимость имеет вид:

$$L = k(T)^{0,33}$$

КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ

Крутящий момент на валу зависит от передаваемой мощности и скорости вращения вала:

$$T_{nm} = 9550 \cdot \frac{P_{wt} \cdot \eta}{n_{pac}}$$

(η - коэффициент полезного действия - см. главу "мощность привода")

Технологические операции, выполняемые на станке при малых скоростях резания, требуют существенно меньших затрат мощности, чем мощность двигателя. Поэтому за расчетную скорость часто принимают установленные практикой соотношения:

$$n_p = n_{min} (R_n^{0,25} \dots R_n^{0,33}) \dots$$

Крутящие моменты на промежуточных валах зависят от скоростей их вращения при передаче движения расчетной кинематической цепью. Эти скорости могут изменяться по произвольному закону, однако в понижающей кинематической цепи целесообразнее принять плавное нарастание крутящих моментов, способствующее проектированию оптимальной конструкции коробки, Для этого следует обеспечить плавное увеличение межосевых расстояний и постепенное снижение передаточных отношений расчетной кинематической цепи.

В кинематической цепи могут находиться ведомые элементы (валы), скорость которых выше ведущих. В этом случае крутящий момент рекомендуется принять равным моменту, рассчитанному для предыдущего элемента (вала).

Благоприятное с конструкторской точки зрения распределение моментов определяется следующей зависимостью:



$$T_{nmv} = \exp \left[\ln T_{nm\min} + (J_v - 1) \cdot \ln \left(\exp \frac{\ln R_n}{Z_v - 1} \right) \right].$$

В первом приближении номер элемента J_v можно приравнять номеру рассматриваемого вала, а общее число валов Z_v задать на 1 больше, чем число сомножителей в структурной формуле привода, достаточное для образования требуемого числа ступеней скоростей Z_{st} .

Например, для $Z_{st}=14$ структурная формула может иметь вид $4 \cdot 2 \cdot 2$, следовательно, наименьшее число валов $Z_v = 3+1 = 4$ (3 – число сомножителей).

В индивидуальных проектах допускается ограничение крутящих моментов до величины, фактически необходимой для выполнения конкретно заданных операций.

МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

С учетом потерь в приводе мощность двигателя в станке следует определять по формуле:

$$P_{wt} = P_{wte} + P_{wt1} + P_{wt2},$$

где P_{wte} - эффективная мощность резания; P_{wt1} - постоянные, не зависящие от нагрузки потери холостого хода; P_{wt2} - дополнительные потери, возникающие при передаче полезной мощности.

Эффективную мощность резания можно определить по известным значениям тангенциальной силы резания F_z (Н) и скорости резания V (м/с):

$$P_{wte} = F_z \cdot V, \text{ (кВт).}$$

Мощность холостого хода и дополнительные потери на начальном этапе проектирования привода можно оценить ориентировочно по данным станка-прототипа или с помощью коэффициента полезного действия η , величина которого уменьшается с подключением очередных элементов с номером J_v кинематической цепи примерно по следующей зависимости:

$$\eta_v = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \prod \eta_{J_v}, \text{ где } J_v = 1 \dots n$$

Принимая во внимание недостаточность сведений о конкретных элементах привода, η можно определить по приближенной формуле в зависимости от числа валов в приводе Z_v :

$$\eta_v = \exp -0,041 - 0,015(Z_v - 1) .$$

Требуемая мощность электродвигателя с учетом потерь в



Кинематической цепи должна быть не менее, чем;

$$P_{wt} = P_{wte} / \eta.$$

3.17. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Ниже приводятся сведения об электродвигателях, используемых в приводах главного движения металлорежущих станков: асинхронных переменного тока односкоростных и многоскоростных; постоянного тока на 220В и 440В. Наибольшее распространение в станкостроении получили асинхронные короткозамкнутые электродвигатели мощностью от 0,6 до 100 кВт с синхронными частотами вращения 750; 1000; 1500; 3000 об/мин. Многоскоростные асинхронные электродвигатели выпускаются с 2, 3 и 4-мя скоростями.

Синхронная частота (об/мин), диапазоны регулирования и число ступеней скоростей двигателя $Z_{дв}$				
$Z_{дв}$				
2	1500/3000	1000/1500	750/1500	500/1000
3	1000/1500/3000	750/1000/1500	750/1500/3000	
4	500/1000/1500/3000		500/750/1000/1500	

При бесступенчатом регулировании применяются двигатели постоянного тока и регулируемые электроприводы.

Типы и характеристики электродвигателей

Закрытые обдуваемые единой серии 4А

ДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА (ОДНОСКОРОСТНЫЕ)

Мощность P_{wt} , кВт	Синхронная частота вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0,55	–	71A4 / 1390	71B6 / 900	80B8 / 700
0,75	71A2 / 2840	71B4 / 1390	80A6 / 915	90LA8 / 700
1,1	71B2 / 2810	80A4 / 1420	80B6 / 920	90LB8 / 700
1,5	80A2 / 2850	80B4 / 1415	90L6 / 935	100L8 / 700
2,2	80B2 / 2850	90L4 / 1420	100L6 / 950	112LA8 / 700
3,0	90L2 / 2840	100S4 / 1435	112A6 / 955	112MB8 / 700
4,0	100S2 / 2880	100L4 / 1430	112MB6 / 950	132S8 / 720
5,5	100L2 / 2880	112M4 / 1445	132S6 / 965	132M8 / 720
7,5	112M2 / 2900	132S4 / 1455	132M6 / 970	160S8 / 730
11,0	132M2 / 2900	132M4 / 1460	160S6 / 975	160M8 / 730



Оборудование машиностроительных производств

15,0	160S2 /2940	160S4 /1465	160M6 / 975	180M8 / 730
18,5	160M2 /2940	160M4 /1465	180M6 / 975	–
22,0	180S2 /2945	180S4 /1470	–	–
30,0	180M2 /2945	180M4 /1470	–	–

ДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА (ДВУХСКОРОСТНЫЕ)

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота, об/мин	КПД, %	Мом.ин, кг м
4A90LB4 / 2У3	2,00 / 2,50	1420 /2750	77 / 77	63
4A100L4 / 2У3	3,20 / 4,20	1440 /2850	82 / 80	116
4A112M4 / 2У3	4,20 / 5,00	1450 /2901	82 / 77	166
4A132S4 / 2У3	6,00 / 6,70	1460 /2910	84 / 78	283
4A132M4 / 2У3	8,5 / 9,5	1460 /2910	86 / 81	403
4A160S4 / 2У3	11,0 / 14,0	1460 /2940	85 / 83	1075
4A160M4 / 2У3	14,0 / 17,0	1460 /2900	87 / 84	1350
4A180S4 / 2У3	18,0 / 21,0	1470 /2920	88 / 85	2100
4A180M4 / 2У3	22,0 / 26,5	1470 /2920	90 / 86	2600
4A200L4 / 2У3	33,5 / 37,0	1477 /2955	91 / 87	5900
4A225M4 / 2У3	42,5 / 45,0	1477 /2955	92 / 86	8500
4A90L8 / 4У3	0,63 / 1,0	720 / 1430	73 / 75	60
4A100S8 / 4У3	1,0 / 1,7	700 / 1430	68 / 80	119
4A100L8 / 4У3	1,4 / 2,4	700 / 1430	69 / 81	146
4A112MA8 / 4У3	1,9 / 3,0	710 / 1420	72 / 75	175
4A112MV8 / 4У3	2,2 / 3,6	710 / 1430	75 / 77	240
4A132S8 / 4У3	3,2 / 5,3	720 / 1440	77 / 80	425
4A132M8 / 4У3	4,2 / 8,7	720 / 1440	80 / 82	580
4A162S8 / 4У3	6,0 / 9,0	740 / 1460	76 / 84	1475
4A160M8 / 4У3	9,0 / 13,0	730 / 1460	79 / 86	1950
4A180M8 / 4У3	13,0 / 18,0	730 / 1455	84 / 87	2800
4A200M8 / 4У3	17,0 / 25,0	735 / 1470	86 / 87	5200
4A200L8 / 4У3	20,0 / 28,0	735 / 1470	87 / 88	5800
2A225M8 / 4У3	22,4 / 33,5	739 / 1478	87 / 87	9300
2A225M8 / 4У3	22,4 / 33,5	739 / 1478	87 / 87	9300
4A90L6 / 4У3	1,3 / 1,4	950 / 1430	73 / 75	74
4A100S6 / 4У3	1,8 / 2,1	950 / 1440	77 / 78	92
4A100L6 / 4У3	2,5 / 2,8	970 / 1460	80 / 80	116
4A112M6 / 4У3	2,8 / 3,2	950 / 1420	76 / 76	166
4A132S6 / 4У3	4,0 / 4,5	950 / 1420	80 / 79	283
4A132M6 / 4У3	6,0 / 6,2	960 / 1440	83 / 82	400
4A160S6 / 4У3	7,1 / 8,5	980 / 1470	80 / 79	1500
4A160M6 / 4У3	11,0 / 13,0	980 / 1470	83 / 82	2000
2A180M6 / 4У3	13,0 / 17,0	980 / 1470	85 / 86	2200



Оборудование машиностроительных производств

2A200M6 / 4У3	17,0 / 22,0	990 / 1480	86 / 87	4000
4A100S8 / 6У3	0,7 / 0,9	690 / 930	65 / 74	119
4A112MA8 / 6У3	1,1 / 1,3	690 / 930	65 / 69	175
4A132S8 / 6У3	2,4 / 2,6	709 / 970	73 / 75	403
4A160S8 / 6У3	7,5 / 8,5	725 / 975	83 / 83	1500
4A160M8 / 6У3	10,0 / 11,0	730 / 980	85 / 85	2000
4A180M8 / 6У3	13,0 / 15,0	735 / 980	85 / 88	2830
4A180M12 / 6У3	6,7 / 11,0	480 / 975	76 / 84	2830
4A200M12 / 6У3	9,0 / 14,0	490 / 985	77 / 88	5200
4A200L12 / 6У3	10,0 / 17,0	485 / 980	80 / 88	5800
4A225M12 / 6У3	12,5 / 22,0	485 / 980	81 / 88	9300
4A250S12 / 6У3	16,0 / 28,0	493 / 985	83 / 90	17000
4A250M12 / 6У3	18,5 / 35,5	493 / 985	83 / 89	18500

ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА ТИПА 4ПФ

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{\text{втр}}$, кВт	Напряж. якоря, В	Ток якоря, А	Кпд, %	Номинал. частота, об/мин	Максимальная частота, об/мин
4ПФ112S	4,0	220	24	72,3	900	5000
	3,15		19,8	69,3	750	
	2,0		14,5	57,6	450	
4ПФ112Ф	4,25		26,4	68	730	
	3,0		20,1	60,3	475	
4ПФ112L	3,55		24,5	60,1	425	
4ПФ132S	15,0		85,4	77,9	1400	4500
	7,5		43,6	76	1000	
	6,0		32,7	74	875	
	4,25		26,9	65	580	
4ПФ132M	11,0		61,5	78,5	1060	
	8,5		48,6	76	875	
	8,0	47,3	68	600		
4ПФ132L	11,0	62,8	76	800	4500	
	8,5	54,4	68	515		
4ПФ160S	15,0	79,6	80,7	850	4000	
	11,0	66,2	70,5	530		
4ПФ160M	15,0	85,6	75,3	580		
4ПФ180	17,0	99,4	73	500		
4ПФ180M	20,0	114,5	75	475	3800	
4ПФ112S	7,5	440	19,2	87,1	2120	5000
	5,5		14,9	81,4	1450	



Оборудование машиностроительных производств

	4,25		12,6	74	975	
	3,14		9,9	69	780	
4ПФ112М	7,5	440	19,6	82,5	1450	4500
	5,5		16,6	74,1	900	
	4,25		13,3	67,4	690	
4ПФ112L	10,0		26,3	81,2	1320	
	7,5		21,5	81	975	
	5,5		17,0	70,8	690	
4ПФ132S	30,0		76,7	87,1	3070	
	18,5		47,8	85	2180	
	15,0		41,7	80	1400	
	5,5		15,7	73	800	
4ПФ132М	30,0		78,9	86,3	2300	
	22,0		59,3	83	1600	
	11,0	30,0	80	1090		
	8,5	24,8	75	800		
4ПФ132L	23,6	64,8	83	1400		
	15,0	40,8	81	1030		
	11,0	30,7	78	825		
4ПФ160S	30,0	78,6	84	1450		
	18,5	48,6	82	1090		
	15,0	42,5	76,1	730		
4ПФ160М	22,0	56,8	84,5	1090		
	18,5	49,6	80,8	775		
4ПФ160L	30,0	77,0	85,5	1030		
	22,0	58,7	81,3	775		
4ПФ180S	45,0	114,0	88	1450		
	37,0	95,7	85	1150		
	26,5	72,8	78	775		
4ПФ180М	45,0	115,6	86	1060		
	37,0	97,6	83	825		
4ПФ200М	55,0	114,0	84,9	1000		
	75,0	191,0	87,3	1060		
4ПФ112S	7,5	19,2	87,1	2120		
	5,5	14,9	81,4	1450		
	4,25	12,6	74	975		
	3,14	9,9	69	780		
4ПФ112М	7,5	19,6	82,5	1450		
	5,5	16,6	74,1	900		



Оборудование машиностроительных производств

	4,25		13,3	67,4	690	
4ПФ112L	10,0		26,3	81,2	1320	
	7,5		21,5	81	975	
	5,5		17,0	70,8	690	
	30,0		76,7	87,1	3070	4500
4ПФ132S	18,5		47,8	85	2180	
	15,0		41,7	80	1400	
	5,5		15,7	73	800	
4ПФ132M	30,0		78,9	86,3	2300	
	22,0		59,3	83	1600	
	11,0		30,0	80	1090	
	8,5		24,8	75	800	



ЛИТЕРАТУРА

1. Металлорежущие станки. Под ред. В.Э. Пуша.–М.: Машиностроение, 1986.–586 с.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник–учебник. В 3-х т. Т 1: Проектирование станков / А.С. Проников, Ю.С. Аполлонов и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник–учебник. В 3-х т. Т 2. Часть 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
4. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник–учебник. В 3-х т. Т 2. Часть 2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.
5. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник–учебник. В 3-х т. Т 3. Проектирование станочных систем / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Изд-во МГТУ «Станкин», 2000. – 584 с.
6. Металлорежущие станки с ЧПУ и программирование. Под общ. ред. В.А. Скрябина.–Пенза: Пензенский центр науч.–техн. информации, 2000.–214 с.
7. Исаев А.Н. Технологическое оборудование машиностроительного производства: учеб. пособие./ А.Н. Исаев. – Издательский центр ДГТУ, Ростов н/Д, 2012. – 136 с.
8. Бушуев В.В. Металлорежущие станки: В 2 т. Т.2 Издательство: Машиностроение, 2011.–586 с.
9. Ящерицын П.И. Ефремов В.Д. Металлорежущие станки. Минск, 2001. 446 с.
10. Гаврилин А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков / А.М. Гаврилин, Ю.П. Мельков, А.В. Катунин и др.; Изд-во ОрелГТУ, 2006. –

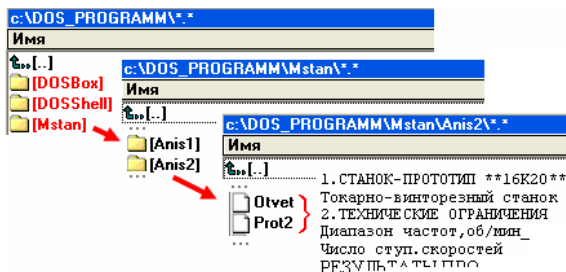


АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПО MSTAN

ИНФОРМАЦИОННО–МЕТОДИЧЕСКИЕ И СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПО MSTAN

1. Установка ПО на компьютер


Программное обеспечение MSTAN (далее ПО MSTAN) предоставляется студенту при выдаче задания на курсовой проект, курсовую или контрольную работу. ПО размещено в папке «*DOS_PROGRAMM*», которую необходимо скопировать со всем содержимым на диск «С». Рабочие папки ПО **MSTAN** размещены в папке «*DOS_PROGRAMM*» под именами «*DOSBox*», «*DOSShell*» и «*Mstan*». В папке «*Mstan*» в личных файлах проектировщика (на рисунке – *Anis1* или *Anis2*) хранится проектная информация, раз-



мещенная в рабочих папках *Otvet* и *Prot2* (см. рисунок).

Для начала работы в ПО «**MSTAN**» необходимо:
в каталоге «*DOS_PROGRAMM*» открыть папку «*DOSShell*»,
войти в программу через ярлык  ;

открыть файл  .
Dosshell.exe

Примечание: для удобства работы рекомендуется создать
ссылки (ярлыки) на рабочем столе  и **Mstan**.

Dosshell.exe

2. Возможности ПО «Mstan»

Проектирование приводов главного движения металлоре-



жущих станков основано на выборе структуры, кинематическом и проектировочном обосновании принимаемых решений. Проектирование разнообразных структурных вариантов осуществляется в автоматизированном режиме. Для решения задач проектирования на кафедре разработан и применяется ПО *MSTAN*, с помощью которого производится расчет и конструирование механизмов и разработка компоновки привода (развертки и поперечного сечения) из предварительно рассчитанных на предыдущем этапе элементов. Стандартные элементы выбираются из специального справочника.

Графические построения выполняются в удобном для пользователя масштабе. Результаты работы могут быть выданы через печатающее устройство.

Результаты выполненной работы могут быть оформлены в виде распечатанного протокола, выведены на экран и записаны в личный архив пользователя. Протоколы содержатся в каталоге **«Mstan»** в личной папке с шифром пользователя под именами **OTVET.dat** (исходная информация) и **PROT.dat** (расчетные данные). Графические материалы (кинематика привода и график частот вращения) могут быть скопированы с экрана или ручным перечерчиванием.

3. Этапы проектирования

Программа позволяет осуществить проектирование привода главного движения в три этапа (см. схему алгоритма программы):

- подготовка исходных данных;
- проектирование кинематики привода (коробки передач);
- компоновка привода (развертка и поперечное сечение).

3.1. ЭТАП I

На данном этапе производится ввод и обработка первичных параметров, используемых в процессе работы программы:

- параметров электродвигателя (одно - двух скоростного асинхронного переменного тока или регулируемого постоянного тока);
- диапазона регулирования частот вращения выходного вала;
- предельно допустимых значений модулей зубчатых колес, ограничений размеров колес, межосевых расстояний и валов; предельно допустимой потери скорости;
- допустимого угла наклона зубьев колес;
- максимального крутящего момента, передаваемого приводом.

При назначении параметров и ограничений используются характеристики прототипа модернизируемого станка, который



Оборудование машиностроительных производств

может быть подобран из специально введенного в программе справочника.

Разработка технического задания на проектирование производится с учетом заданных ограничений в конструкции станка и привода.

В помощь проектировщику предлагаются обширные информационные сведения о методике проектирования и различные справочные материалы, существенно помогающие при работе над заданием.

Результаты выполняемой работы могут быть оформлены в виде распечатанного протокола, выведены на экран и записаны в личный архив пользователя.

3.2. ЭТАП II

На 2-м этапе решаются следующие основные задачи:

- -синтез кинематики привода;
- -построение графика частот вращения;
- -определение размеров элементов привода;
- -структура привода выбирается из специального справочника наиболее употребительных кинематических структур, включающего простые и сложенные структуры приводов главного движения.

Синтез кинематики производится с помощью графика частот привода, согласованного с выбранной структурной формулой. Каждое частное решение, связанное с определением чисел зубьев, модуля и межосевого расстояния образующих зацепление колес, входящих в проектируемую группу передач, выводится на экран. Неудовлетворительное решение сопровождается специальным сообщением.

Желаемый результат достигается модификацией (корректировкой) кинематических и геометрических параметров, а также выбором более качественного материала.

Как и на первом этапе результаты выполненной работы могут быть оформлены в виде распечатанного протокола, выведены на экран и записаны в личный архив пользователя, протокол помимо геометрической информации представляет данные, используемые для оценки разработанных вариантов и выбора наилучшего:

- критерии массы зубчатых колес;
- критерии числа зубчатых колес;
- критерии суммы межосевых расстояний;



3.3. ЭТАП III

Производится упрощенное (предварительное) конструирование механизмов и разработка компоновки привода (развертки и поперечного сечения) из предварительно рассчитанных на предыдущем этапе и стандартных элементов, стандартные элементы выбираются из специального справочника.



