

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. В. Шестернинов

**КИНЕМАТИКА ПРИВОДОВ
ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Учебное пособие
к курсовому проектированию

Ульяновск
УлГТУ
2017

УДК 621.9.06 (075)
ББК 34.63-5 я73
Ш 51

Рецензенты:

Доктор техн. наук, проф. кафедры «Авиационная техника» УИ ГА им. Главного маршала авиации Б.П.Бугаева, Антоненц И.В.

Канд. техн. наук, генеральный директор ООО «МИКРО», Игонин Г.А.

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Шестернинов, Александр Владимирович

Ш 51 Кинематика приводов главного движения металлорежущих станков : учебное пособие к курсовому проектированию / А.В. Шестернинов. – Ульяновск : УлГТУ, 2017. – 83 с.

ISBN 978-5-9795-1680-6

Пособие предназначено для бакалавров и магистров, обучающихся по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», выполняющих расчетно-графическую работу по курсу «Оборудование машиностроительных производств», а также курсовые проекты по дисциплинам «Металлорежущие станки» и «Методология проектирования технологического оборудования механических систем».

В нем изложены теоретические сведения, необходимые для разработки или модернизации как ступенчатых, так и бесступенчатых приводов главного движения металлорежущих станков. Приведена классификация приводов и их особенности, сформулированы требования для выполнения разработок; на конкретных примерах изложены методики кинематического расчета приводов различных типов и назначения.

Работа подготовлена на кафедре «Металлорежущие станки и инструменты».

**УДК 621.9.06 (075)
ББК 34.63. 5я73**

ISBN 978-5-9795-1680-6

© Шестернинов А.В., 2017
© Оформление, УлГТУ, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ИСХОДНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КИНЕМАТИКИ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ	6
1.1. Цель модернизации	6
1.2. Сведения по базовому станку	8
1.3. Обзор технических характеристик станков-аналогов	9
2. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТЕЙ	11
2.1. Основные сведения	11
2.2. Задание и требования для модернизации кинематики ступенчатого привода	16
2.3. Приводы множительной структуры и построение графика частот вращения	17
2.4. Приводы сложной структуры и построение графика частот вращения	23
2.5. Определение диаметров шкивов и чисел зубьев шестерен	28
2.6. Разработка кинематической схемы ступенчатого привода	33
2.7. Контрольные вопросы	36
3. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТЕЙ	37
3.1. Основные сведения	37
3.2. Задание и требования для разработки кинематики бесступенчатого привода	40
3.3. Элементы зубчатых зацеплений	42
3.4. Определение межосевых расстояний в базовом приводе	48
3.5. Условия сохранения межосевых расстояний в модернизируемом приводе	51
3.6. Тип и характеристики регулируемого электродвигателя	54
3.7. Построение графика частот вращения привода	

с бесступенчатым регулированием	57
3.8. Определение кинематических параметров и построение кинематической схемы	66
3.9. Построение графика мощности на шпинделе	73
3.10. Контрольные вопросы	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	79
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Карта технических характеристик приводов главного движения станков-аналогов	81
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Нормальный ряд чисел в станкостроении (нормаль Н11-1)	82
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	83

ВВЕДЕНИЕ

Металлорежущие станки в рамках направления «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (15.03.05 – бакалавриат и 15.04.05 – магистратура) изучаются в трех дисциплинах: «Оборудование машиностроительных производств» (ОМП); «Металлорежущие станки» (МРС); «Методология проектирования технологического оборудования механических систем» (МПТОМС).

В первой – ОМП, предусмотрено выполнение расчетно-графической работы (РГР), во второй – МРС и третьей – МПТОМС необходима разработка самостоятельных курсовых проектов.

В рамках РГР и курсового проекта по МРС обычно выполняется модернизация кинематики главных приводов универсальных станков отечественного производства путем изменения их скоростных характеристик. При этом скоростные характеристики модернизируемого привода базового станка не должны уступать аналогичным параметрам современных станков ведущих зарубежных и отечественных фирм.

При выполнении курсового проекта по дисциплине МПТОМС объектами разработок являются специализированные станки или станки с ЧПУ, которые требуют модернизации.

В настоящем пособии изложены методики разработки кинематики приводов главного движения как со ступенчатым, так и бесступенчатым регулированием частот вращения шпинделя. Следует отметить, что приводы с бесступенчатым (плавным) регулированием, широко используемые в станках с ЧПУ, все чаще применяются и в универсальных станках общего назначения. Замена ступенчатых приводов на бесступенчатые особенно выгодна при модернизации средних и тяжелых станков, срок службы которых исчисляется десятилетиями.

Весьма актуальна и задача модернизации приводов в отечественных станках с ЧПУ, оснащенных устаревшими электродвигателями постоянного тока. Замена электродвигателей постоянного тока на регулируемые асинхронные двигатели совместно с усовершенствованием механики привода, позволит реализовать качественно новые параметры и скоростные характеристики станка.

Следуя наметившимся тенденциям в практике станкостроения, общим требованием при модернизации является сохранение формы и размеров корпусных узлов базовых станков, в которых должны быть размещены элементы механики приводов с измененными параметрами. При разработке кинематики это означает, что компоновка, структура и количество валов в модернизируемом приводе должны остаться такими же, как и в базовом станке.

При подготовке пособия основное внимание было уделено рассмотрению примеров модернизации кинематики приводов станков общего назначения, которые являются предметом разработок при выполнении РГР и курсового проекта по МРС. Кроме того, в пособии содержится достаточный объем информации, который позволяет выполнять совершенствование приводов различных типов станков, в том числе и с ЧПУ, и решать разные постановочные задачи в рамках курсового проекта по дисциплине МПТОМС.

1. ИСХОДНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КИНЕМАТИКИ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

1.1. Цель модернизации

Выполнение расчетно-графической работы и курсовых проектов по дисциплинам, обозначенных во введении, преследует общую цель, которая заключается в модернизации главного привода базового

станка путем изменения в лучшую сторону его скоростных характеристик. Как правило, это расширение диапазона регулирования частот вращения шпинделя и повышение быстроходности. Очевидно, что такой привод позволит повысить производительность и улучшить технико-экономические показатели станка в целом.

В РГР по ОМП решаются задачи по модернизации кинематики привода главного движения универсального станка. Эта модернизация выполняется в двух вариантах:

1. Разработка кинематики ступенчатого привода аналогичного базовому, но с измененными скоростными характеристиками.

2. Разработка кинематики привода с бесступенчатым изменением скоростей на основе использования асинхронного регулируемого электродвигателя.

Разработка кинематики ступенчатого привода по первому варианту, как альтернатива базовому, выполняется в основном с учебной целью, позволяющей усвоить общую методику построения графиков частот вращения и кинематических схем. В этой части работы не предусматривается разработка технического проекта ступенчатого привода (сборочных чертежей) на основе выполненных кинематических расчетов, графиков и схем.

Напротив, разработка бесступенчатого варианта кинематики предполагает выполнение на ее основе реального технического проекта в виде сборочных чертежей узлов привода главного движения. Эти чертежи будут разрабатываться в рамках курсового проекта по МРС и, в дальнейшем, будут представлены в выпускной квалификационной работе бакалавров.

Курсовой проект, выполняемый по дисциплине МПТОМС, по своим целям и задачам подобен разработкам приводов с бесступенчатым регулированием, осуществленных в рамках курсов ОМП и МРС. Однако в этих проектах объектами для модернизации являются не

универсальные станки, а станки с ЧПУ отечественного производства, оснащенные устаревшими бесступенчатыми приводами главного движения. Кроме этого, в рамках вышеуказанного курсового проекта обновлению приводов могут подвергаться тяжелые и специализированные станки. Необходимость оснащения таких станков бесступенчатыми приводами, имеющими повышенную мощность и быстроходность, обусловлено появлением в последние годы новых инструментальных материалов, позволяющих существенно интенсифицировать режимы резания.

1.2. Сведения по базовому станку

Для модернизации привода главного движения базового станка, указанного в задании, необходимы следующие материалы:

- паспорт станка;
- сборочные чертежи узлов привода главного движения базового станка;
- интернет-ресурсы;
- учебная и справочная литература.

Основные сведения по базовому станку должны включать:

1. Назначение и краткое описание станка.
2. Внешний вид станка (фотография или рисунок).
3. Таблицу с техническими характеристиками привода главного движения.
4. График частот вращения привода главного движения и **его описание**.
5. Кинематическую схему привода главного движения и **ее описание**.

График и кинематическая схема должны быть оформлены согласно требованиям стандартов ЕСКД (см. пример оформления на рис. 2.6).

Данный раздел помещается в первой части расчетно-пояснительной записки работы или проекта.

1.3. Обзор технических характеристик станков-аналогов

В этом разделе приводятся основные сведения и технические характеристики приводов главного движения современных станков, выпускаемых ведущими отечественными и зарубежными станкостроительными фирмами. На основе полученной информации составляются или уточняются исходные данные, указанные в задании на выполнение РГР или курсового проекта. Эти данные должны иметь параметры, не уступающие характеристикам конкурентоспособных станков, рассмотренных в обзоре.

Основным источником информации при составлении обзора являются интернет-ресурсы, паспорта станков, а также любые другие носители информации.

Требования к рассматриваемым в обзоре станкам-аналогам

1. При выполнении обзора необходимо рассматривать только станки-аналоги, то есть станки по конструкции, типоразмерам и назначению подобные базовому (указанному в задании). Например, если базовый универсальный вертикально-фрезерный станок имеет консольную компоновку, то необходимо рассматривать только универсальные вертикальные консольно-фрезерные станки и совершенно недопустимо в этом случае описывать в обзоре вертикальные бесконсольно-фрезерные.

2. В обзоре приводятся только те модели станков, у которых основной характерный размер (табл. 1.1) строго соответствует базовому (в крайнем случае отклоняется от него не более чем на 10%).

3. В рамках выполнения РГР по ОМП и курсового проекта по МРС рассмотрению подлежат только универсальные станки со ступенчатым регулированием скоростей. Станки с ЧПУ для этих работ в обзоре не рассматриваются.

4. При выполнении курсового проекта по дисциплине МПТОМС рассмотрению подлежат станки разных типоразмеров и назначения. Обычно это специализированные станки, станки тяжелого машиностроения и станки с ЧПУ.

Таблица 1.1

Основные характерные размеры различных типов универсальных станков

№	Типы станков	Основные характерные размеры, мм
1	Токарные и токарно-винторезные	Наибольший диаметр заготовки – D (определяет высоту центров станка $H = D / 2$)
2	Токарно-револьверные для прутковых работ	Наибольший диаметр прутка – $d_{пр}$
3	Токарно-револьверные для патронных работ	Наибольший диаметр заготовки – D
4	Токарно-карусельные	Наибольший диаметр заготовки – D
5	Вертикально-сверлильные и радиально-сверлильные	Наибольший диаметр сверления – $d_{св}$
6	Горизонтально-расточные	Наибольший диаметр выдвижного шпинделя – $d_{шп}$
7	Горизонтальные консольно-фрезерные	Ширина стола – B
8	Вертикальные консольно-фрезерные	Ширина стола – B
9	Вертикальные бесконсольно-фрезерные	Ширина стола – B
10	Продольно-фрезерные	Ширина стола – B

Общие требования к обзору и карте технических характеристик

Обзор должен включать рассмотрение технических характеристик не менее 4...6 моделей станков-аналогов, изготавливаемых зарубежными и отечественными фирмами (заводами, концернами и т. п.). Описание одного станка не должно занимать более одной страницы, а общий объем обзора не должен превышать пяти – шести страниц машинописного текста.

В конце обзора приводится сводная карта технических характеристик привода главного движения станков-аналогов, составленная в виде таблицы (прил.А). Первую строку в карте должна занимать информация по базовому станку (прототипу), которая заимствуется из подраздела 1.2. Остальные строки заполняются на основе обзора характеристик станков-аналогов.

В пятом столбце таблицы вместо общего названия «Основной характерный размер» записывается его конкретное наименование, которое приведено в табл. 1.1. Например : Ширина стола – В, Наибольший диаметр сверления – $d_{св}$ и т. п.

В девятом столбце указывается диапазон регулирования частоты вращения шпинделя, определяемый как $R = n_{max} / n_{min}$.

2. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТЕЙ

2.1. Основные сведения

Приводы главного движения со ступенчатым регулированием частот вращения шпинделя широко применяются для универсальных станков общего назначения [1]. Источником движения в них чаще

всего является односкоростной (реже двух или трех скоростной) электродвигатель, а механическая часть состоит из постоянных и групповых передач (рис. 2.1,а).

Постоянные передачи (ременная – i_1 , зубчатая – i_2) служат для редуцирования (понижения) частот вращения и формирования пространственной компоновки привода в станке.

Групповые передачи $P1 = 2$ и $P2 = 3$, образующие коробку скоростей, обеспечивают требуемое число частот вращения шпинделя.

В примере на рис. 2.1 число скоростей (частот вращения) коробки скоростей равно $Z = P1 \cdot P2 = 2 \cdot 3 = 6$.

Ряд частот вращения шпинделя строится по геометрической прогрессии:

$$n_1 = n_{\min}; \quad n_2 = n_1 \cdot \varphi; \quad n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2; \quad n_4 = n_3 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^3 \text{ и т. д.}$$

В общем виде:

$$n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}, \quad (2.1)$$

где n_z – искомая частота вращения шпинделя; $n_1 = n_{\min}$ – минимальная частота вращения; φ – знаменатель геометрической прогрессии; Z – ступень искомой частоты вращения.

Знаменатель геометрического ряда φ имеет стандартные значения: 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2. Ряды частот вращения также стандартизированы и их нормированные числа приведены в прил. Б.