Графические построения выполняются в удобном для пользователя масштабе. Результаты работы могут быть выданы на печатающее устройство или сохранены в отдельном файле.





4. Главное меню и инструментальные панели ПО *MSTAN*

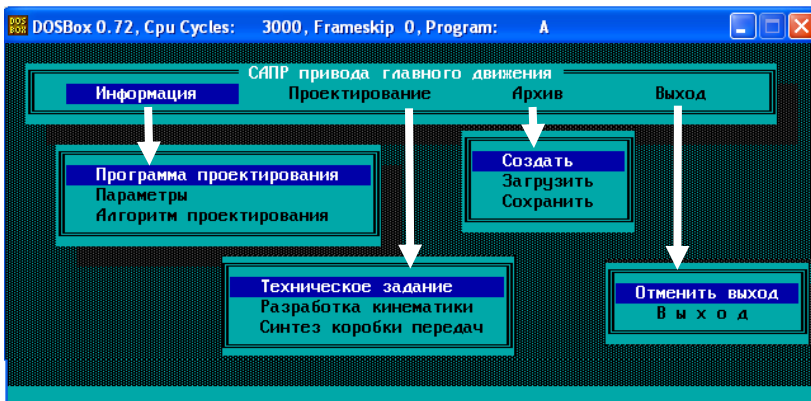
Программа предназначена для автоматизированного проектирования приводов главного движения металлорежущих станков с механической многоскоростной (ступенчатой) коробкой передач. Требуемый ряд частот на выходе привода обеспечивается совокупностью ременных и зубчатых механизмов и электродвигателем.

Программа позволяет осуществить построение графика частот вращения для проектируемого привода, рассчитать числа зубьев и размеры колес, определить действительный ряд частот вращения на выходном валу привода и оценить их отклонения от принятых стандартных значений.

Рекомендуется следующий порядок работы с программой:

- изучить возможности программы;
- осуществить ввод данных;
- построить график частот вращения;
- определить параметры групповых передач;
- рассчитать действительный ряд частот;
- осуществить визуальный контроль результатов проектирования

На рисунке представлено главное меню ПО *MSTAN*. В процессе проектирования пользователю предоставляется возможность вести активный поиск варианта, удовлетворяющего заданным начальным условиям.





Оборудование машиностроительных производств

Результаты работы хранятся в собственном каталоге проектировщика, образованном в процессе записи информации в архив по команде «Создать» с присвоением имени из 3 .. 8 символов (например, *KOL1*, *KOL2*, *ALEX5* и др.) или «Сохранить», если имя ранее не было определено. Для повторного использования информации применяют команду «Загрузить».

5. ОПЕРАТОРЫ И УКАЗАТЕЛИ ПО MСТАН

Операции проектирования выполняются в следующей последовательности:

- построение графика частот вращения;
- определение параметров передач;
- расчет кинематических связей;
- оптимизация расчетных параметров.

ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ.

Одним из важнейших требований к проектировщику привода является его умение создать график частот вращения шпинделя. Формальной стороной этого процесса можно считать знание команд, с помощью которых осуществляется эта часть проекта.

При построении графика частот используются следующие инструменты:

- рисование;
- копирование;
- модификация;
- выбор типа групповых передач;
- перелистывание;
- стирание.

5.1. РИСОВАНИЕ.

Стрелками установите курсор (перекрестие) в точку, определяющую начало луча, и нажмите "ENTER".

Выведите курсор на конечную точку луча и нажмите "ENTER".

Повторное рисование по видимой линии приведет к стиранию (инверсии) последней.

5.2. КОПИРОВАНИЕ.

Стрелками установите курсор в точку, определяющую ведущую частоту группы передач. Нажмите "F3" и появившуюся копию изображения переместите в требуемое положение. Зафикси-



руйте изображение "ENTER"

5.3. МОДИФИКАЦИЯ.

Стрелками установите курсор на поле модифицируемой группы. Нажмите "F4" и переместите изображение в новое положение. Зафиксируйте изображение "ENTER".

5.4. ВЫБОР ТИПА ГРУППОВЫХ ПЕРЕДАЧ.

Для смены основной группы на дополнительную (параллельную, переборную) нажмите "-", обратный переход "-+". Исходный режим "-+".

5.5. ПЕРЕЛИСТЫВАНИЕ.

Для смещения изображения «вверх/вниз» по экрану применяйте команды "PgUp/TPgDn".

5.6. СТИРАНИЕ.

Стрелками установите курсор на поле удаляемой группы. Нажмите "F9". Подтвердите удаление –"Y". Для удаления всего графика в поле графика нажмите "F10" и подтвердите удаление –"Y".

5.7. ИНДИКАЦИЯ результата проектирования.

Стрелками установите курсор на поле выбранной группы. Нажмите "F8" для получения информации о расчетных параметрах передач. В этом режиме дополнительно индицируются текущая частота, соответствующая точке установки курсора, и номер обрабатываемой группы.

6. Проектирование приводов (примеры)

6.1. Пример. Данные к примеру

Программа позволяет выполнить большое число задач, решения которых связаны с особенностями проектируемых приводов главного движения металлорежущих станков. Представленный ниже пример является демонстрационным материалом, це-



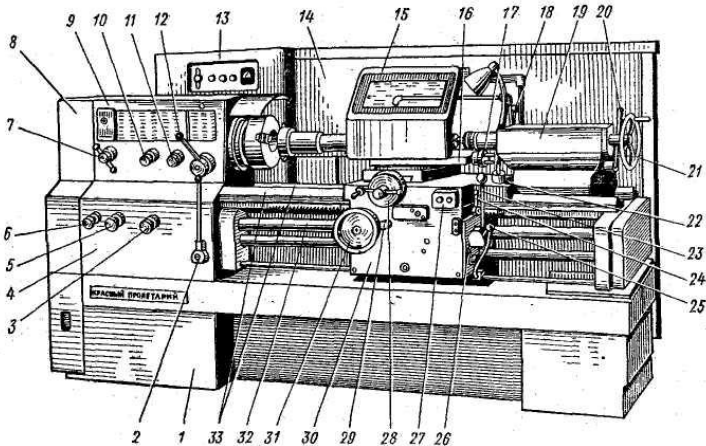
Оборудование машиностроительных производств

лю которого является оказание информационной помощи проектировщику в организации процесса проектирования.

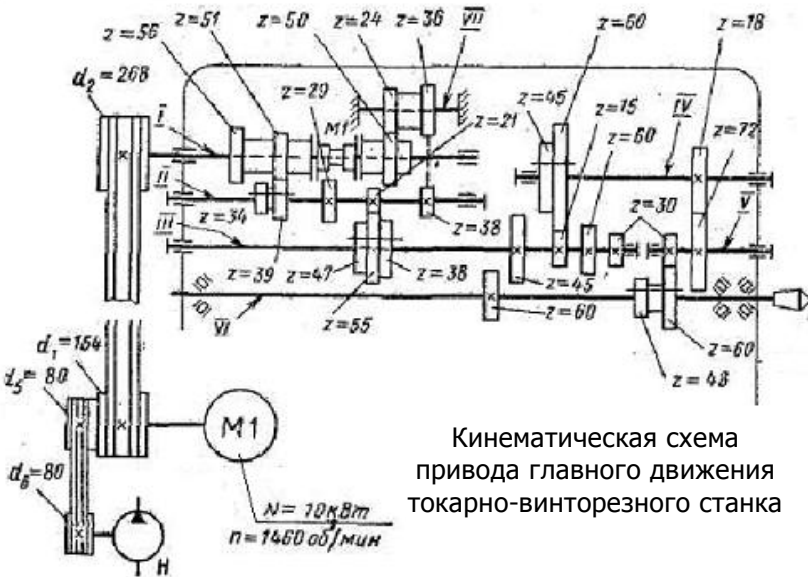
Пример разработан для токарно-винторезного станка модели 16К20, широко применяемого в машиностроении. Основанием для модернизации является несоответствие скоростей вращения, осуществляемых на станке, возможностям современных режущих инструментов. Предлагается увеличить частоту вращения шпинделя путем изменения диапазона регулирования скорости с 12,5 .. 1600 об/мин примерно до 20 .. 2650 об/мин и мощность привода с 10 кВт до 11 .. 13 кВт.



Оборудование машиностроительных производств



Общий вид токарно-винторезного станка 16K20



Кинематическая схема привода главного движения токарно-винторезного станка

Привод станка-прототипа оснащен многоступенчатой коробкой скоростей, рассчитанной на 22 прямые скорости. Структурная формула привода – сложенная вида $Z = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot (2 + 2 \cdot 1 \cdot 1) = 24$,



Оборудование машиностроительных производств

из них 4 могут быть получены по 2–м различным кинематическим цепям. Ниже приведены рисунки общего вида станка и его кинематическая схема.

Цель модернизации: расширить диапазон регулирования скорости вращения шпинделя, максимально унифицировать параметры зубчатых передач (модули зубьев), материалы и вид термообработки зубчатых колес.

Работа проектировщика заключается в достижении заданных показателей. Программа освобождает проектировщика от рутинных расчетных операций, позволяет сосредоточиться на анализе взаимосвязей кинематических и физических параметров приводов с целью улучшения качества его конструкции. Количество разрабатываемых вариантов не ограничено и не занимает много времени

Следует отметить, что предлагаемая программа освобождает проектировщика от рутинных расчетных операций, позволяет сосредоточиться на анализе взаимосвязей кинематических и физических параметров приводов с целью улучшения качества его конструкции.

6.2. Ознакомление с методической информацией

Блок «Информация» (см. рисунок). Прежде, чем приступить к работе, желательно ознакомиться с содержимым информационного блока. При работе необходимо обращать внимание на дополнительно размещенную на экране монитора информацию, предназначенную для управления процессом проектирования. К информационному блоку можно возвращаться в процессе работы с программой.

6.3. Проектирование привода главного движения

Блок «Проектирование» состоит из 3-х дополнительных блоков: «Разработка кинематики», «Синтез коробки передач». Работа с блоками описана ниже с представлением скриншопов (скриншоп – снимок экрана, картинка, которая отображает то, что показывает монитор), полученных в процессе проектирования, с комментариями авторов.

В блоке «Техническое задание» выполняется формирование требований к проектируемому приводу и введение ограничений. Блоки «Модули зубчатых колес», «Межосевые расстояния», «Ширина ступиц зубчатых колес» и «Диаметры опор валов» в составе блока «Техническое задание» служат для уточ-



Оборудование машиностроительных производств

нения конкретных значений перечисленных параметров в рамках соответствующих ограничений. В процессе последующей работы на экране монитора определяются только те значения параметров, которые входят в границы заданных для них диапазонов. Порядок назначения параметров – одинаковый во всех блоках: прохождение ряда и фиксация выбранного. Некоторые характерные особенности процедуры выбора параметров приведены ниже.

6.3.1. «Станок–прототип».

Техническ	ПРОЕКТ	16K20	16K20Ф3
Скоростна	16811	1Г340П	16140
Модуль зу	16265-6К	1К282	2Н135

****16K20****

Токарно-винторезный станок 16K20 предназначен для выполнения различных токарных и резьбонарезных работ в условиях

Техническая характеристика

Наибольший диаметр обрабатываемой заготовки, мм:	
над станиной.....	400
над поперечным суппортом.....	220
Расстояние между центрами (РМЦ), мм.....	700, 1000
Число частот вращения шпинделя.....	24 (22)
Частота вращения шпинделя, об/мин.....	12.5-1600

В примере в качестве прототипа выбран токарный станок модели 16K20). Техническое описание можно отредактировать по

типа размер	мощность	частота	скольже-	КПД	cos(φ)
двигателя	кВт	об/мин	ние, %	%	%
4A160S8Y3	7.50	730.	2.7	86	0.75
4A132M2Y3	11.0	2900.	3.1	88	0.90
4A132M4Y3	11.0	1460	2.8	87	0.87
4A160S6Y3	11.0	975.	3.0	86	0.86
4A160M8Y3	11.0	730.	2.7	87	0.75

месту или (предпочтительнее) позднее после получения протокола. Содержание информации о станке сохраняем.6.3.2. «Электродвигатель».



Оборудование машиностроительных производств

В примере выбран «Асинхронный односкоростной типа 4A132M4УЗ (мощность 11 кВт, частота вращения 1460 об/мин). Информация о двигателе сохраняется автоматически.

6.3.3. «Технические условия».

вводимые параметры	значения
Диапазон частот, об/мин	nMin->nMax 20.00 2650
Число ступ. скоростей	Zmin->Zmax 15.00 94.00
Модуль колес, мм	mMin->mMax 2.000 5.000
Межосевые расстояния, мм	aMin->aMax 50.00 220.0
Диаметры колес, мм	dMin->dMax 50.00 310.0
Диаметры валов, мм	dmMin->dmMax 12.00 35.00
Диаметры венцов колес, мм	dmMin->dmMax 25.00 105.0
Допуст. угол накл. зуб., гр.	>Bmax 10.00
Допустимая потеря скорости, %	>Umax 30.00
Мощн. двиг., кВт	>Pdu 11.00
Ск. вращ. двиг., 1/мин	>ndu 1460
Допуст. крут. мом на вых., Н*м	>max 1050
Допуст. ск. вращ. валов, 1/мин	>max 5000

Блок предназначен для ввода предельных значений параметров. Ограничения вводят в тех случаях, когда иные значения неприемлемы по производственным условиям (допустим, нет соответствующего инструмента для нарезания зубьев зубчатых колес).

В примере значение максимального модуля по конструктивным соображениям можно увеличить (например, до 5,5 мм). С целью повышения гибкости расчетов рекомендуется назначать более высокую (по сравнению с заданной – на 10..20%) максимальную скорость вращения шпинделя (в примере – с 2500 до 2650).

При назначении диаметров зубчатых колес необходимо учитывать конструктивные ограничения размеров коробки скоростей и условия размещения в ней рабочих и управляющих механизмов.

Диаметры колес определяют величину межосевых расстояний (и наоборот), т.е. являются взаимозависимыми, поэтому при подстановке их значений в таблицу автоматическая выполняется коррекция данных.



Оборудование машиностроительных производств

Число ступеней привода связано с величиной принятой потери скорости (в примере при допустимой потере 30% $Z_{\max}=15$).

Крутящий момент и мощность влияют на размеры деталей привода, это обстоятельство отражается на значениях ранее введенных параметров. При изменении величины допустимого крутящего момента на шпинделе станка автоматически осуществляется перерасчет и коррекция данных.

Максимально допустимая частота вращения промежуточных валов назначается проектировщиком, строки 2, 10 и 11 заполняются автоматически (определены ранее), остальные данные вводятся вручную

6.3.4. «Скоростная характеристика».

В блоке определяется геометрический ряд частот вращения шпинделя в заданном диапазоне. При ступенчатом регулировании точно выдержать указанный диапазон практически невозможно, поэтому фактический диапазон, выбранный проектировщиком, будет отличаться от заданного:

$$n_{\min}^{\text{факт}} \geq n_{\min}^{\text{зад}}; n_{\max}^{\text{факт}} \leq n_{\max}^{\text{зад}}$$

Проектирование Архив Выход

Техническое задание

Справка
Станок - прототип
Электродвигатель
Технические условия
Скоростная характеристика
Модели зубчатых колес
Межосевые расстояния

<-> 31.500 33.500 35.500 37.500 40.000 42.500 45.000

20.000 25.000 31.500 40.000 50.000 63.000 80.000

Zst Fi Диапазон скорости Rn:

31.50 ... 2500.00

1.060 1.120 1.260 1.410 1.580 1.780 2.000

31.500 33.500 35.500 37.500 40.000 42.500 45.000

принятый ряд частот вращения n1, n2, n3... n21

<-> 31.500 40.000 50.000 63.000 80.000 100.000 125.000

Zst Fi Фактический диапазон скорости Rn:

20 1.26 31.50 ... 2500.00

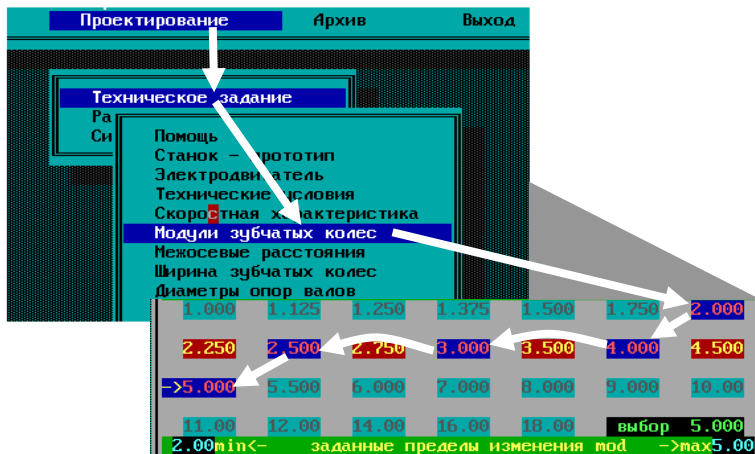
1.060 1.120 1.260 1.410 1.580 1.780 2.000

«Сдвигку» скоростей при неизменном значении числа ступеней целесообразно осуществлять за счет одновременного



Оборудование машиностроительных производств

увеличения n_{\min} и n_{\max} , а общее число ступеней – за счет одного и них. При выборе φ следует использовать данные альтернативного оборудования.



6.3.5. «Модули зубчатых колес».

В примере на экран выведены 9 значений модулей в диапазоне от 2-х до 5-и мм. Из представленного ряда выделены модули 2; 2,5; 3; 4 и 5, которые могут быть применены в приводе.

Фактически расширенный состав значений допустимых модулей не оптимален, т.к. требует неоправданного расширения номенклатуры дорогого режущего инструмента.

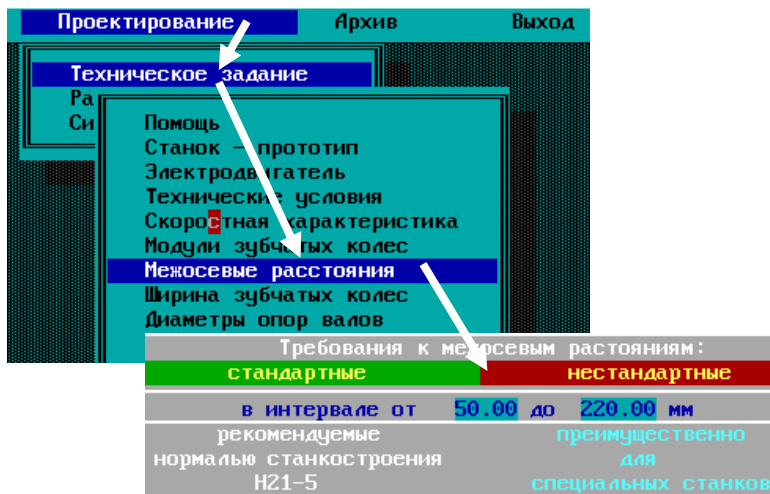


6.3.6. «Межосевые расстояния».

В этом блоке можно использовать стандартные значения межосевых расстояний, назначив их по тому же принципу, что и модули. Однако при наличии на предприятии современного металлорежущего оборудования с автоматизированными средствами контроля качества изготовления отверстий в корпусных деталях применение нестандартных значений межосевых расстояний предпочтительнее с экономической точки зрения. Конструктор-проектировщик получает дополнительные возможности встраивания в коробку скоростей различных механизмов.

6.3.7. «Ширина зубчатых колес».

Ширина венца зубчатого колеса влияет на размеры его диаметра и модуля зацепления. Увеличение числа значений этого параметра способствует достижению лучших результатов проектирования, но требуется расширение номенклатуры измерительных инструментов.





Проектирование Архив Выход

Техническое задание

Помощь
Станок – прототип
Электродвигатель
Технические условия
Скоростная характеристика
Модули зубчатых колес
Межосевые расстояния
Ширина зубчатых колес
Диаметры опор валов
Просмотр протокола

Стандартные диаметры					
25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00
55.00	60.00	65.00	70.00	75.00	80.00
85.00	90.00	95.00	>100.0	105.0	
выбор 100.00					
25 min <- заданные пределы изменения диаметров -> max 105					

Станок – прототип
Электродвигатель
Технические условия
Скоростная характеристика
Модули зубчатых колес
Межосевые расстояния
Ширина зубчатых колес
Диаметры опор валов
Просмотр протокола

Стандартные значения В					
12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00
18.00	19.00	20.00	21.00	22.00	24.00
25.00	26.00	28.00	30.00	>32.00	34.00
12 min <- заданные пределы изменения ширины В -> max 35					

6.3.8. «Диаметры опор валов».