Диапазон регулирования частот вращения в приводе определяется по формуле

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}. \quad (2.2)$$

Число ступеней частот вращения в приводе при известных R и φ может быть определено как

$$z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} + 1. \quad (2.3)$$

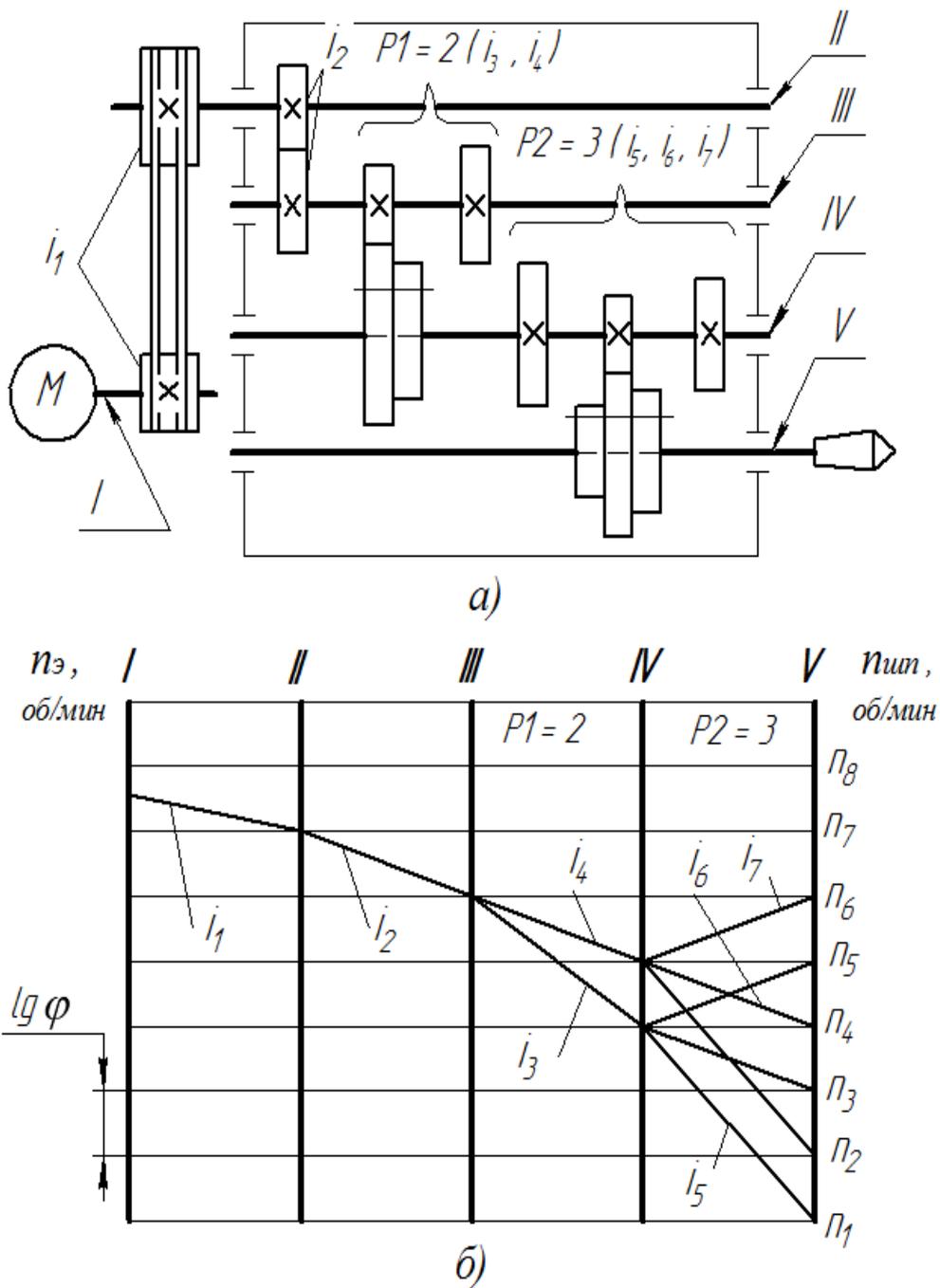


Рис. 2.1. Ступенчатый привод главного движения множительной структуры: а – кинематическая схема; б – график частот вращения

Возможные значения частот вращения шпинделя при всех включениях блоков шестерен удобно изображать с помощью графика частот вращения (рис. 2.1,б). Валы привода условно изображают вертикальными линиями, а частоты вращения валов – горизонтальными

линиями. Расстояние между горизонтальными линиями одинаково и равно $\lg\Phi$, так как график построен в логарифмическом масштабе. Лучи, исходящие из одной точки и соединяющие два соседних вала, соответствуют передаточным отношениям отдельных передач. Один луч – одиночная ременная i_1 или зубчатая i_2 передачи; два луча – двойной блок шестерен ($P1 = 2$), реализующий передаточные отношения i_3, i_4 ; три луча – тройной блок ($P2 = 3$), обеспечивающий при переключениях передаточные отношения i_5, i_6 и i_7 .

Численное значение передаточных отношений, изображаемых лучами на графике, проще всего определять отношением частоты вращения ведомого вала к частоте вращения ведущего. Например:

$$i_1 = n_7 / n_3, \dots i_3 = n_4 / n_6, \dots i_7 = n_6 / n_5 = n_5 / n_4.$$

Следует понимать, что параллельные лучи на графике определяют одно и то же передаточное отношение. Например, на рис. 2.1,б каждое из передаточных отношений i_5, i_6, i_7 определяется двумя параллельными лучами.

Передаточные отношения частот вращения между соседними валами также могут быть найдены, если известны числа зубьев сопрягаемых колес z или их диаметры d (рис. 2.2,а). Для ременных передач передаточные отношения могут быть определены отношением диаметров шкивов D (рис. 2.2,б).

Компоновка главного привода в станках может быть совмещенной и разделенной. **При совмещенном приводе** (рис. 2.3, а, б) коробка скоростей (КС) располагается в корпусе шпиндельной бабки (ШБ). **При разделенной компоновке** (рис. 2.3, в) коробка скоростей монтируется в отдельном корпусе, а шпиндель – в корпусе шпиндельной бабки.

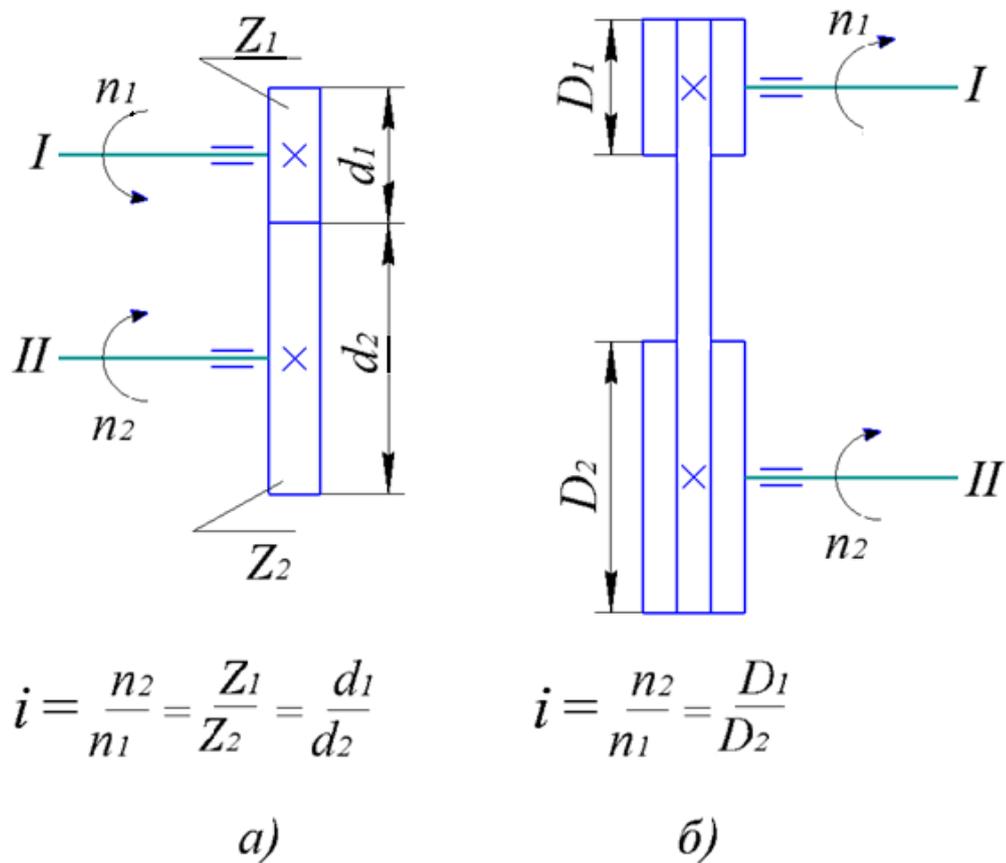


Рис. 2.2. Кинематические схемы передачи привода:
а – зубчатой; б – ременной

Структура главного привода в станках подразделяется на два типа: множительную и сложенную.

При множительной структуре групповые передачи соединяются последовательно, и число частот вращения шпинделя определяется как произведение чисел групповых передач в отдельных группах $Z = 2 \cdot 3 = 6$ (см. рис. 2.1).

При сложенной структуре (подробнее см. п. 2.4) общее число частот вращения шпинделя Z определяется как сумма частот вращения двух множительных структур:

$$Z = Z_1 + Z_2. \quad (2.4)$$

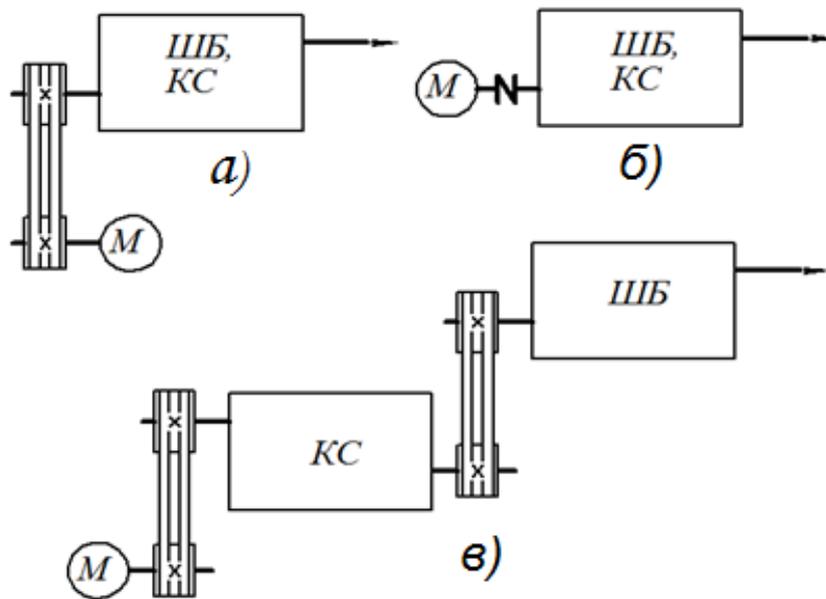


Рис. 2.3. Варианты компоновок приводов главного движения в станках:
а, б – совмещенные; *в* – разделенные

2.2. Задание и требования для модернизации кинематики ступенчатого привода

Разработка новой кинематики ступенчатого привода взамен базового варианта выполняется только в рамках РГР по курсу ОМП. Исходными данными для модернизации ступенчатого привода, указанными в задании, являются:

$n_{\text{шп}}^{\min}$ – минимальная частота вращения шпинделя, об/мин;

$n_{\text{шп}}^{\max}$ – максимальная частота вращения шпинделя, об/мин (иногда в задании не указывается);

Z – число ступеней частот вращения шпинделя (может задаваться в виде структурной формулы);

Φ – знаменатель геометрической прогрессии;

n_3 – частота вращения нерегулируемого асинхронного электродвигателя, об/мин (для двухскоростных двигателей частоты вращения указываются в виде дроби).

При модернизации привода главного движения конкретного станка в ступенчатом варианте [2, 3] необходимо стремиться к сохранению конструктивных параметров базовых корпусов, в которых будут монтироваться все элементы привода (валы, подшипники, шестерни и т. п.). Такое требование продиктовано технико-экономическими соображениями и необходимостью присоединения корпусных узлов привода с измененными скоростными характеристиками к базовым элементам станка (станине, стойке, траверсе и т. п.)

Поэтому уже на этапе разработки новой кинематики ступенчатого привода необходимо оставить неизменными:

1. Компоновку и структуру привода (см. п. 2.1);
2. Количество валов в приводе.

Следует отметить, что полное сохранение конфигурации и размеров базовых корпусов привода возможно только при выполнении еще одного важного требования: расстояния между осями валов в модернизируемом приводе должны быть такими же, как и в базовом. Однако это требование при разработке новой кинематики ступенчатого привода допускается не выполнять ввиду высокой сложности задачи и отсутствия необходимости разработки технического проекта привода на ее основе.

2.3. Приводы множительной структуры и построение графика частот вращения

Множительные (простые) структуры включают ряд последовательно соединенных групповых передач 1, 2, 3, ... К с соответствующими числами передач $P_1, P_2, P_3, \dots, P_K$. Упрощенная структурная формула такого привода записывается в виде [4]

$$z = P_0 \cdot P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_K, \quad (2.5)$$

где Z – общее количество ступеней частот вращения в приводе; $P_э$ – число скоростей нерегулируемого электродвигателя, который может быть односкоростным ($P_э = 1$), двухскоростным ($P_э = 2$) и т. д.

Например, для $Z = 12$ (рис. 2.4) упрощенную структурную формулу при односкоростном двигателе обычно представляют в виде

$$Z = 12 = P_э \cdot P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 = 1_э \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2.$$

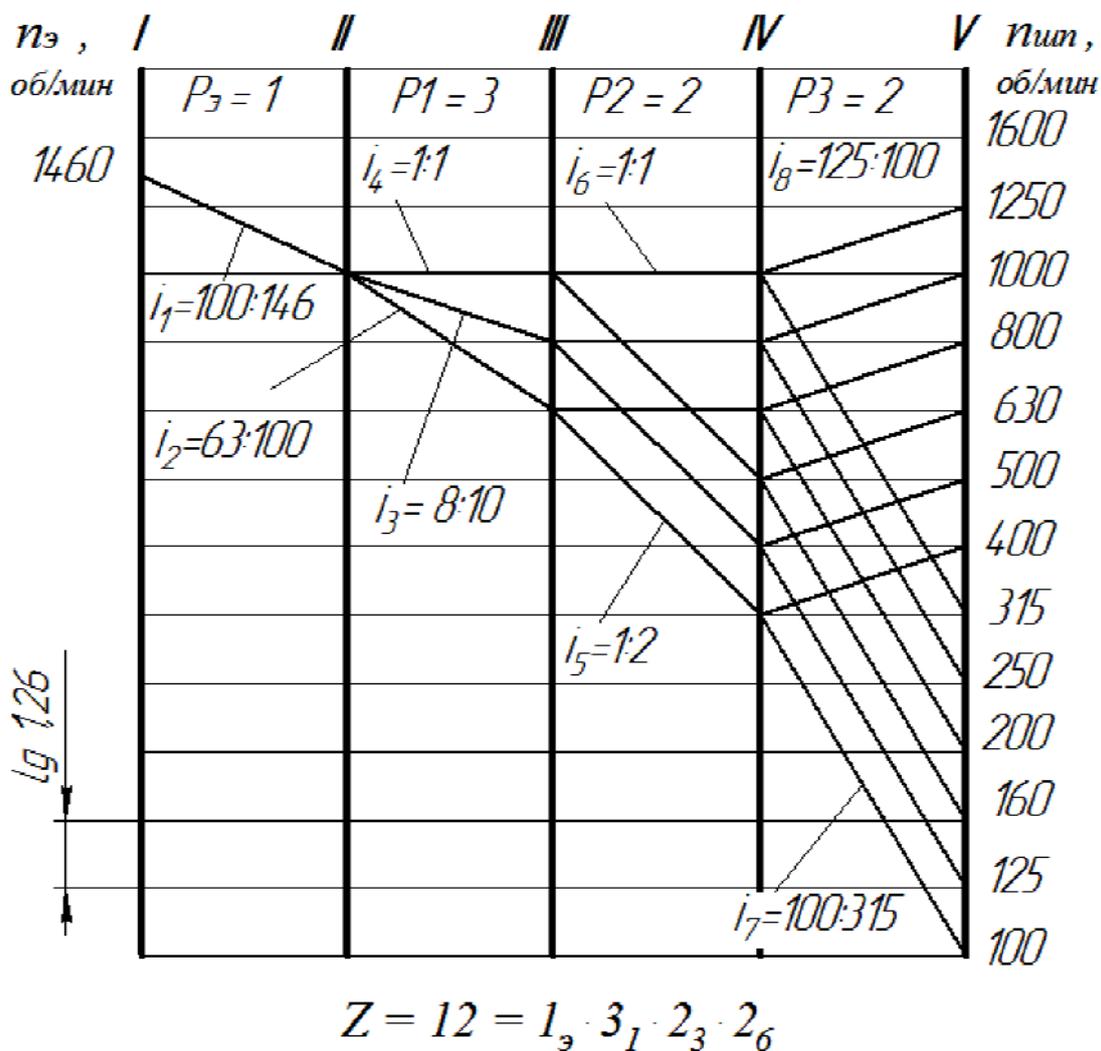


Рис. 2.4. График частот вращения валов модернизированного привода станка мод. ...

Полная структурная формула для этого же примера запишется в виде

$$z = 12 = P_9 \cdot P1_{X1} \cdot P2_{X2} \cdot P3_{X3}, \quad (2.6)$$

где $X1, X2, X3$ – характеристики множительных групп (групповых передач).

Характеристики показывают, сколько интервалов при построении графиков должно быть заключено между двумя соседними лучами, исходящими из одной точки. В классических веерообразных структурах характеристика множительной группы определяется числом передач, предшествующих данной множительной группе, причем для первой групповой передачи $P1$ характеристика $X1 = 1$.

Для привода с $z = 12$ полная структурная формула при односкоростном двигателе будет представлена как (см. рис. 2.4)

$$z = 12 = P_9 \cdot P1_{X1} \cdot P2_{X2} \cdot P3_{X3} = 1_9 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6.$$

Здесь $X1 = 1$ по определению; $X2 = P_9 \cdot P1 = 1_9 \cdot 3 = 3$; характеристика $X3 = P_9 \cdot P1 \cdot P2 = 1_9 \cdot 3 \cdot 2 = 6$.

При двухскоростном двигателе ($n_9 = 2860 / 1430$ об/мин) полная структурная формула для привода с $z = 12$ будет иметь следующий вид (рис. 2.5, а):

$$z = 12 = P_9 \cdot P1_{X1} \cdot P2_{X2} = 2_9 \cdot 3_1 \cdot 2_6,$$

а при трехскоростном электродвигателе

$$n_9 = 2860 / 1430 / 715 \text{ об/мин (рис. 2.5, б):}$$

$$z = 12 = P_9 \cdot P1_{X1} \cdot P2_{X2} = 3_9 \cdot 2_1 \cdot 2_6.$$

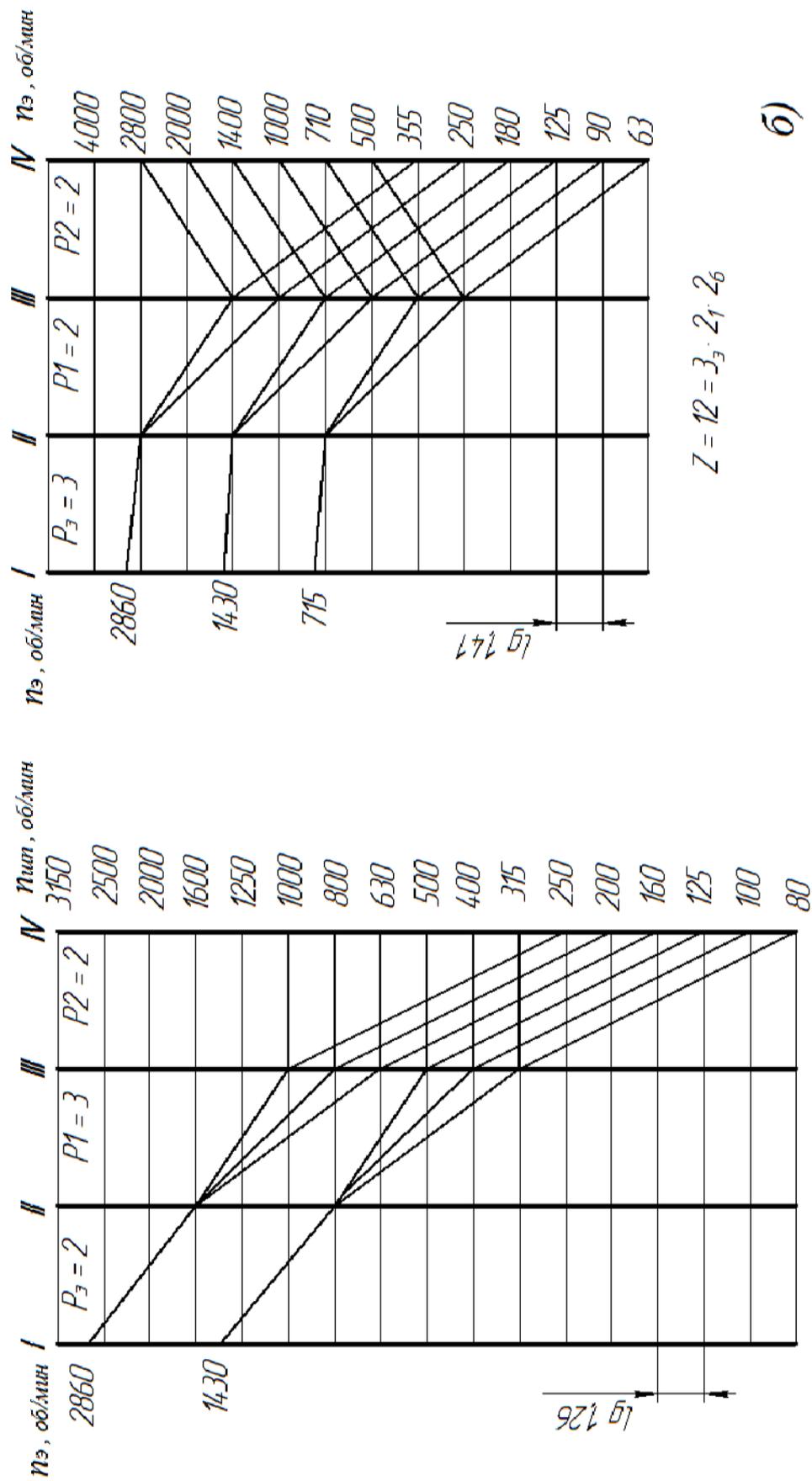


Рис. 2.5. Примеры графиков частот вращения: а – с двухскоростным двигателем; б – с трехскоростным двигателем

Построение графика частот вращения привода множительной структуры

Перед построением графика частот вращения необходимо проанализировать график и кинематическую схему базового станка, которые должны быть представлены и описаны в подразделе 1.2.

Предположим, что привод **базового** станка совмещенный (см. рис. 2.1), имеет множительную структуру $Z = 2 \cdot 3 = 6$, $\varphi = 1,58$, $n_{\min} = 100$ об/мин, ; $n_3 = 2000$ об/мин; количество валов равно 5; передача вращения от электродвигателя на коробку скоростей осуществляется ременной передачей.

Численные же значения исходных параметров для его модернизации указаны в задании и имеют следующие значения: $Z = 12$; $\varphi = 1,26$; $n_{\min} = 100$ об/мин; $n_3 = 1460$ об/мин.

При построении нового графика (рис. 2.4) целесообразно придерживаться нижеприведенной последовательности.

1. Записывается полная структурная формула привода (см. формулу 2.6):

$$Z = 12 = P_3 \cdot P1_{x1} \cdot P2_{x2} \cdot P3_{x3} = 1_3 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6.$$

2. При известных $\varphi = 1,26$ и $n_{\min} = 100$ об/мин выписывается стандартный ряд частот вращения шпинделя (см. прил. Б): 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600. Количество выписанных чисел ряда должно быть не менее 12 (т. к. $Z = 12$), и в то же время последняя выписанная частота должна перекрывать частоту вращения вала электродвигателя (т. е. $n_3 = 1460$ об/мин). В нашем случае выписано $12 + 1 = 13$ чисел.

3. На одинаковом расстоянии друг от друга проводятся вертикальные линии, число которых равно числу валов в приводе базового

станка (см. рис. 2.4). Все валы, начиная от электродвигателя, нумеруются римскими цифрами.

4. На расстоянии $lg 1,26$ друг от друга проводятся горизонтальные линии, количество которых равно числу выписанных частот вращения.

5. Против каждой горизонтальной линии на последнем валу (шпинделе) записываются соответствующие частоты вращения шпинделя. На первом валу наносится частота вращения электродвигателя $n_9 = 1460$ об/мин.

6. На построенной сетке графика наносится линия передаточных отношений минимальной редукции привода. Это самая нижняя линия на графике, лучи которой соединяют частоту вращения электродвигателя $n_9 = 1460$ об/мин с минимальной частотой вращения шпинделя $n_1 = 100$ об/мин. С целью минимизации габаритов привода эта линия $i_1 - i_2 - i_5 - i_7$ должна быть несколько выпуклой. **При этом передаточные отношения понижающих передач должны быть не менее $1/4$, т. е. $i_{\min} \geq 1/4$.** Значения передаточных отношений определяются путем деления частот вращения ведомого вала $n_{\text{вед}}$ на частоту ведущего – $n_{\text{ведущ.}}$. Например:

$$i_2 = n_{\text{вед}} / n_{\text{ведущ.}} = 630 / 1000 = 63 / 100; \quad i_8 = 1250 / 1000 = 125 / 100.$$

7. Далее, согласно полной структурной формуле, на графике наносятся лучи передаточных отношений всех других передач. **При этом передаточные отношения повышающих передач должны быть не более двух, т. е. $i_{\max} \leq 2$.** Сомножители в полной структурной формуле $Z = 12 = P_9 \cdot P1_{x1} \cdot P2_{x2} \cdot P3_{x3} = 1_9 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ показывают число лучей (передач), исходящих из одной точки, а индексы у сомножителей (характеристики групп) показывают, сколько интервалов должно быть заключено между соседними лучами.

Построенный график частот вращения является основой для определения чисел зубьев колес привода.

2.4. Приводы сложной структуры и построение графика частот вращения

Сложной называется структура многоскоростного привода, состоящая чаще всего из двух кинематических цепей передач, каждая из которых является обычной множительной структурой. Как уже отмечалось (см. формулу 2.4), общее число скоростей такого привода определяется как сумма чисел скоростей двух цепей.

На рис. 2.6 приведен пример привода сложной структуры с разделенной компоновкой. В нем 6 частот вращения от коробки скоростей ($3 \cdot 2 = 6$) передаются на шпиндель VII двумя путями:

- по короткой цепи напрямую, минуя вал VI (при включении кулачковой муфты влево и одновременном выводе из зацепления двух шестерен перебора на VI валу);
- по длинной цепи через перебор, как показано на схеме.

Общее число частот вращения, передаваемых на шпиндель, составляет

$$Z = Z_1 + Z_2 = 6 + 6 = 12.$$

Сложные структуры позволяют получать высокие скорости вращения шпинделя станка с помощью коротких кинематических цепей, а низкие скорости – по кинематическим цепям, длина которых определяется необходимыми редукцией и числом групп передач. Короткие цепи уменьшают потери мощности и повышают КПД станка, что особенно важно при высоких скоростях, когда потери мощности в каждой передаче, в каждой опоре резко возрастают. Более того, применением сложных структур достигается уменьшение числа зубчатых колес, упрощение конструкции, уменьшение габаритов и

металлоемкости коробки скоростей, появляется возможность беспрепятственной реализации раздельной компоновки привода.

Структурную формулу сложной структуры $Z = Z_1 + Z_2$ более подробно можно записать в виде [4]

$$Z = Z^0 + Z^0 \cdot Z' = Z^0 \cdot (1 + Z'), \quad (2.7)$$

где $Z^0 = Z_1$ – основная множительная структура с Z^0 степенями вращения; $Z^0 \cdot Z' = Z_2$ – дополнительная структура с Z' переборными степенями. Число переборных степеней Z' в большинстве станков находится в пределах 1...4.

Основная множительная структура при односкоростном двигателе представляется в виде

$$Z^0 = P1_{X1} \cdot P2_{X2} \cdot P3_{X3} \cdot \dots \quad (2.8)$$

Характеристики X_1, X_2, X_3, \dots в групповых передачах определяются также, как и для рассмотренных выше множительных структур.

Например, структурную формулу привода главного движения станка мод. 1К62 [5] с шестиступенчатой основной множительной структурой $Z^0 = 2_1 \cdot 3_2$ и двойным перебором $Z' = 2 \cdot 2$ можно представить как

$$Z = Z^0 + Z^0 \cdot Z' = (2_1 \cdot 3_2) + (2_1 \cdot 3_2) \cdot 2 \cdot 2 = 6 + 6 \cdot 4 = 30;$$

формула главного привода станка мод. 6Н81 [5] запишется в виде

$$Z = Z^0 + Z^0 \cdot Z' = (2_4 \cdot 4_1) + (2_4 \cdot 4_1) \cdot 1 = 8 + 8 = 16.$$

Построение графика частот вращения привода сложной структуры

Перед построением графика частот вращения необходимо тщательно проанализировать график и кинематическую схему базового станка, которые должны быть представлены в подразделе 1.2.