Практически все предлагаемые стандартные диаметры опор, выведенные на экран, желательно оставить в расчетном варианте, если это не оговорено дополнительными условиями. Исключение может быть допущено для шпинделя станка, особенно если он полый и имеющееся в нем отверстие используется для



размещения в нем различных дополнительных устройств, например, зажимных механизмов (особенно на станках с ЧПУ) или для установки в нем заготовок большой длины.

6.3.9. «Просмотр протокола».

В этом блоке можно проанализировать содержание полученной информации и произвести коррекцию данных. Протокол записывается в специальный файл в блоке «Архив» под именем, выбранным проектировщиком. Ниже приведен пример подготовленного в программе протокола.

Д а н н ы е к т е х н и ч е с к о м у з а д а н и ю

1. С Т А Н О К – П Р О Т О Т И П
№16K20№

Токарно-винторезный станок 16K20 предназначен для выполнения различных токарных и резьбонарезных работ в условиях единичного и мелкосерийного производства, а также для ремонтных работ.

Техническая характеристика

Наибольший диаметр обрабатываемой заготовки, мм:	
над станиной.....	400
над поперечным суппортом.....	220
Расстояние между центрами (РМЦ), мм.....	700,1000 1400,2000
Число частот вращения шпинделя.....	24 (22)
Частота вращения шпинделя, об/мин.....	12.5-1600
Подача, мм/об:	
продольная.....	0.055-2.8
поперечная.....	0.025-1.4
Шаг нарезаемой резьбы:	
метрической, мм.....	0.5-112
дюймовой, число ниток на ".....	56-0.5
модульной, мм.....	0.5-112
питчевой, питч.....	56-0.5
Мощность электродвигателя главного привода, кВт.	7.5;10
Габаритные размеры станка, мм:	
длина.....	2470,2760 3160,3760
высота.....	1470
ширина.....	1195
Масса станка (РМЦ 1000 мм), кг.....	3000



Оборудование машиностроительных производств

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ОГРАНИЧЕНИЯ

Диапазон частот, об/мин	$n_{Min} \langle - \rangle n_{Max}$	20.00	2650.00
Число ступ. скоростей	$Z_{min} \langle - \rangle Z_{max}$	15	84
Модули колес, мм	$m_{Min} \langle - \rangle m_{Max}$	2.000	5.000
Межосевые расстояния, мм	$a_{Min} \langle - \rangle a_{Max}$	50.00	220.00
Диаметры колес, мм	$d_{min} \langle - \rangle d_{max}$	50.00	310.00
Ширина венцов колес, мм	$b_{min} \langle - \rangle b_{max}$	12.00	35.00
Диаметры валов, мм	$d_{min} \langle - \rangle d_{max}$	25.00	105.00
Допуст. угол накл. зуб., гр.	$\langle - \rangle \beta_{max}$	10.00	
Допустимая потеря скорости, %	$\langle - \rangle \Delta v_{max}$	30	
Мощн. двиг., кВт	$\langle - \rangle P_{dv}$	11.00	
Ск. вращ. двиг., 1/мин	$\langle - \rangle n_{dv}$	1460.0	
Допуст. крут. мом. на вых., Н*м	$\langle - \rangle M_{ax}$	800.00	
Допуст. ск. вращ. валов, 1/мин	$\langle - \rangle n_{ax}$	3000.00	

3. Принятые ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ главного привода

3.1. ЧИСЛО СТЕПЕНЕЙ И ЗНАЧИТЕЛЬНОСТЬ геометрического ряда ЧАСТОТ:

$$Z_{st} = 22 \quad F_i = 1.26$$

3.2. СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА (шлицовая):

20.00	25.00	31.50	40.00	50.00	63.00
80.00	100.00	125.00	160.00	200.00	250.00
315.00	400.00	500.00	630.00	800.00	1000.00
1250.00	1600.00	2000.00	2500.00		

3.3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ К РАДУ СКОРОСТЕЙ для присущих валов:

3150.00 4000.00

3.4. В ПРИВОДЕ МОГУТ БЫТЬ ИСПОЛЬЗОВАНЫ:

** модули зубчатых колес **

2.000 2.500 3.000 4.000 5.000

** межосевые расстояния **

минимальное - 50.000 максимальное - 220.00

** ширина ступиц колес **

12.00 15.00 18.00 21.00 25.00 30.00

4. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ

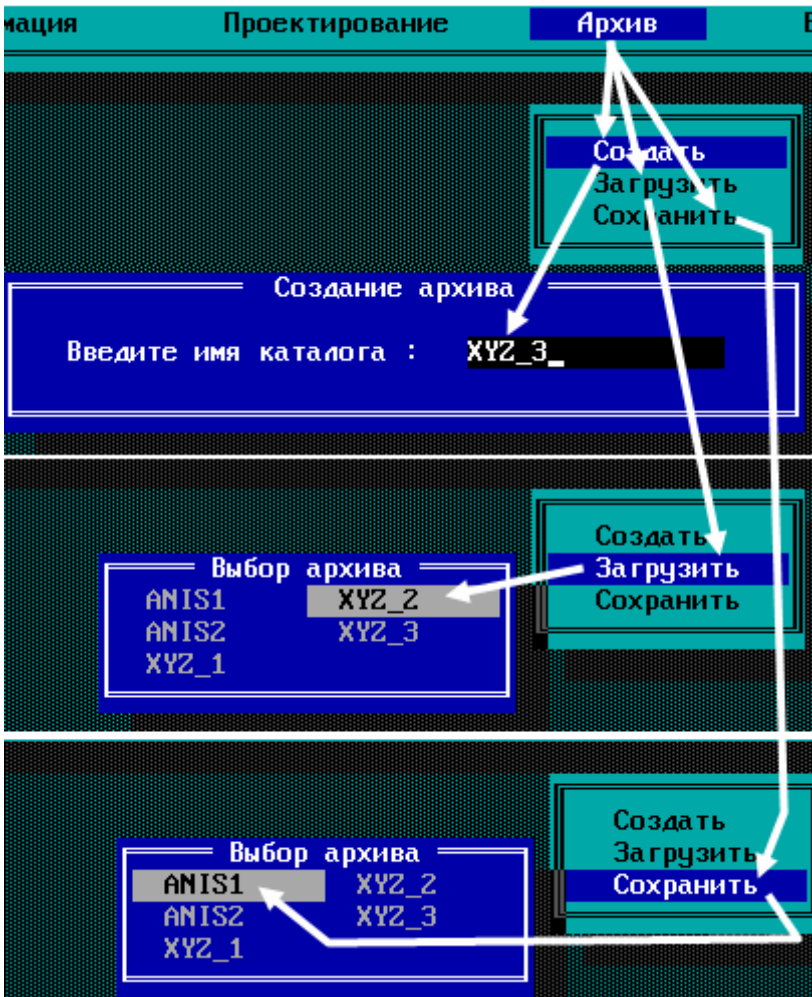
$\langle - \rangle$ односкоростный, переменного тока закрыт. обустройства $\langle - \rangle$

тип двигателя	мощность кВт	частота об/мин	скольжение, %	КПД %	cos(ϕ)
4A132M4У3	11.0	1460	2.8	87	0.87

6.3.10. Хранение информации в блоке «Архив».

После просмотра протокола и коррекции полученной информации исходные данные целесообразно сохранить в каталоге **MSTAN**. Для этого необходимо перейти к разделу «Архив» и, войдя в него, завершить выполненную работу. Возможны следующие варианты:

- создание нового файла
- загрузка ранее записанного файла
- сохранение рабочего файла как вновь созданного





Файлам рекомендуется присваивать имена в виде произвольной аббревиатуры (например, начальные буквы ФИО латиницей) с порядковым номером варианта, всего не более 8 знаков. Запись нового файла производится в папку «**MSTAN**» каталога DOS_PROGRAMM под именем «Otvet.dat». Там же хранится Второй рабочий файл «Prot2.dat», записанный после выхода из блока «Проектирование».

6.4. «Разработка кинематики».

Блок содержит материалы, используемые для кинематического анализа и расчета размеров деталей, входящих в состав

Выбор структуры привода
Проектирование кинематики
Модификация параметров передач
Контроль точности расчета

привода. Основные программные средства блока:

В приводимом ниже примере показан процесс проектирования привода с демонстрацией результатов, получаемых на каждом этапе работы в блоке.

6.4.1. «Выбор структуры привода».

Последовательность работы с материалами блока изложена на прилагаемых рисунках. Работа в блоке начинается с выбора кинематической структуры. В данном случае рассмотрен не самый легкий вариант привода, рассчитанного на применение 20-и скоростной коробки передач. Число вариантов кинематических структур может быть достаточно большим, например:

$$Z = 1 \cdot 4_1 (2_4 + 1 \cdot 3_4 \cdot 1) = 20, \quad Z = 1 \cdot 3_1 (1_3 + 2_9 \cdot 3_3 \cdot 1) = 20$$

и др. В качестве первого варианта принята сложная структура,

$$Z = 1 \cdot 4_1 (1 + 1 \cdot 2_4 \cdot 2_8) = 20,$$

состоящая из 2-х кинематических цепей:

$$\text{а)}: 1 \cdot 4_1 \cdot 1; \quad \text{б)}: 1 \cdot 4_1 \cdot 1 \cdot 2_4 \cdot 2_8.$$

По конструктивным соображениям количество кинематических групп и валов может быть увеличено/уменьшено нажатием клавиш +/−.



Выбор структурной формулы привода для $Z = 20$

NN	Число ступеней	Число групп	Варианты структурных формул привода	Макс. число $\text{Ln}(F_i)$
22	18	4	$1 \times 3 \times 3 \times 2$	9 $\text{Ln}(F_i)$
23	18	6	$1 \times 3 \times 2 \times (1 + 1 \times 2)$	6 $\text{Ln}(F_i)$
24	18	5	$1 \times 3 \times (3 + 1 \times 3)$	6 $\text{Ln}(F_i)$
25	20	6	$1 \times 4 \times (1 + 1 \times 2 \times 2)$	8 $\text{Ln}(F_i)$
26	24	4	$1 \times 4 \times 3 \times 2$	12 $\text{Ln}(F_i)$

25 $z = 1 \times 4 \times (1 + 1 \times 2 \times 2) = 20$

Число групп 6 Число доп. групп (+/-) 0 Общее число групп 6

6.4.2. «Проектирование кинематики».