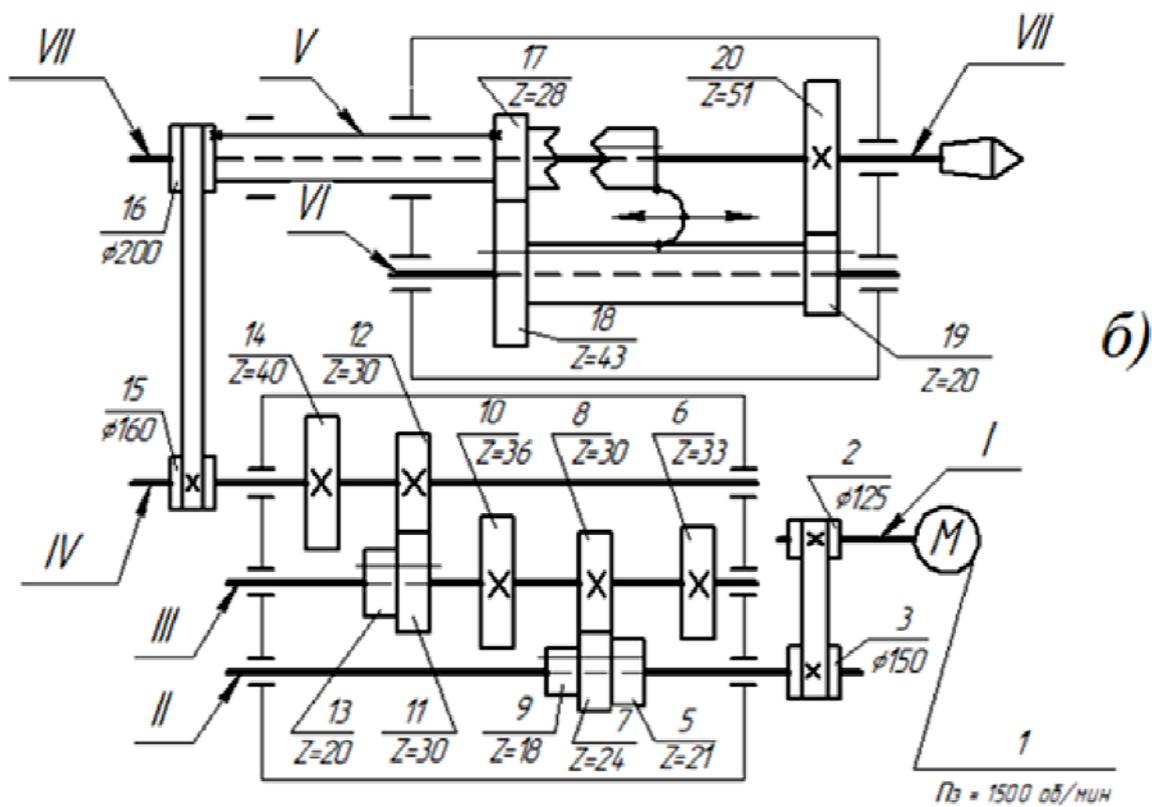
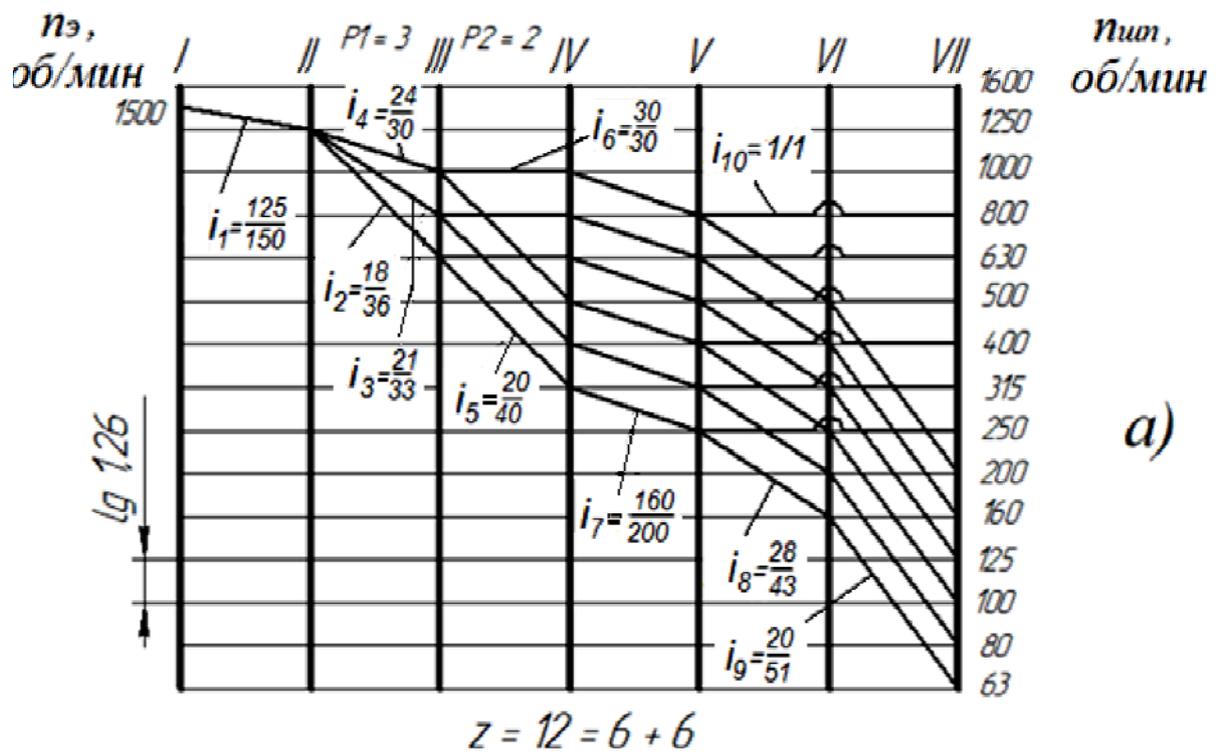


Рис. 2.6. Модернизированный привод главного движения станка мод. ... :
 а – график частот вращения; б – кинематическая схема

Предположим, что привод **базового** станка разделенный и выполнен подобно схеме, представленной на рис. 2.6,б; коробка скоростей с учетом электродвигателя содержит четыре вала и два двойных блока, $Z_{к.ск.} = 4 = 2 \cdot 2$; шпиндельная бабка имеет три вала и может передавать вращение напрямую и через перебор; характеристики предполагаемого базового привода имеют значения $Z = 8 = 2 \cdot 2 + 4$; $\varphi = 1,41$; $n_{\min} = 90$ об/мин; $n_9 = 1500$ об/мин; передача вращения от электродвигателя на коробку скоростей и от коробки к шпиндельной бабке передается ременными передачами.

Численные же величины исходных параметров, указанных в задании для модернизации привода, имеют следующие значения: $Z = 12 = 3 \cdot 2 + 6$; $\varphi = 1,26$; $n_{\min} = 63$ об/мин; $n_9 = 1500$ об/мин.

При построении графика модернизированного привода (рис. 2.6,а) следует придерживаться нижеприведенной последовательности.

1. Записывается полная структурная формула привода (см. формулу 2.7):

$$Z = Z^0 + Z^0 \cdot Z' = (3_1 \cdot 2_3) + (3_1 \cdot 2_3) \cdot 1 = 6 + 6 = 12.$$

2. При известных $\varphi = 1,26$ и $n_{\min} = 63$ об/мин выписывается стандартный ряд частот вращения шпинделя (см. прил.Б): 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600. Количество выписанных чисел ряда должно быть не менее $Z = 12$, и в то же время последнее число должно несколько превышать частоту вращения электродвигателя $n_9 = 1500$ об/мин. В нашем случае выписано 15 чисел – от 63 до 1600 об/мин.

3. На одинаковом расстоянии друг от друга проводятся семь вертикальных линий, число которых равно числу валов в приводе базового станка. Все валы, начиная от электродвигателя, нумеруются римскими цифрами.

4. На расстоянии $lg\ 1,26$ друг от друга проводятся горизонтальные линии, количество которых равно числу выписанных частот вращения. Против каждой линии на последнем валу (шпинделе) записываются соответствующие частоты вращения шпинделя. На первом валу наносится частота вращения электродвигателя $n_9 = 1500$ об/мин.

5. Наносятся лучи передаточных отношений, передаваемых на шпиндель «напрямую» (горизонтальные лучи $i_{10} = 1 : 1$ от вала V на вал VII). Для этого сначала отсчитывают частоты вращения, передаваемые на шпиндель через перебор. В примере $Z^0 \cdot Z' = 6$, следовательно, необходимо отсчитать 6 частот вращения, начиная с $n_1 = 63$ об/мин и кончая $n_6 = 200$ об/мин. Оставшиеся 6 частот вращения, начиная с $n_7 = 250$ об/мин и заканчивая $n_{12} = 800$ об/мин, будут получены «напрямую». «Прямые» частоты отмечаются точками на последнем валу и от них проводятся горизонтальные лучи i_{10} до пересечения с V валом, минуя предпоследний VI вал. Полученная на V валу самая нижняя точка пересечения последовательно соединяется лучами передаточных отношений i_8 и i_9 с валами VI и VII. Параллельно им из вышерасположенных точек на V валу проводятся остальные лучи переборной группы. При этом следует помнить, что для понижающих передач должно выполняться условие $i_{\min} \geq 1/4$, а для повышающих (если они имеются) – $i_{\max} \leq 2$.

6. Строится график частот вращения коробки скоростей, расположенной на II, III и IV валах. Коробка имеет множительную структуру с $Z^0 = 6 = (3_1 \cdot 2_3)$, и при построении ее графика следует придерживаться вышеизложенной методики (см. п. 2.3) для построения графиков частот вращения множительных структур. Также желательно, чтобы минимальная выходная частота коробки (в нашем случае это 315 об/мин на IV валу) была как можно ближе или равна минималь-

ной частоте вращения, передаваемой с V вала на шпиндель «напрямую».

7. Построение графика частот вращения завершается нанесением лучей передаточных отношений ременной передачи, соединяющей коробку скоростей со шпиндельной бабкой. В примере это лучи между IV и V валами.

На основе полученного графика частот вращения можно приступить к определению диаметров шкивов и чисел зубьев колес привода.

2.5. Определение диаметров шкивов и чисел зубьев шестерен

Определение диаметров шкивов (если они имеются в кинематике привода) и чисел зубьев колес зубчатых передач обычно выполняется в такой последовательности:

1. На графике частот вращения обозначаются передаточные отношения ременных и зубчатых передач: i_1, i_2, i_3, \dots (см. рис. 2.6, а). Численные значения передаточных отношений в виде отношений диаметров шкивов и чисел зубьев шестерен записываются на графике после их определения (см. ниже).

2. Диаметры шкивов ременных передач можно определять непосредственно по передаточным отношениям (см. рис. 2.6, а):

$$\text{Передача I – II (ремень), } i_1 = 1250/1500 = \varnothing 125/\varnothing 150;$$

$$\text{Передача IV – V (ремень), } i_7 = 800/1000 = \varnothing 160/\varnothing 200.$$

При этом минимальный диаметр шкивов для станков средних размеров должен быть не менее 80...100 мм, а максимальный – не более 300 мм. Более того, желательно один из шкивов оставить такого же диаметра, как и в базовом станке.

3. При определении чисел зубьев шестерен в одиночных и групповых передачах следует, по возможности, принимать их равными или близкими числу зубьев шестерен в базовом станке. В то же время число зубьев шестерен не должно быть меньше $Z_{III} = 18 \dots 25$.

Определение чисел зубьев в групповых передачах между двумя валами следует начинать с выбора чисел зубьев той шестерни в группе, которая передает самую низкую частоту вращения.

Число зубьев колеса, сопрягаемого с шестерней:

$$Z_K = Z_{III} : i, \quad (2.9)$$

где i – минимальное передаточное отношение в рассматриваемой групповой передаче.

Далее определяется суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\Sigma Z = Z_{III} + Z_K = Z_1 + Z_2, \quad (2.10)$$

где $Z_{III} = Z_1$, $Z_K = Z_2$.

Эта сумма будет неизменной и для других сопрягаемых колес в рассматриваемой групповой передаче, т. к. расстояние между осями соседних валов, на которых располагаются шестерни и колеса передачи, должно быть неизменным, т. е. $\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = \dots \text{const.}$

Числа зубьев шестерен других передач в группе **вычисляют** по формуле

$$Z_{III} = \frac{\Sigma Z \cdot \text{Числ.}}{\text{Числ.} + \text{Знам.}}, \quad (2.11)$$

где «Числ.» и «Знам.» – соответственно числитель и знаменатель передаточного отношения искомой зубчатой передачи.

Числа зубьев сопрягаемых с ними колес:

$$Z_K = \Sigma Z - Z_{III}. \quad (2.12)$$

Для примера рассмотрим порядок определения чисел зубьев в передачах между валами II – III и III – IV (см. рис. 2.6, а,б).

Передача II – III (тройной блок), $i_2 = 630 / 1250$

Принимаем число зубьев шестерни по базовому станку $Z_{ш} = 18$,

$$Z_{к} = Z_{ш} : i_2 = 18 : (630 / 1250) = 35,7 = 36, \quad i_2 = 18 : 36,$$

$$\Sigma Z = Z_{ш} + Z_{к} = 18 + 36 = 54.$$

Записываем передаточное отношение в виде $i_2 = 18 : 36$ на графике частот вращения.

Передача II – III (тройной блок), $i_3 = 800 / 1250$

Вычисляем $Z_{ш} = \frac{\Sigma Z \cdot \text{Числ.}}{\text{Числ.} + \text{Знам.}} = \frac{54 \cdot 800}{800 + 1250} = 21,1 = 21,$

$$Z_{к} = \Sigma Z - Z_{ш} = 54 - 21 = 33, \quad i_3 = 21 : 33.$$

Передача II – III (тройной блок), $i_4 = 1000 / 1250$

Вычисляем $Z_{ш} = \frac{\Sigma Z \cdot \text{Числ.}}{\text{Числ.} + \text{Знам.}} = \frac{54 \cdot 1000}{1000 + 1250} = 24,$

$$Z_{к} = \Sigma Z - Z_{ш} = 54 - 24 = 30, \quad i_4 = 24 : 30.$$

Передача III – IV (двойной блок), $i_5 = 315 / 630$

Принимаем число зубьев шестерни по базовому станку $Z_{ш} = 20$,

$$Z_{к} = Z_{ш} : i_5 = 20 : (315 / 630) = 40, \quad i_5 = 20 : 40,$$

$$\Sigma Z = Z_{ш} + Z_{к} = 20 + 40 = 60.$$

Передача III – IV (двойной блок), $i_6 = 1000 / 1000 = 1 / 1$

Вычисляем $Z_{ш} = \frac{\Sigma Z \cdot \text{Числ.}}{\text{Числ.} + \text{Знам.}} = \frac{60 \cdot 1}{1 + 1} = 30,$

$$Z_{к} = \Sigma Z - Z_{ш} = 60 - 30 = 30, \quad i_6 = 30 : 30.$$

Определение чисел зубьев между другими оставшимися валами выполняется аналогично. Результаты расчетов чисел зубьев и диаметры шкивов ременных передач заносятся в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

Значения кинематических параметров одиночных
и групповых передач

i	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9
$\frac{D_2}{D_1}; \frac{Z_{ш}}{Z_{к}}$	$\frac{\emptyset 125}{\emptyset 150}$	$\frac{18}{36}$	$\frac{21}{33}$	$\frac{24}{30}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{30}{30}$	$\frac{\emptyset 160}{\emptyset 200}$	$\frac{28}{43}$	$\frac{20}{51}$
ΣZ	–	54			60		–	71	71

Все найденные передаточные отношения записываются на графике (см. рис. 2.6,а).

4. Записываются уравнения кинематического баланса (УКБ) для каждой ступени выходного вала и подсчитываются фактические значения частот вращения.

Например (см. рис. 2.6, а), для $n_1 = 63$ об/мин.

$$\begin{aligned}
 n_1 &= 1500 \cdot \frac{\emptyset 125}{\emptyset 150} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{\emptyset 160}{\emptyset 200} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51} = \\
 &= 1000 \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51} = 63,8 \text{ об/мин.}
 \end{aligned}$$

Отклонение фактической частоты вращения от стандартного значения не должно превышать $\pm 10 (\varphi - 1)\%$ [1]. В нашем случае допустимое отклонение составляет $\pm 10 (1,26 - 1) = \pm 2,6\%$. Результаты расчета фактических частот вращения и их отклонений от стандартных значений геометрического ряда сводятся в табл. 2.2.

Результаты проверки свидетельствуют (см. табл. 2.2), что отклонения фактических частот вращения шпинделя от стандартных значений находятся в пределах допустимого. В противном случае необходимо корректировать числа зубьев шестерен и колес так, чтобы обеспечить требуемую точность.

Таблица 2.2

Результаты проверки отклонения фактических частот вращения
шпинделя от стандартных значений

№ ступени	Уравнения кинематического баланса	Фактические частоты вращения, n_{ϕ} , об/мин	Стандартные частоты вращения, $n_{ст}$, об/мин	Отклонение частот вращения $\frac{n_{\phi} - n_{ст}}{n_{ст}} \cdot 100\%$
1	$1000 \frac{18}{36} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	63,8	63	+1,27
2	$1000 \frac{21}{33} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	81,3	80	+2,14
3	$1000 \frac{24}{30} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	102,1	100	+2,14
4	$1000 \frac{18}{36} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	127,7	125	+2,14
5	$1000 \frac{21}{33} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	162,5	160	+1,56
6	$1000 \frac{24}{30} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{28}{43} \cdot \frac{20}{51}$	204,3	200	+2,15
7	$1000 \frac{18}{36} \cdot \frac{30}{40} \cdot \frac{1}{1}$	250	250	0
8	$1000 \frac{21}{33} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{1}{1}$	318,2	315	+1,00
9	$1000 \frac{24}{30} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{1}{1}$	400	400	0
10	$1000 \frac{18}{36} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{1}{1}$	500	500	0
11	$1000 \frac{21}{33} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{1}{1}$	636,4	630	+1,01
12	$1000 \frac{24}{30} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{1}{1}$	800	800	0

2.6. Разработка кинематической схемы ступенчатого привода

Разработка кинематической схемы модернизируемого привода главного движения выполняется при помощи графика частот вращения (см. рис. 2.6, а) на основе схемы базового станка (не приведена). Расположение кинематических элементов на схеме разрабатываемого привода не должно отличаться от базового варианта – вплоть до расположения подвижных блоков на тех же валах, что и в существующем станке. В то же время, как отмечалось выше, при построении схемы ступенчатого привода не требуется сохранения базовых расстояний между осями валов, что существенно упрощает ее разработку (см. п. 2.2).

На рис. 2.6,б представлен пример кинематической схемы. На ней в обязательном порядке указываются:

- номера валов (римскими цифрами);
- номера позиций кинематических элементов;
- частота вращения электродвигателя;
- диаметры шкивов и числа зубьев колес.

Схема вычерчивается в произвольном масштабе. Сначала наносятся оси валов. Расстояния между ними можно определить по формуле делительного межосевого расстояния

$$A = 0,5 (mz_1 + mz_2), \quad (2.13)$$

где m – модуль; Z_1 и Z_2 – числа зубьев шестерни и колеса, входящих в зацепление.

Модули для всех зубчатых колес можно принимать равными 1 мм. Соответственно делительные диаметры колес $d = m \cdot Z$ при $m = 1$ мм будут равны числу зубьев, т. е. $d = 1 \cdot Z$, а расстояния $A = 0,5 (Z_1 + Z_2)$.

Ширина колес b на кинематической схеме (рис. 2.7) принимает-ся произвольно. Расстояние B между жестко сидящими на валах колесами, сопрягаемыми с шестернями подвижных блоков, должно быть таким, чтобы не происходило одновременное включение двух пар зацеплений. Обычно величину B принимают:

- для тройного блока $B = 2b + 4 \dots 6$ мм;
- для двойного блока $B = b + 2 \dots 3$ мм.

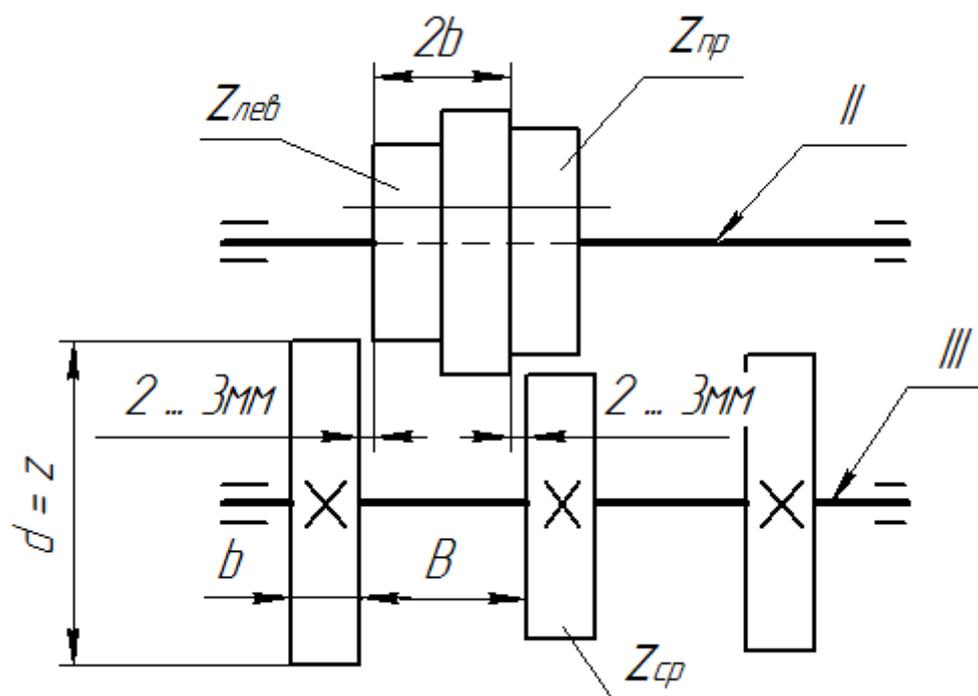


Рис. 2.7. Компоновка тройного блока в случае выполнения двух условий (2.14)

При наличии в схеме тройного блока шестерен требуется проверить возможность его беспрепятственного переключения вправо-влево и определиться с его конструктивным оформлением. Чтобы зубья крайних колес блока $Z_{пр}$ и $Z_{лев}$ не задевали при переключениях за среднее колесо $Z_{сп}$ (см. рис. 2.7), должны выполняться два условия:

$$(Z_{сп} + Z_{пр}) \leq (\Sigma Z - 4); \quad (Z_{сп} + Z_{лев}) \leq (\Sigma Z - 4), \quad (2.14)$$

где ΣZ – суммарное число зубьев в данной групповой передаче.

На рис.2.6, б сумма зубьев в передачах тройного блока составляет $\Sigma Z = 18 + 36 = 24 + 30 = 21 + 33 = 54$. Записывая первое условие (2.14), получаем

$$(Z_{\text{ср}} + Z_{\text{пр}}) \leq (\Sigma Z - 4) \rightarrow (30 + 21) > (54 - 4),$$

т. е. первое условие не выполняется. Второе условие (2.14) выполняется, т. к.

$$(Z_{\text{ср}} + Z_{\text{лев}}) \leq (\Sigma Z - 4) \rightarrow (30 + 36) < (54 - 4).$$

Вследствие этого зубчатые колеса тройного блока при их прорисовке на кинематической схеме необходимо будет располагать так, как это показано на рис. 2.8, а.

При невыполнении обоих условий (2.14) тройной блок представляется в виде двух элементов (рис. 2.8, б): двойного блока и одиночной шестерни.

Если в кинематике привода имеются два тройных блока, то процедура проверки и определение варианта конструктивного оформления выполняется для каждого из них.

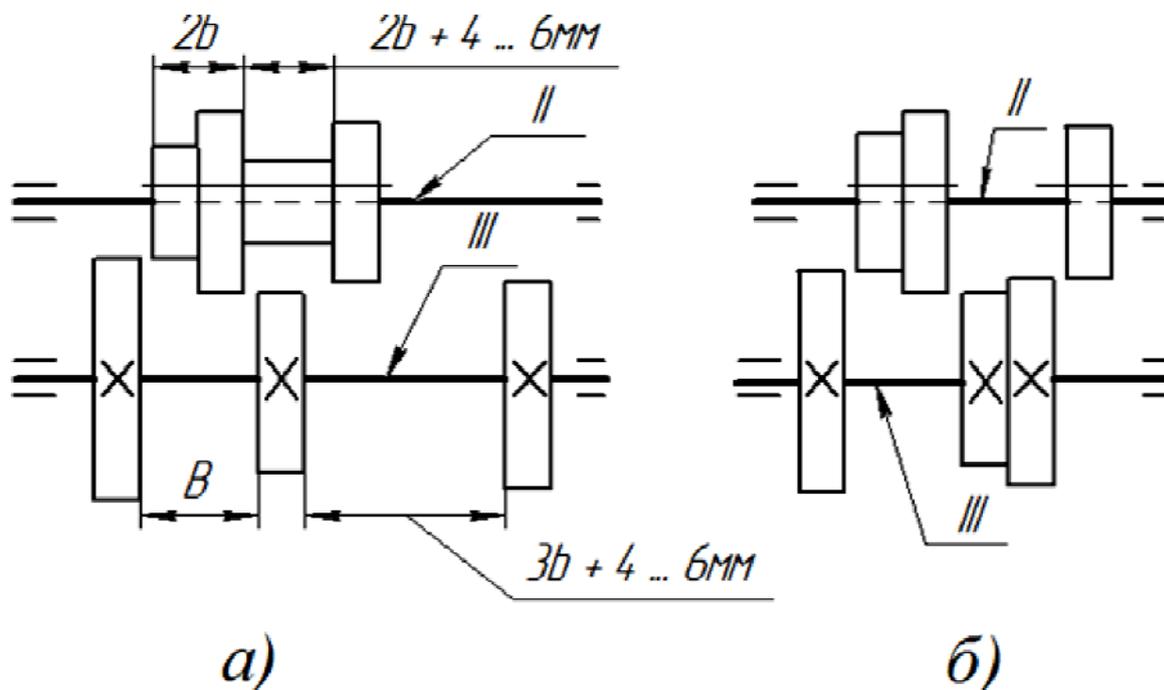


Рис. 2.8. Варианты компоновки тройного блока: а – в случае невыполнения одного из условий (2.14) ; б – в случае невыполнения обоих условий (2.14)

2.7. Контрольные вопросы

1. Перечислить требования к рассматриваемым в обзоре литературы станкам-аналогам.
2. Объяснить целесообразность построения ряда частот вращения шпинделя по геометрической прогрессии.
3. В чем отличие компоновки главного привода от его структуры?
4. Перечислить особенности и достоинства сложной структуры привода главного движения.
5. Что понимают под структурной формулой привода? В чем отличие упрощенной формулы от полной?
6. За счет чего может быть получено расширение диапазона частот вращения шпинделя?
7. Перечислить основные этапы построения графика частот вращения множительной структуры.
8. С какой целью строится график частот вращения привода?
9. Каким образом определяются числа зубьев в групповых передачах привода?
10. Для чего и как составляются уравнения кинематического баланса в приводе главного движения?
11. Чем определяется выбор варианта компоновки тройного блока шестерен при разработке кинематической схемы?
12. Перечислить основные этапы и особенности разработки кинематической схемы ступенчатого привода.
13. Чем объясняется целесообразность построения ряда частот вращения шпинделя по геометрической прогрессии?
14. Как определить число ступеней частот вращения в приводе при известном диапазоне регулирования и знаменателе геометрической прогрессии?

3. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТЕЙ

3.1. Основные сведения

Применение приводов с бесступенчатым (плавным) регулированием частот вращения шпинделя позволяет повысить производительность станков благодаря возможности точной настройки заданной скорости резания [1, 4].