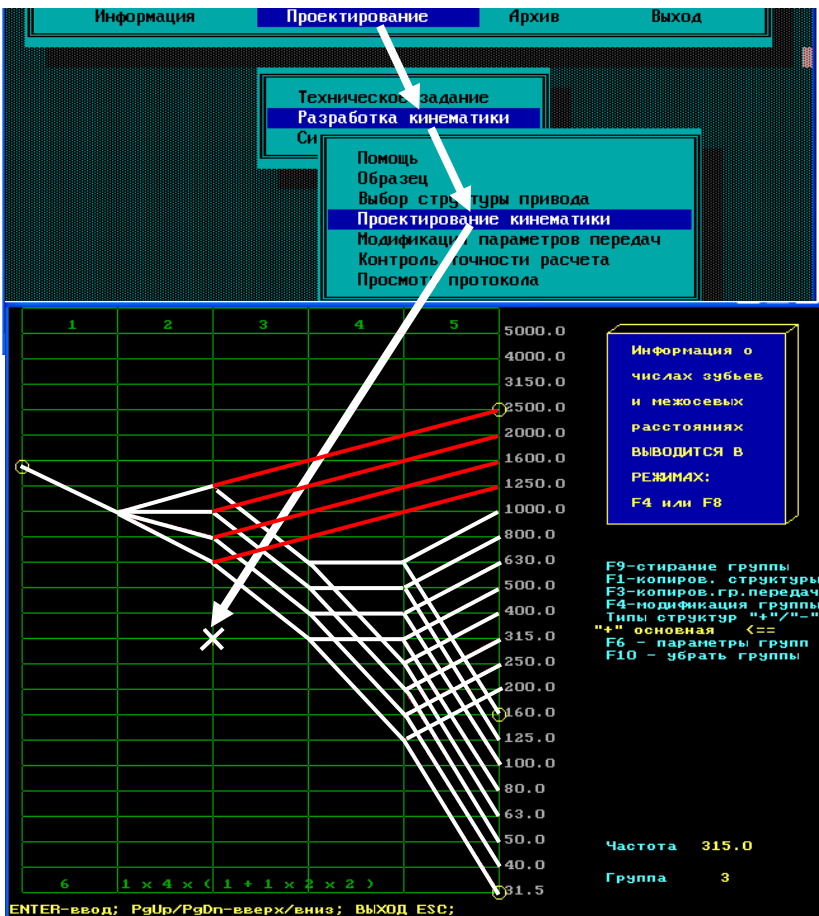
Выбранная структура привода автоматически представляется на экране в виде базовой сетки графика частот вращения с вертикальными линиями (валы) и горизонтальными параллельными прямыми с интервалом, равным $\ln \varphi$. Число горизонтальных прямых принимается не меньше числа ступеней частоты вращения шпинделя. На последней (правой) вертикали выведена шкала частот вращения шпинделя, на которой отмечены три характерные точки: n_{\min} , n_{\max} и расчетная частота вращения $n_{\text{расч}}$, используемая при определении размеров деталей коробки скоростей.

На рисунке показан вход в программу кинематических расчетов. Сначала курсор с подтверждением (enter) устанавливается



Оборудование машиностроительных производств

в точку частоты вращения вала двигателя (левая вертикаль), и из нее до следующей вертикали проводится луч (график передачи). Для групп, состоящих из нескольких передач, проводятся дополнительные лучи, расстояния между концами лучей определяется характеристикой группы (число l_{np}). Рекомендуется в первую очередь построить график кинематической цепи для наименьшей и наибольшей скоростями вращения шпинделя. Переходы на построение нижней (тихоходной) и верхней (скоростной) частей привода осуществляются переключателем «+/-»

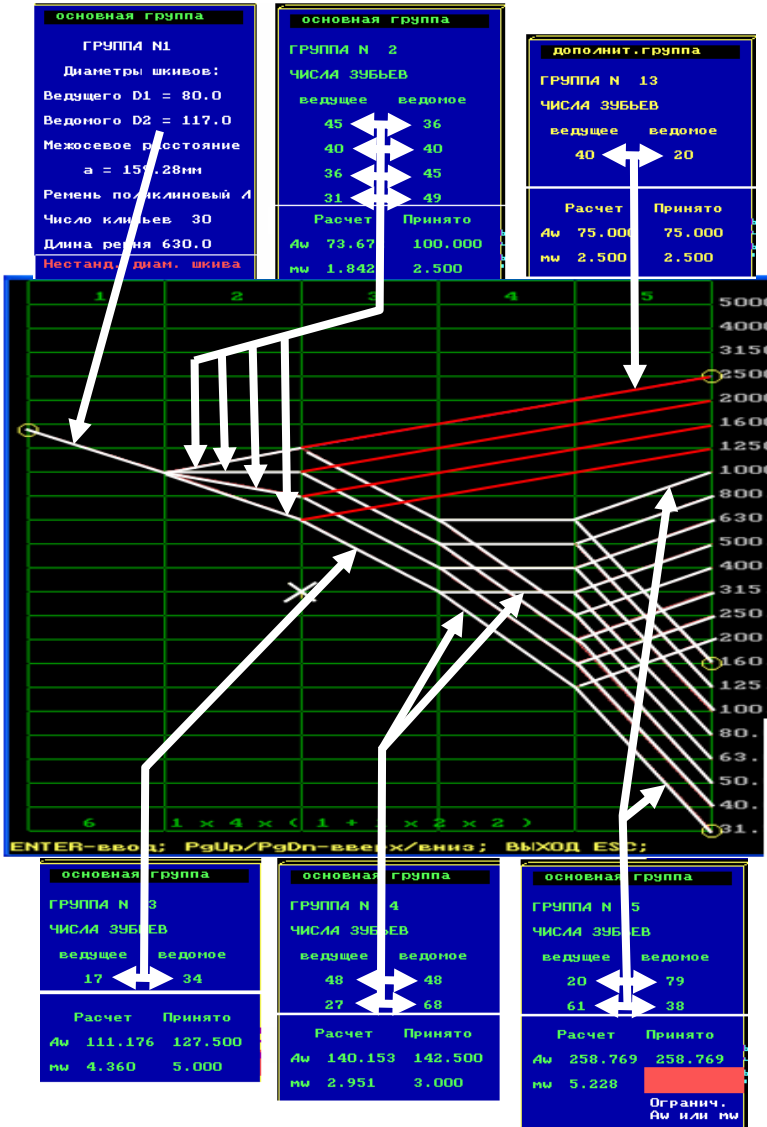


При построении графика необходимо использовать управленческий ресурс программы, размещенный на экране монитора в виде команд-подсказок.



Оборудование машиностроительных производств

На следующем рисунке приведены результаты расчетов кинематики привода. Из полученных данных следует, что в 1-й, 2-й, 3-й 4-й и дополнительной 13-й группах все назначенные условия соблюдены, а в группе №5 расчетный модуль $m=5,23$ установленным требованиям не соответствует.



6.4.3. Модификация (коррекция) параметров передач».

Состав модифицируемых параметров позволяет целенаправленно изменить возникшее несоответствие параметра заданным условиям. Например, модуль зубчатых колес можно легко уменьшить до стандартного значения, заменив материал зубчатых колес, через изменения угла наклона зубьев или коэффициента ширины колес. Самый простой способ достижения нужного результата—изменение минимального числа зубьев, как это сделано в примере. В данном случае после увеличения z_{min} по сравнению с первым вариантом до 21 получаем $m=5,0$.

Работа с группами рабочего варианта

1	2	3	4	5	13
Минимальное число зубьев колес группы Z_{min}					21
Угол наклона зубьев колес группы $Beta, гр$					0.00000
Материал	40XH	ТВЧ зубьев			HRC 45..53
Коэффициент ширины колес					0.30000
Наименьший модуль					2.50000
Тип передачи	ЗУБЧАТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ				

Набор числа, выбор групп – стрелки; F9– стереть группу

Вариант 1

1	2	3	4	5	13
Минимальное число зубьев колес группы Z_{min}					17
Угол наклона зубьев колес группы $Beta, гр$					0.00000
Материал	40XH	ТВЧ зубьев			HRC 45..53

Вариант 2

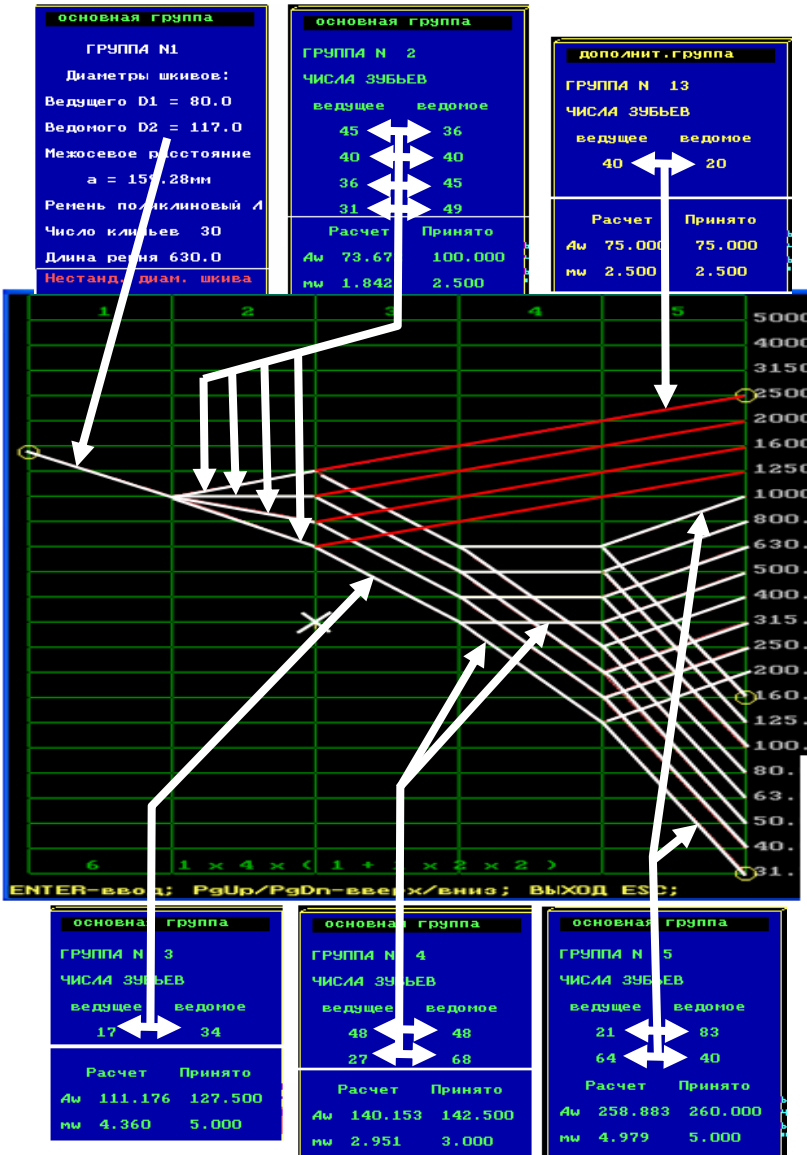
Минимальное число зубьев колес группы Z_{min}					21
Угол наклона зубьев колес группы $Beta, гр$					0.00000
Материал	40XH	ТВЧ зубьев			HRC 45..53