Для плавного изменения скоростей в современных станках чаще всего применяются регулируемые асинхронные электродвигатели. Мощность такого электродвигателя $P_{эл}$ и крутящий момент $M_{эл}$ зависят от частоты вращения вала двигателя $n_{эл}$ (рис. 3.1). Двигатель развивает полную (номинальную) мощность $R_{эл}^{НОМ}$, начиная только с номинальной частоты вращения $n_{эл}^{НОМ}$.

Диапазон регулирования электродвигателя на участке с **постоянной мощностью** определяется как [4]

$$R_{эл.р} = \frac{n_{эл}^{max}}{n_{эл}^{НОМ}}, \quad (3.1)$$

и для разных типов асинхронных двигателей находится в пределах $R_{эл.р} = 3 \dots 7$.

Минимальная частота вращения, в которой наблюдается устойчивая работа двигателя, зависит от многих факторов и в первом приближении может быть принята равной

$$n_{эл}^{min} \approx (0,1 \dots 0,2) n_{эл}^{НОМ}. \quad (3.2)$$

Диапазон регулирования электродвигателя на участке с **постоянным моментом**

$$R_{эл.м} = \frac{n_{эл}^{НОМ}}{n_{эл}^{min}}. \quad (3.3)$$

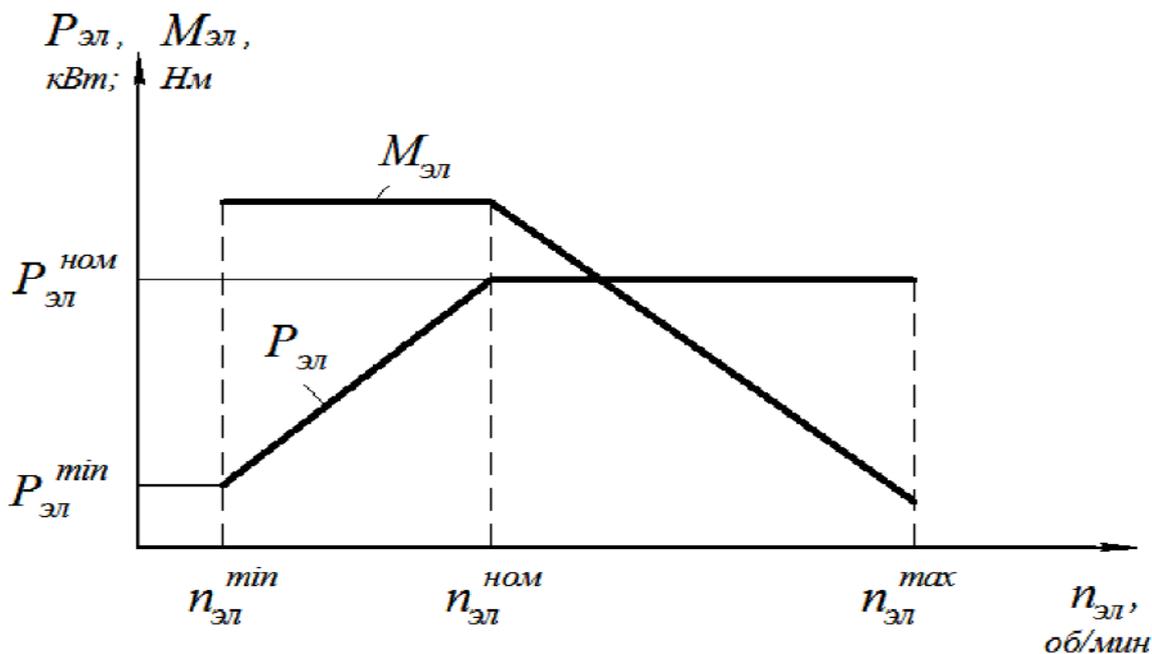


Рис. 3.1. Упрощенные графики мощности и крутящего момента регулируемого электродвигателя

Полный диапазон регулирования двигателя составит:

$$R_{эл} = R_{эл.м} \cdot R_{эл.р} = \frac{n_{эл}^{ном}}{n_{эл}^{min}} \cdot \frac{n_{эл}^{max}}{n_{эл}^{ном}} = \frac{n_{эл}^{max}}{n_{эл}^{min}}. \quad (3.4)$$

В приводах главного движения станков мощность, расходуемая на резание (мощность на шпинделе), должна оставаться неизменной во всем диапазоне регулирования частот вращения шпинделя. Если необходимый диапазон регулирования частот вращения шпинделя в станке составляет $R_{шп} = 3 \dots 7$, то двигатель с диапазоном $R_{эл.р} = 3 \dots 7$ соединяют непосредственно со шпинделем. Однако в современных станках общего назначения требуемый диапазон регулирования частот вращения шпинделя нередко достигает $R_{шп} = 200 \dots 300$, и поэтому применение схемы «двигатель–шпиндель» в подавляющем большинстве случаев не обеспечивает нужных параметров. Поэтому для расширения диапазона между электродвигателем и шпинделем устанавливают двух-, трех- или четырехступенчатую коробку скоростей (рис. 3.2).

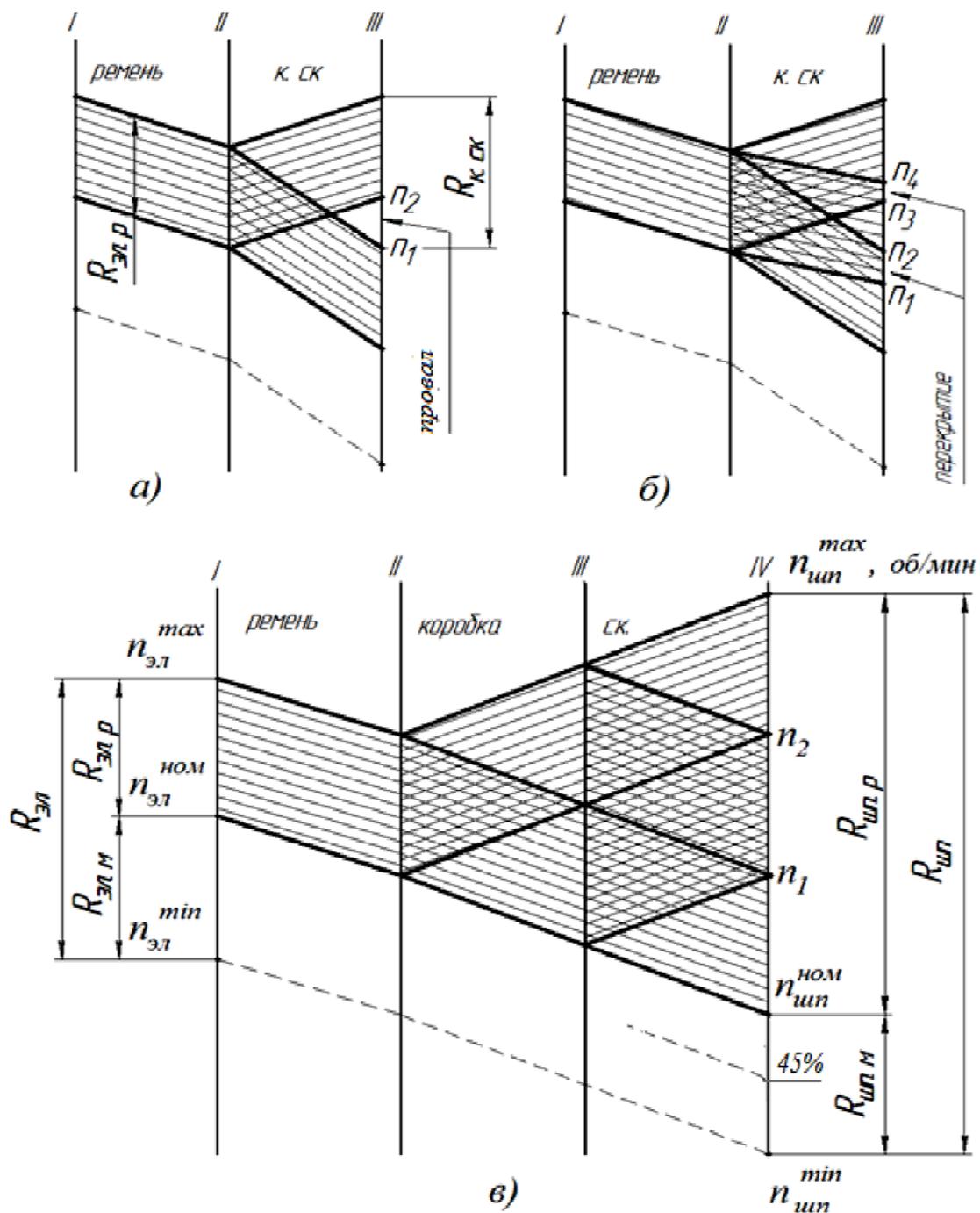


Рис. 3.2. Графики частот вращения бесступенчатых приводов
главного движения с разными коробками скоростей:
а – двухскоростной; б – трехскоростной; в – четырехскоростной

Двухступенчатая коробка скоростей (см. рис. 3.2,а) теоретически позволяет увеличить диапазон регулирования электродвигателя с постоянной мощностью в 8 раз и получить на шпинделе диапазон частот

$R_{\text{шп.р}} = R_{\text{эл.р}} \cdot R_{\text{к.ск}} = R_{\text{эл.р}} \cdot 8$. Однако в большинстве случаев диапазон $R_{\text{эл.р}} \leq R_{\text{к.ск}}$, что приводит к провалу мощности на шпинделе между частотами его вращения $n_1 \dots n_2$. Для устранения провала мощности (если его величина существенна) используют трехступенчатую коробку скоростей (см. рис. 3.2,б), которая обеспечивает перекрытие частот вращения на участках $n_1 \dots n_2$ и $n_3 \dots n_4$.

Четырехступенчатая коробка скоростей (см.рис.3.2,в) в виде двух двойных блоков шестерен $Z = 4 = 2 \cdot 2$ теоретически позволяет увеличить диапазон регулирования электродвигателя $R_{\text{эл.р}}$ в 64 раза ($8 \cdot 8 = 64$). Например, при $R_{\text{эл.р}} = 3$ диапазон регулирования частот вращения шпинделя с постоянной мощностью составит $R_{\text{шп.р}} = R_{\text{эл.р}} \cdot R_{\text{к.ск}} = 3 \cdot 64 = 192$, а при $R_{\text{эл.р}} = 7$ диапазон на шпинделе $R_{\text{шп.р}} = 7 \cdot 64 = 448$.

Следует отметить, что не менее 40...50% верхней части диапазона регулирования шпинделя с постоянным моментом $R_{\text{шп.м}}$ (см. рис. 3.2,в) обычно является рабочим, т. к. на низких скоростях шпинделя полная мощность двигателя не требуется. На пониженных оборотах шпинделя в основном выполняются операции, потребляющие при резании небольшую долю мощности двигателя.

3.2. Задание и требования для разработки кинематики бесступенчатого привода

Исходными данными для разработки кинематики бесступенчатого привода являются :

тип электродвигателя и его характеристики;

$P_{\text{эл}}^{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность электродвигателя, кВт;

S1, S6 – режим работы двигателя (см.п.3.6);

Z – число ступеней частот вращения механической части привода;

$n_{\text{шп}}^{\text{max}}$ – максимальная частота вращения шпинделя, об/мин;

дополнительные данные – указания, связанные с некоторыми возможными изменениями в структуре базового привода.

Требования к разрабатываемому приводу

Построение кинематики бесступенчатого привода по своим целям и задачам существенно отличается от ранее выполненных разработок для ступенчатого варианта. Это объясняется тем, что на ее основе в дальнейшем будет разрабатываться реальный технический проект привода главного движения.

Главной задачей при разработке бесступенчатого привода является **полное** сохранение конфигурации и размеров корпусных узлов базового станка, в которых будут расположены все элементы привода. Другими словами, механическая часть бесступенчатого привода должна быть вписана в базовый корпус (или корпуса) без всяких изменений его (их) конструкции.

Решение вышеобозначенной задачи напрямую зависит от параметров кинематики разрабатываемого бесступенчатого привода. При построении кинематики такого привода необходимо учитывать целый ряд требований и ограничений, которые приведены ниже.

1. Компоновка разрабатываемого привода должна строго соответствовать компоновке, принятой в базовом станке (см. п. 2.1, рис. 2.3).

2. Структура разрабатываемого привода (множительная или сложенная) должна строго соответствовать структуре привода в базовом станке (если в задании нет дополнительных указаний).

3. Число валов в бесступенчатом варианте привода должно быть таким же, как и в приводе базового станка.

4. Расстояния между осями валов проектируемого привода должны строго соответствовать расстояниям, имеющим место в корпусе базового привода.

5. Диапазон регулирования частот вращения с постоянной мощностью на шпинделе станка $R_{\text{шп.р}}$ (см. рис. 3.2,в) должен быть максимально широким при соблюдении накладываемых ограничений (см.ниже).

6. Провалы мощности в ряде частот вращения шпинделя со знаменателем $\varphi = 1,26$ не должны превышать 1,5 интервала (см. рис. 3.2,а).

7. Перекрытие частот вращения не ограничивается (см. рис. 3.2,б) и может быть весьма значительным.

8. При разработке нового привода необходимо (если это возможно) использовать базовые зубчатые передачи без всяких изменений их конструкции.

9. Дополнительные указания, обозначенные в задании на выполнение работы, могут касаться некоторых изменений структуры привода. Например, возможна замена сложной структуры привода при разделенной компоновке ($Z = 4 = 2 + 2$) на множительную ($Z = 4 = 2 \times 2$). При этом в коробке скоростей будет установлено два двойных блока (см.рис.2.6,б), а из шпиндельной бабки будет убрана переборная группа, и вращение на шпиндель будет передаваться только через муфту – напрямую. Это обстоятельство позволит существенно снизить тепловые и вибрационные нагрузки в шпиндельной бабке и повысить точность обработки.

3.3. Элементы зубчатых зацеплений

Как уже отмечалось в п. 3.2, разработка графика частот вращения и кинематической схемы бесступенчатого привода, в отличие от ступенчатого, имеет ряд особенностей. Согласно вышеперечислен-

ным требованиям все элементы привода должны разместиться в корпусе базового узла, форма и размеры которого должны остаться неизменными. Наиболее сложным при этом в ряде случаев является определение и точное сохранение базовых расстояний между осями валов, что при разработке ступенчатого привода не требовалось. При анализе конструкций базовых приводов межцентровые расстояния между валами часто оказываются несколько больше, чем определяемые по формуле (2.13), а суммы зубьев сцепляемых колес в групповых передачах отличаются друг от друга $Z_1 + Z_2 \neq Z_3 + Z_4 \neq \dots$.

Поэтому, прежде чем приступать к построению кинематики бесступенчатого привода и определению чисел зубьев колес, необходимо уяснить некоторые положения из теории зубчатых зацеплений [7, 8, 9].

В станочных приводах зубья сопрягаемых колес весьма часто нарезают со смещением инструмента. Зацепление со смещением позволяет проектировать зубчатую передачу при заданном (известном) межосевом расстоянии. Помимо этого такие передачи позволяют улучшить их эксплуатационные свойства : повысить прочность зубьев на изгиб и несущую способность по контактной прочности, уменьшить износ зубьев и устранить явление заклинивания, снизить шум и вибрации. Более того, встречаются случаи использования в приводах шестерен с числом зубьев $Z < 18$.

Такие шестерни для устранения подрезания ножки зуба и увеличения прочности зуба на изгиб всегда нарезаются с положительным смещением инструмента (см. ниже).

Зубья передач со смещением изготавливают на тех же самых станках и тем же самым стандартным инструментом, что и зубья передач без смещения. На рис. 3.3 представлена схема нарезания зубьев колес с различными величинами смещения инструмента λ и обозначением диаметров характерных окружностей:

d_b – диаметр основной окружности (окружность, по которой перекатывается производящая прямая при построении эвольвентного профиля зуба);

d – диаметр делительной окружности (базовый параметр зубчатого колеса $d = m \cdot z$);

d_α – диаметр окружности вершин зубьев;

d_f – диаметр окружности впадин зубьев.

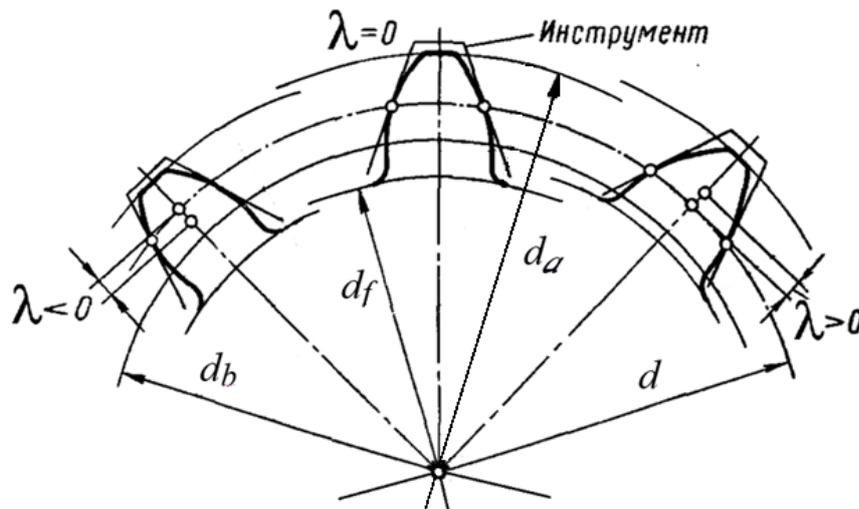


Рис. 3.3. Зубья колес, изготавливаемые с различными величинами смещения инструмента λ и характерной окружности: d_b – основная, d – делительная, d_α – вершина зубьев, d_f – впадина зубьев

При нарезании шестерен (колес с меньшим числом зубьев) смещение инструмента всегда направлено от центра заготовки и имеет положительное значение $\lambda > 0$. Заготовки шестерен при этом делают большего диаметра, нарезаемые зубья у основания утолщаются, а у вершин заостряются. В результате этого прочность зубьев повышается. При нарезании колес, имеющих большое количество зубьев, иногда может иметь место и отрицательное смещение $\lambda < 0$ (инструмент смещается к центру заготовки). Если сопрягаемые колеса нарезают без смещения ($\lambda = 0$), то такую передачу называют – нормальной, или нулевой.

Смещение инструмента определяется по формуле

$$\lambda = x \cdot m, \quad (3.5)$$

где x – коэффициент смещения; m – модуль.

Величины коэффициентов смещения зависят от ряда факторов и их точное значение обычно определяют при разработке рабочих чертежей зубчатых колес, используя рекомендации работ [7, 8, 9].

Для нормальных зубчатых передач (без смещения) основные размеры колес определяют по формулам, приведенным в табл. 3.1.

При нарезании зубчатых колес со смещением возможны два основных варианта.

Первый вариант смещения. Коэффициенты смещения шестерни x_1 , колеса x_2 и суммарный x_Σ удовлетворяют условиям $x_1 \neq x_2$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$ (обычно $x_1 > 0$; $x_2 > 0$ и $x_\Sigma > 0$). На рис. 3.4 в упрощенном виде представлено зацепление зубчатых колес, соответствующее этому наиболее распространенному случаю.

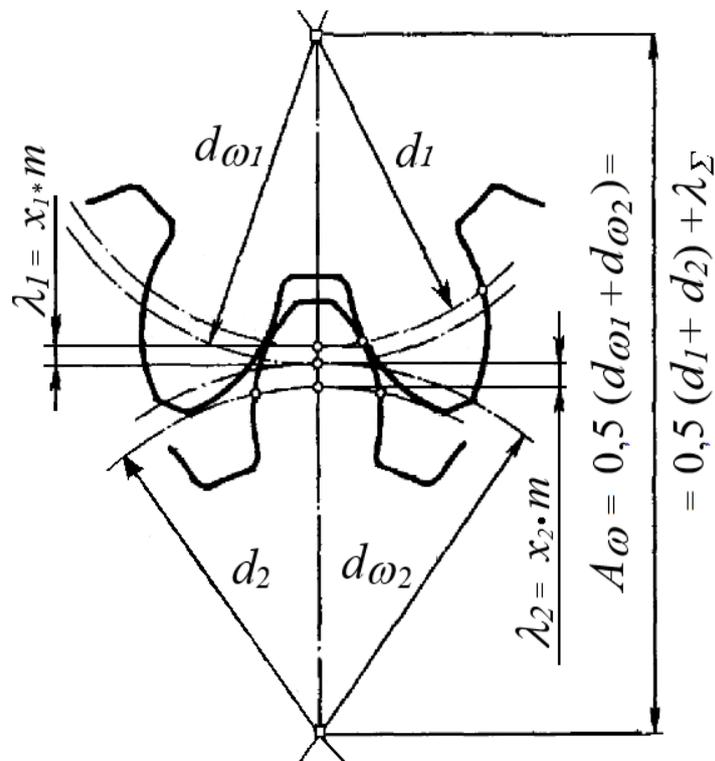


Рис. 3.4. Упрощенная схема зацепления зубчатых колес с положительными смещениями $\lambda > 0$:

d – делительные окружности, $d\omega$ – начальные окружности

Таблица 3.1

Формулы для расчета параметров цилиндрических прямозубых передач без смещения (размеры, мм)

Наименование параметров	Обозначение	Формулы и указания
Модуль	m	Выбирают в соответствии с расчетом зубьев на прочность
Число зубьев: шестерни колеса	Z_1 Z_2	Выбирают в соответствии с требованием кинематики
Диаметр: делительной окружности вершин зубьев колеса впадин колеса	d d_α d_f	$d = m \times Z_1$ $d_\alpha = m (Z + 2)$ $d_f = m (Z - 2,5)$
Высота: зуба головки зуба ножки зуба	h h_α h_f	$h = 2,25 m$ $h_\alpha = m$ $h_f = 1,25 m$
Делительное межосевое расстояние	A	$A = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} =$ $= 0,5(d_1 + d_2)$

Видно, что взаимный обкат колес происходит по так называемым начальным окружностям обозначенных диаметрами d_{ω_1} и d_{ω_2} . Диаметры d_{ω_1} и d_{ω_2} называют начальными диаметрами зубчатых колес.

В рассматриваемом примере начальные диаметры d_ω не совпадают с делительными – d . При этом высота зубьев h уменьшается по сравнению с зубьями передач без смещения, у которых $h = 2,25m$ (см. табл. 3.1).

Второй вариант смещения. Коэффициенты смещения шестерни x_1 , колеса x_2 и суммарный x_Σ удовлетворяют следующим условиям: $x_1 > 0$, $x_2 < 0$, $|x_1| = |x_2|$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$. Здесь смещения инструмента λ_1 и λ_2 будут равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку. Начальные окружности в передачах такого типа так же, как и у зубчатых колес без смещения, совпадают с делительными, т. е. $d_\omega = d$.

В первом варианте передач со смещением имеется ряд преимуществ перед вторым: повышенная прочность зубьев обоих зубчатых колес; возможность проектирования зубчатых передач с желаемым межосевым расстоянием при любых сочетаниях чисел зубьев шестерни и колеса [7, 8]. Поэтому этот тип передач имеет преимущественное применение.

Для зубчатых колес с положительным смещением (первый вариант) основные размеры передачи с некоторой погрешностью можно определить по нижеприведенным формулам.

Межосевое расстояние A_ω (см. рис. 3.4)

$$A_\omega = 0,5 (d_1 + d_2) + \lambda_\Sigma, \quad (3.6)$$

где $d_1 = mz_1$ и $d_2 = mz_2$ – делительные диаметры зубчатых колес;
 $\lambda_\Sigma = \lambda_1 + \lambda_2$ – суммарное смещение.

Начальные диаметры колес d_ω (см. рис. 3.4)

$$d_{\omega_1} = \frac{2 A_{\omega} \cdot i}{i+1}, \quad (3.7)$$

$$d_{\omega_2} = 2 A_{\omega} - d_{\omega_1}, \quad (3.8)$$

где d_{ω_1} и d_{ω_2} – соответственно начальные диаметры ведущего и ведомого колеса; i – передаточное отношение.

Диаметры окружностей вершин зубьев d_{α} , впадин – d_f , а также высотные параметры h , h_{α} и h_f в передачах со смещением будут существенно отличаться от значений тех же параметров нормальных зубчатых передач, вычисляемых по формулам табл. 3.1. Эти величины обычно определяют при разработке рабочих чертежей колес [7, 8, 9].

3.4. Определение межосевых расстояний в базовом приводе

Весьма часто, из-за отсутствия полноценных исходных данных по базовому станку, определить межцентровые расстояния между валами в приводе весьма затруднительно. Чтобы решить эту задачу, необходимо сначала определить типы зубчатых колес в приводе, которые могут быть нарезаны как со смещением инструмента, так и без него. Если суммы зубьев сцепляемых колес в групповых передачах привода одинаковы, (т. е. $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = \dots$), то можно считать, что зубчатые зацепления выполнены без смещения либо со смещением, равным по величине, но противоположным по знаку. В обоих случаях, как показано выше, делительные и начальные окружности сцепляемых колес будут совпадать. Если же суммы зубьев будут различаться, то можно сделать вывод об использовании в приводе базового станка передач со смещением, у которых делительные и началь-

ные окружности не совпадают. Кроме того, как указывалось выше, наличие в приводе колес с числом зубьев $Z < 18$ всегда потребует положительного смещения инструмента при их нарезании.

Случай первый. В технической документации на станок имеются только значения модулей m и чисел зубьев колес Z . Минимальное число зубьев колес $Z_{\min} \geq 18$. Проверка равенства сумм зубьев $\sum Z$ сцепляемых колес в групповой передаче показывает, что эти **суммы равны**. В этом случае расстояние между осями валов определяется по формуле (2.13) делительного межосевого расстояния, которую можно записать в виде

$$A = 0,5 (mz_1 + mz_2). \quad (3.9)$$

При этом, как указано выше, величины A и A_ω будут совпадать, т. е. $A_\omega = A$.

Случай второй. В документации имеются только значения m и Z . Число зубьев $Z_{\min} \geq 18$. Проверка показывает, что **суммы зубьев** сцепляемых колес в групповой передаче **не равны**. Значит, делительные и начальные окружности этих колес не совпадают. Тогда межосевые расстояния приблизительно можно определить по упрощенной зависимости.

$$A_\omega = 0,5 (mz_1 + mz_2) + 1,5m, \quad (3.10)$$

где слагаемое $1,5m$ есть не что иное, как суммарное смещение инструмента λ_Σ , определяемое усредненным коэффициентом суммарного смещения χ_Σ , равным 1,5.

Случай третий. В паспорте на станок или сборочных чертежах привода помимо модулей m и чисел зубьев Z указаны величины смещения (сдвигов) λ_1, λ_2 или $\lambda_\Sigma = \lambda_1 + \lambda_2$. Делительные и начальные окружности колес не совпадают. В этом случае межцентровое

расстояние будет определяться по формуле (3.6), которую можно представить в виде

$$A\omega = 0,5 (mz_1 + mz_2) + \lambda_{\Sigma}. \quad (3.11)$$

Случай четвертый. В приводе базового станка используются колеса с числом зубьев $Z < 18$. Такие колеса, как указывалось выше, всегда нарезаются с положительным смещением инструмента. Поэтому для определения расстояния $A\omega$ следует использовать формулу (3.11), а если информация по смещению инструмента отсутствует, то формулу (3.10).

Пример определения межосевых расстояний в базовом приводе

Предположим, что на рис. 2.6 представлена кинематика привода главного движения базового станка. Параметры зубчатых зацеплений, необходимых для определения искомых расстояний, заимствуются из технической документации на станок и сводятся в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Параметры зубчатых зацеплений в базовом
приводе (по линии минимальной редукции)

Номера валов	i	Z_1	Z_2	m , мм	A , мм	$A\omega$, мм
1	2	3	4	5	6	7
II – III	0,5	18	36	2,5	67,50	67,50
III – IV	0,5	20	40	2,75	82,50	82,50
V – VI	0,64	28	43	3,0	106,50	106,50
VI – VII	0,39	20	51	3,0	106,50	106,50

В этой таблице Z_1 и Z_2 – числа зубьев колес по линии минимальной редукции (нижней линии на рис. 2.6,а); i – передаточное отношение зубчатых пар ($i = Z_1 / Z_2$); m – модули зубчатых пар, мм;

A – делительные межосевые расстояния, мм; $A\omega$ – межосевые расстояния, определяемые начальными диаметрами колес, мм.

Допустим, что параметры A и $A\omega$ в технической документации не указаны и их требуется определить. Информация о типах колес и величины смещения при их нарезании также отсутствуют.