Следующий рисунок, по виду являющийся копией предыдущего, после выполненной модификации и принудительного изменения минимального числа зубьев показывает соответствие ре-



Оборудование машиностроительных производств

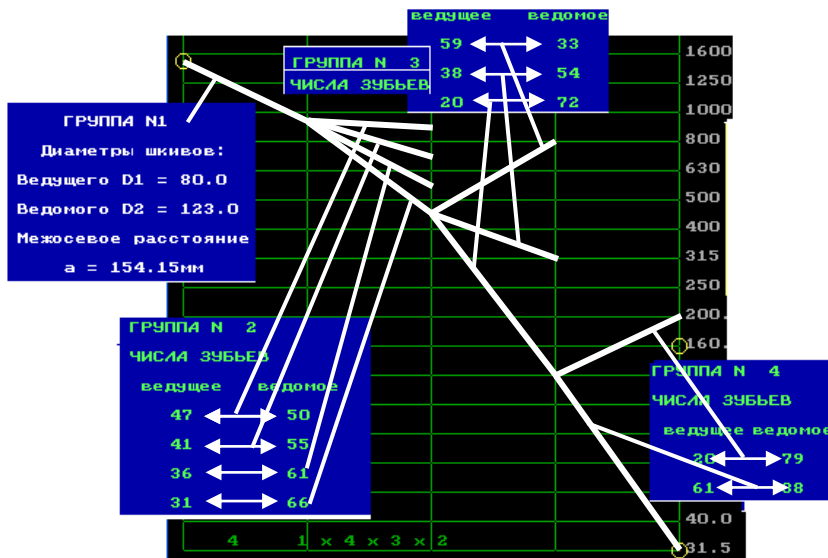
шения заданным условиям.





Оборудование машиностроительных производств

Для коробки с двадцатью ступенями скорости можно использовать и другие более простые по форме варианты структурных формул, например, $Z = 1 \cdot 4_1 \cdot 3_4 \cdot 2_{12-4} = 24$ с 4-мя совпадающими скоростями. На приведенном фрагменте графика частот выдержаны все кинематические условия, при этом сократилось число кинематических элементов: валов, зубчатых колес.



6.4.4. «Контроль точности расчета».

Погрешности передаточных отношений передач приводят к отклонениям фактических частот вращения шпинделя от рекомендуемых значений, определяемых законом геометрической прогрессии. После расчета привода контроль соответствия фактического ряда частот стандартному осуществляется путем визуальной оценки погрешностей, зависящей от величины знаменателя ряда: $\Delta n = |10 \varphi - 1| \%$.

Номер частоты	Теоретич. ряд частот	действит. ряд частот	Отклонение от теор. %
1	31.500	31.724	0.71
2	40.000	40.116	0.29
.			
18	1600.0	1597.3	0.17
19	2000.0	1996.6	0.17
20	2500.0	2495.7	0.17
< Число частот Z = 20 >		< общ. отклонение: 3.46 >	



6.4.5. «Просмотр протокола».

Данная операция описана в предыдущем блоке и не нуждается в дополнительных разъяснениях. Состав протоколов приведен ниже. Полученную информацию необходимо сохранить в папке MSTAN каталога DOS_PROGRAMM с именем «Prot2.dat». Ответ.dat». Там же хранится первый рабочий файл, записанный после выхода из блока «Проектирование».

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ						
ГРУППА N1 – ременная передача						
Диаметры шкивов:						
ВЕДУЩЕГО D1 = 80.0						
ВЕДОМОГО D2 = 117.0						
Межосевое расстояние						
a = 159.28мм						
Ремень поликлиновый, сечение □						
Число клиньев 30						
Длина ремня 630.0						
Диаметр опор ведущего вала передачи, мм 20.00						
Угол обхвата 166.8						
ГРУППЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ						
Обобщенная характеристика групп зубчатых передач						
Группа N	Сум. зубьев пары колес	Модуль зацеплен.	Межос. расст.	Ширина колес	Допуст. кр. момент	Миним. диам. опор
2	81.00	2.500	100.00	18.00	33.075	25.00
3	51.00	5.000	127.50	15.00	52.500	25.00
4	96.00	3.000	142.50	24.00	105.00	40.00
5	104.0	5.000	260.00	31.36	264.60	50.00
13	60.00	2.500	75.000	15.00	26.460	25.00
Допустимый крутящий момент на выходном валу...Нм...1050.00						
Наименьший диаметр опор выходного вала.....мм.....65.00						
Сумма межосевых расстояний 705.00 мм						
Внимание: выход за ограничение по ширине ступиц						
Характеристика материалов зубчатых колес						
Группа N	Марка	Терм. обработка	Твердость HB, HRC			
2	сталь 40ХН	ТВЧ зубьев	HRC 45..53			
3	сталь 40Х	ТВЧ зубьев	HRC 45..53			
4	сталь 40ХН	ТВЧ зубьев	HRC 45..53			
5	сталь 40ХН	ТВЧ зубьев	HRC 45..53			
13	сталь 40ХН	ТВЧ зубьев	HRC 45..53			



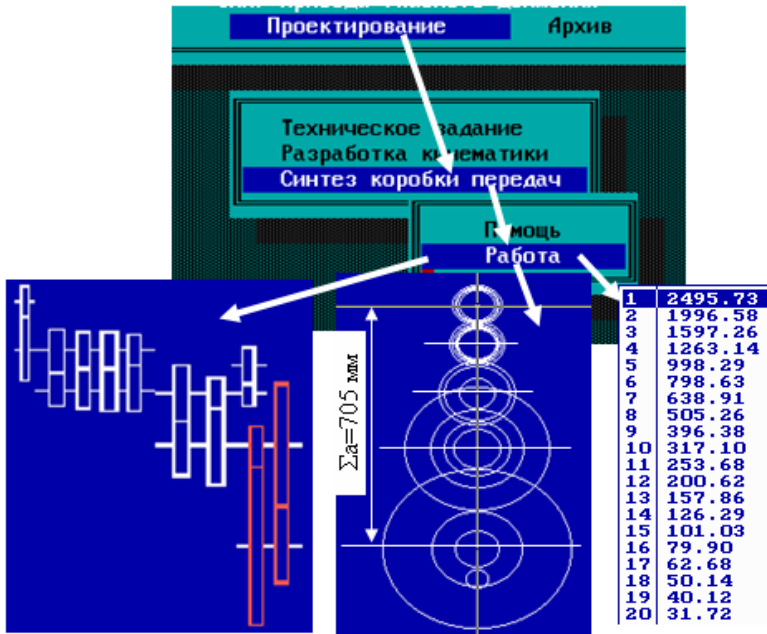
Оборудование машиностроительных производств

Основные геометрические размеры зубчатых колес							
Группа N	Числа зубьев		Угол наклона	Диаметры колес		Сумм. коэф. смещения	Масса пары
	ведущ.	ведом.		ведущ.	ведом.		
2	45.0	36.0	0.0000	112.50	90.000	-0.476	4.522
	40.0	40.0	0.0000	100.00	100.00	0.0000	4.411
	36.0	45.0	0.0000	90.000	112.50	-0.476	4.522
	31.0	49.0	0.0000	77.500	122.50	0.0000	4.411
3	17.0	34.0	0.0000	85.000	170.00	0.0000	5.975
4	48.0	48.0	0.0000	144.00	144.00	-0.480	12.19
	27.0	68.0	0.0000	81.000	204.00	0.0000	11.94
5	21.0	83.0	0.0000	105.00	415.00	0.0000	51.96
	64.0	40.0	0.0000	320.00	200.00	0.0000	51.96
13	40.0	20.0	0.0000	100.00	50.000	0.0000	2.068
Суммарная масса колес							153.96 кг
Внимание: выход за ограничение по диаметру колеса							

Скоростная характеристика привода			
Допуст.отклонение:		3.46 %	Число частот Z = 20
Номер частоты	Теоретич. ряд частот	Действит. ряд частот	Отклонение от теор. %
1	31.500	31.724	0.71
2	40.000	40.116	0.29
3	50.000	50.144	0.29
4	63.000	62.681	0.51
5	80.000	79.898	0.13
• • • • •			
17	1250.0	1263.1	1.05
18	1600.0	1597.3	0.17
19	2000.0	1996.6	0.17
20	2500.0	2495.7	0.17

7. Синтез коробки скоростей.

Результаты проектирования используются для визуализации схем развертки и свертки (раскатки) разрабатываемой коробки скоростей привода станка. Составляющие привод зубчатые колеса на схемах имеют реальные с учетом принятого масштаба размеры, что дает представление об их истинных размерах и существенно упрощает процесс конструирования коробки. В частности, для рассматриваемого варианта размеры продольного и поперечного сечений коробки скоростей можно установить, привязав их к схемам развертки и раскатки. В данном случае развертка позволила установить требуемую длину коробки, а раскатка – ее



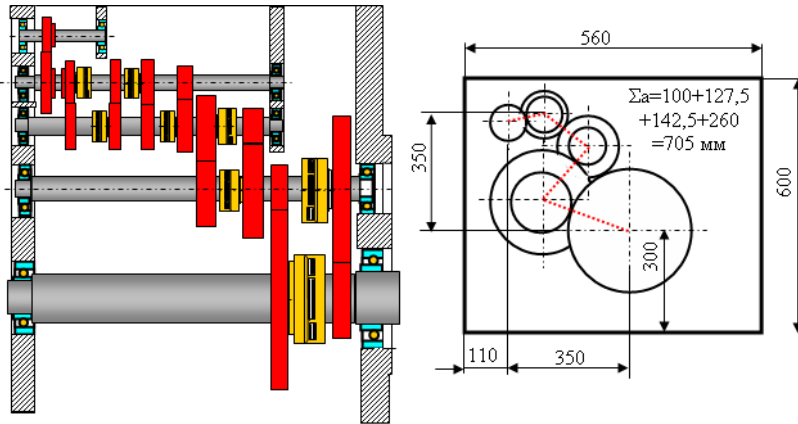
поперечные размеры. При заданных размерах коробки полученные схемы можно вписать в пределы заданных границ.

На приведенном ниже рисунке приведены схемы развертки и свертки (раскатки) коробки скоростей токарного станка, детали которой имеют реальные (с учетом масштаба) размеры, полученные в процессе проектирования привода. До выполнения коррекции расположения групповых передач и зубчатых колес предва-



Оборудование машиностроительных производств

нительно на коробке скоростей необходимо задать координаты расположения осей входного и выходного валов.



8. Особенности проектирования приводов с многоскоростными и регулируемыми двигателями.

8.1. Электропривод станка с двухскоростным двигателем

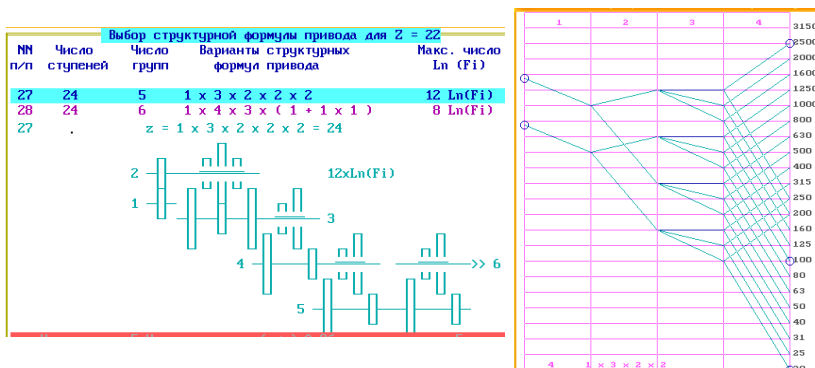
8.1.1. Выбор электродвигателя.

Скриншот программного интерфейса для выбора электродвигателя. В меню "Техническое задание" выбран пункт "Электродвигатель". В подменю "Скорости" выбран пункт "Асинхронные двухскоростные".

типоразмер двигателя	мощность кВт	частота об/мин	ток статора А при U=380 В	КПД %
4A100S8/4Y3	1.00/1.70	700./1430	3.67/3.72	68/80
4A162S8/4Y3	6.00/9.00	740./1460	12.0/17.7	76/84
-> 4A160M8/4Y3	9.00/13.0	730./1460	25.1/25.1	79/86
4A180M8/4Y3	13.0/18.0	730./1455	30.8/34.2	84/87



8.1.2. Выбор структурной формулы и построение графика частот вращения



8.1.3. Анализ полученного результата.

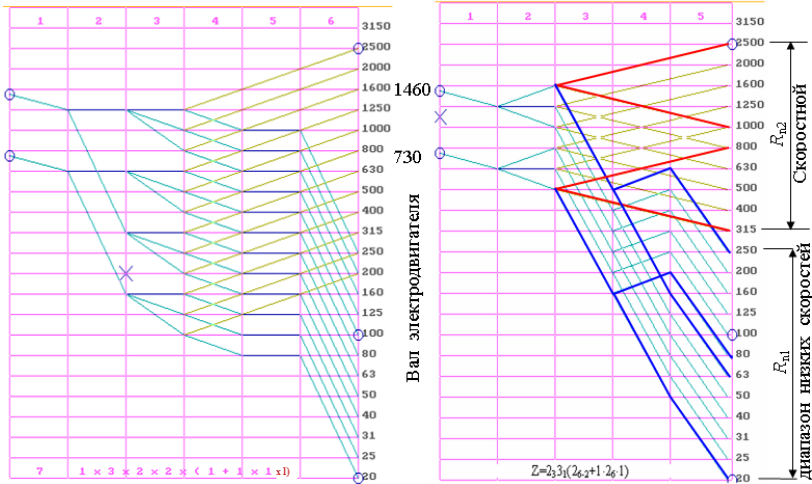
Выбранная структурная формула привода на 22 ступени скорости имеет вид $Z=23\cdot 26\cdot 31\cdot 212\cdot 2$. Электродвигатель, как первая переборная группа, имеет характеристику 3, т.к. при переключении скорости последняя изменяется вдвое ($\varphi^3=3$, где 3—число передач в основной группе). Применение двухскоростного электродвигателя позволило сократить число групповых передач и уменьшить число валов. Однако в 4-й группе передаточное отношение $i=0,2$, что меньше допустимого значения $i=0,25$. Удовлетворительное решение может быть получено, если принять диапазон регулирования скорости в пределах 25 .. 2500 с числом ступеней $Z = 21$.

В случае, когда диапазон регулирования требуется сохранить, необходимо перейти к другому решению. Имеющуюся в базе структурную формулу $Z=1\cdot 3\cdot 2(1+1\cdot 1\cdot 1)$ приведем к виду: $Z=1\cdot 23\cdot 26\cdot 31(1+1\cdot 1\cdot 1)$. Ниже представлен график частот, построенный в соответствии с данной формулой (на левом рисунке).

Применение новой структуры позволяет сохранить заданный диапазон скорости и обеспечить принятые технические ограничения передаточных отношений передач. Дополнительно можно поменять местами 2-ю 3-ю группы и сократить длину скоростной кинематической цепи, начав ее со 2-го вала.. График частот для этого случая приведен на правом рисунке (см. ниже).



8.2. Электропривод станка с бесступенчатым регулированием скорости



8.2.1. Выбор электродвигателя.

Техническое задание

Ра Си

Помощь

Станок – прототип

Электродвигатель

Техни

Скоро

Модул

Межос

Ширин

Диаме

Асинхронные односкоростные

Асинхронные двухскоростные

Постоянного тока на 220 В

Постоянного тока на 440 В

типоразмер двигателя	мощность кВт	напряж. якоря, U	ток якоря, А	КПД %	ном. част. об/мин
4ПФ132М	30.0	440	78.9	86.3	2300
4ПФ132М	22.0	440	59.3	83	1600
→ 4ПФ132М	11.0	440	30.0	80	1090
4ПФ132М	8.50	440	24.8	75	800.

Выбран двигатель постоянного тока с двухзонным регулированием: с постоянной мощностью и с постоянным моментом (частоты соответственно выше и ниже номинальной).

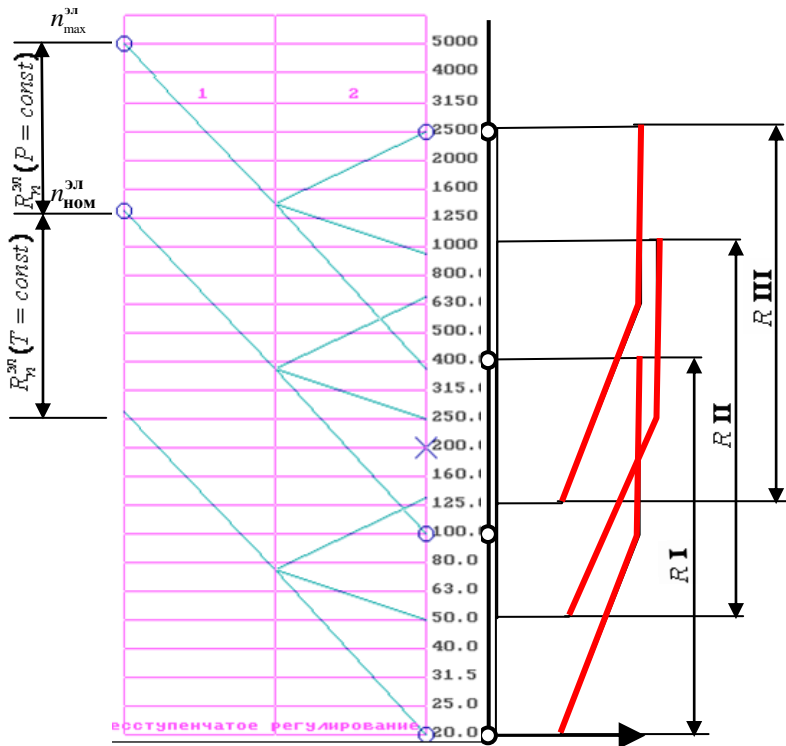


8.2.2. Выбор структурной формулы и построение графика частот вращения.

Структурная формула механической части привода: $Z=1-3_4$.
 Число передач принято равным 3 с целью обеспечения работы с полной мощностью на частотах выше 100 об/мин.

Выбор структурной формулы привода для $Z = 22$

NN п/п	Число ступеней	Число групп	Варианты структурных формул привода	Макс. число $\text{Ln}(Fi)$
41	36	5	$1 \times 3 \times 3 \times 2 \times 2$	18 $\text{Ln}(Fi)$
42	36	7	$1 \times 3 \times 3 \times 2 \times (1 + 1 \times 1)$	9 $\text{Ln}(Fi)$
43			бесступенчатое регулирование	1 $\text{Ln}(Fi)$
44			бесступенчатое регулирование	1 $\text{Ln}(Fi)$
45			бесступенчатое регулирование	1 $\text{Ln}(Fi)$





8.2.3. Анализ полученного результата.

Разработанный график частот вращения привода обеспечивает работу при номинальной мощности в диапазоне 100 .. 2500 об/мин. На меньших частотах работа возможна при постоянном крутящем моменте. При отсутствии средней передачи и, соответственно, 2-го диапазона переключения скорости в небольшой области регулирования возможна на пониженной мощности. Однако снижение мощности в данном случае невелико, поэтому целесообразно применить коробку скоростей с двумя передачами.

Следует учитывать, что в станках с числовым программным управлением с двигателями 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 потеря экономически выгодной скорости незначительна. Широко применяют структуры с перебором, позволяющие расширить общий диапазон регулирования и получить другие преимущества, свойственные этой структуре.