Анализируя вышеуказанные в настоящем подразделе четыре возможных случая наличия и полноты исходной информации, приходим к выводу, что для определения A и $A\omega$ следует воспользоваться формулой (3.9). В табл. 3.2 приведены значения межосевых расстояний, вычисленные с помощью указанной формулы.

3.5. Условия сохранения межосевых расстояний в модернизированном приводе

При проектировании бесступенчатого привода, взамен имеющегося в базовом станке, необходимо выполнить два противоречивых требования – сохранить неизменными базовые межосевые расстояния между валами и обеспечить при этом максимальный диапазон регулирования частот вращения шпинделя. Для этого необходимо обеспечить два условия.

Первое условие. Для обеспечения неизменности значений базовых межосевых расстояний необходимо назначать передаточные отношения зубчатых зацеплений между соседними валами проектируемого привода с нижеприведенными ограничениями.

При размещении между валами одиночной зубчатой передачи назначаемое передаточное отношение i должно подчиняться условиям:

– для повышающей передачи

$$1 < i \leq i_{\max}^{\text{баз}} ; \quad (3.12)$$

– для понижающей передачи

$$i_{min}^{баз} \leq i \leq 1, \quad (3.13)$$

где $i_{max}^{баз}$ и $i_{min}^{баз}$ – соответственно максимальное или минимальное передаточное отношение между теми же валами в базовом приводе.

При размещении между соседними валами в новом приводе групповой передачи ее **минимальное** передаточное отношение, с целью сохранения расстояния между валами и обеспечения максимального диапазона регулирования, должно равняться базовому, т. е.

$$i = i_{min}^{баз}. \quad (3.14)$$

Максимальное передаточное отношение в групповой передаче, назначаемое с той же целью, должно подчиняться условию

$$2 \geq i = 1/i_{min}^{баз}. \quad (3.15)$$

Встречаются случаи, когда между соседними валами базового привода располагается групповая передача только с повышающими передаточными отношениями (например, в станке 1К62). При разработке бесступенчатого варианта привода такие зацепления обычно заменяются одиночными понижающими передачами, у которых передаточное отношение не должно быть меньше величины $1/i_{min}^{баз}$, т. е.

$$i \geq 1/i_{max}^{баз}. \quad (3.16)$$

При несоблюдении вышеприведенных неравенств сохранить базовые межосевые расстояния будет невозможно или крайне затруднительно. Следует напомнить, что ранее при разработке графика частот вращения ступенчатого привода передаточные отношения между валами ограничивались неравенством $\frac{1}{4} \leq i \leq 2$.

Второе условие. Для обеспечения максимально возможного диапазона регулирования частот вращения в бесступенчатом приводе групповые передачи следует располагать на тех валах базового привода, между которыми передаточные отношения $i_{max}^{баз}$ и $i_{min}^{баз}$ имеют предельные значения. Этим значениям на графике частот вращения

базового станка соответствуют лучи с наибольшим наклоном, перекрывающие наибольшее количество интервалов. Другие групповые передачи базового привода заменяются одиночными зубчатыми зацеплениями с передаточными отношениями, удовлетворяющими неравенствам (3.12, 3.13). Следует отметить, что вышеприведенные условия касаются только зубчатых передач и ни в коей мере не могут использоваться для ременных. Для ременных передач передаточное отношение может выбираться в пределах [7, 8].

$$1 \geq i \geq 0,15. \quad (3.17)$$

Графическая интерпретация условий

В случаях, когда ряды частот вращения шпинделей у базовых станков имеют строго упорядоченный характер (соответствуют нормам Н11-1, см. прил. Б) вышеобозначенные условия можно интерпретировать графически. Это позволит при построении графика частот вращения с бесступенчатым регулированием не использовать неравенства (3.12) ... (3.16) для определения предельных значений передаточных отношений.

Графически значение передаточного отношения определяется наклоном луча на графике частот вращения. При этом величина наклона однозначно определяет количество интервалов, перекрываемых этим лучом. Так, например, на рис. 2.6,а значение i_5 будет определяться наклоном луча, перекрывающим 3 интервала, а i_9 – наклоном луча, перекрывающим 4 интервала.

Поэтому при построении графика с бесступенчатым регулированием следует проводить лучи понижающих передач (линию минимальной редукции) с теми же наклонами, что и на графике привода базового станка. Однако это возможно только в случае, когда знаменатель геометрической прогрессии в приводе базового станка $\varphi = 1,26$. Если же в базовом приводе $\varphi = 1,41$, то следует воспользо-

ваться данными табл. 3.3, в которой приводятся значения передаточных отношений i для понижающих передач и соответствующее им количество перекрываемых интервалов при $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$.

Таблица 3.3

Передаточные отношения и количество интервалов, перекрываемых лучами передач при разных φ

φ	Количество интервалов							
	1,41	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5
1,26	1	1,5	2	3	3,5	4,5	5	6
Передаточные отношения								
i	$\approx 0,8$	0,71	$\approx 0,63$	0,5	$\approx 0,43$	0,355	$\approx 0,31$	0,25

Например, если на графике частот вращения базового привода станка с $\varphi = 1,41$ луч понижающей передачи перекрывает 2 интервала, то на строящемся графике модернизируемого привода с $\varphi = 1,26$ он должен перекрывать 3 интервала.

3.6. Тип и характеристики регулируемого электродвигателя

В качестве источника движения для разрабатываемых приводов целесообразно использовать регулируемые асинхронные электродвигатели фирмы Siemens (Германия). Двигатели этой фирмы по своим характеристикам и параметрам занимают одно из ведущих мест в мире и хорошо освещены в доступных источниках [6].

Маркировка двигателей имеет буквенно-цифровое обозначение в виде:

$$\underbrace{1}_{1PH7} \quad \underbrace{2}_{000} \quad - \quad \underbrace{3}_{N00} \quad ,$$

где 1 – тип двигателя (1PH7 – асинхронный регулируемый двигатель);
2 – основной характерный размер двигателя (высота оси вала двигателя, мм), обозначаемый тремя цифрами 101,... 133,... 167... ;
3 – номинальная частота вращения $n_{эл}^{ном}$, закодированная латинскими буквами NF, ... NG, ... NL, ... или буквами и цифрами ... NB4, ... ND4, (подробнее, см. каталог [6]).

Выбор электродвигателя существенно зависит от режима работы, в котором станок и, соответственно, двигатель будут эксплуатироваться. Всего нормировано восемь режимов работы [1], которые условно обозначаются S1, S2, ... , S8. Наиболее распространены номинальный S1 и перемежающийся S6 режим работы.

На рис. 3.5 приведены подробные зависимости мощности асинхронного электродвигателя 1PH7 103–ND от частоты его вращения, заимствованные из каталога [6, с. 41]. При выборе двигателя во внимание принимается только та зависимость, которая соответствует режиму, указанному в задании. Например, для режима S1 зависимость определяет участок работы двигателя с постоянной номинальной мощностью $P_{эл}^{ном} = 3,7$ кВт, начиная с $n_{эл}^{ном} = 1000$ об/мин и кончая частотой $n_{эл}^{max} = 3800$ об/мин. Интересующий нас диапазон регулирования двигателя с постоянной мощностью в этом режиме работы составляет $R_{эл.р} = 3800 : 1000 = 3,8$. Зависимость S1 соответствует продолжительному режиму работы двигателя с номинальной мощностью и установившейся температурой нагрева всех его частей. Зависимости S6 соответствуют перемежающемуся режиму работы двигателя, при котором работа под нагрузкой (двигатель нагревается) чередуется с холостым ходом (двигатель охлаждается). В режиме S6 двигатель кратковременно может развивать мощность больше номинальной и, чем меньше время работы его под нагрузкой, тем большую мощность он развивает. Но при этом существенно сокращается диапазон регулирования частот вращения двигателя с постоянной мощ-

ностью. Видно, что режим S6 – 60% соответствует мощности двигателя 4,5 кВт, а в режиме S6 – 40% двигатель развивает мощность 5,3 кВт, но при этом диапазон $R_{эл.р}$ вместо 3,8 сокращается до 3,1 ($3100 : 1000 = 3,1$).

Таблица 2-6 Асинхронный двигатель 1PH7103– □ND□□

$P_{НОМ}$ [кВт]	$n_{НОМ}$ [об/мин.]	$M_{НОМ}$ [Нм]	$I_{НОМ}$ [А]	n_{max} [об/мин.]	$T_{терм}$ [минут]	J [кгм ²]	m [кг]
3,7	1000	35	10	9000	20	0,017	40

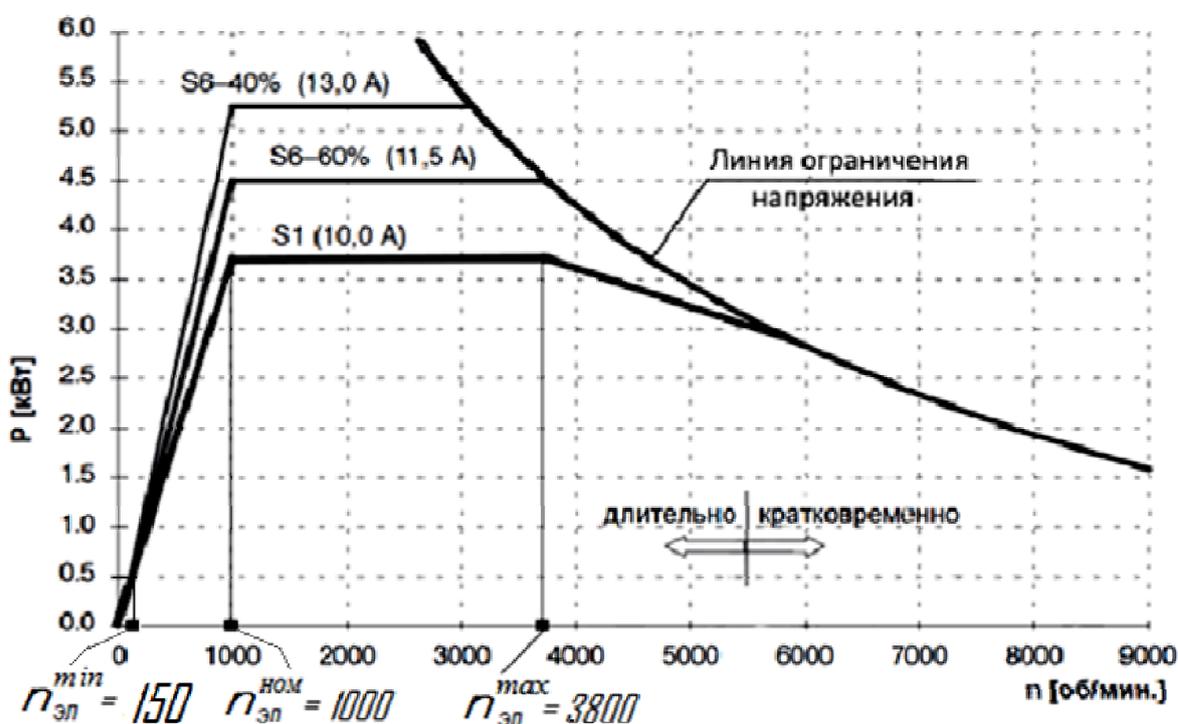


Рис. 3.5 Зависимости мощности электродвигателя от частоты вращения [6, с. 41]

Предельная частота вращения рассматриваемого двигателя, согласно графику, составляет 9000 об/мин, но, начиная с $n_{эл}^{max} = 3800$ об/мин, мощность двигателя существенно падает, и поэтому при разработке кинематики привода главного движения частоты на участке 3800 ... 9000 об/мин не принимаются во внимание.

Общий порядок и условия выбора двигателя (в учебных целях) сводятся к следующему:

1. Согласно указанному в задании режиму работы электродвигателя S1 или S6 и соответствующей величины мощности $P_{эл}$ в каталоге [6] отыскиваются несколько (иногда один) двигателей, мощность которых в указанном режиме максимально близка к заданной.

2. Из этих двигателей выбирается тот, который имеет меньшую частоту вращения с постоянной мощностью $n_{эл}^{ном}$ и меньшую массу m , величина которой приводится в последней колонке таблицы над графиком.

При оформлении рис. 3.5, заимствованного из каталога, необходимо выделить заданную зависимость жирной линией, тонкими вертикальными линиями обозначить границы участка работы двигателя с постоянной мощностью (1000 и 3800) и проставить обозначения $n_{эл}^{ном}$ и $n_{эл}^{max}$. Кроме этого, на горизонтальной шкале графика должна быть отмечена и минимальная частота вращения электродвигателя $n_{эл}^{min}$ (см. п. 3.9).

3.7. Построение графика частот вращения привода с бесступенчатым регулированием

График частот вращения шпинделя с бесступенчатым регулированием является основой для разработки технического проекта главного привода, выполняемого в рамках курсового проекта по дисциплине МРС или МПТОМС. Для того чтобы исключить серьезные осложнения при дальнейшем проектировании, необходимо на этапе работы над графиком строго выполнять требования, изложенные в п. 3.2. Особое внимание при построении графика следует уделить вопросам сохранения базовых расстояний между осями валов привода

при условии обеспечения максимального диапазона регулирования частот вращения шпинделя с постоянной мощностью $R_{шр.р} = R_{эл.р} \cdot R_{к.ск}$ (см. рис. 3.2,в).

Предположим, что ступенчатый привод базового станка (см. рис. 2.6) имеет разделенную компоновку и сложенную структуру; количество валов равно 7; знаменатель $\phi = 1,26$; максимальная частота вращения шпинделя $n_{шп}^{max} = 800$ об/мин. Согласно заданию, взамен ступенчатого необходимо разработать бесступенчатый привод с максимальной частотой вращения шпинделя $n_{шп}^{max} = 3750$ об/мин при использовании регулируемого двигателя мощностью $P_{эл}^{ном} = 3,7$ кВт, развиваемой на режиме работы S1. Число механических ступеней частот вращения, обеспечиваемых коробкой скоростей и переборной группой, $Z = 2 + 2 = 4$.

Выбор электродвигателя

Прежде чем приступить к построению графика, необходимо при помощи каталога [6] выбрать наиболее подходящий по своим характеристикам электродвигатель.

В каталоге Siemens на страницах 39...42 приведены характеристики четырех электродвигателей с одинаковой номинальной мощностью $P_{эл}^{ном} = 3,7$ кВт. Из них, следуя указаниям п.3.6, выбираем двигатель типа 1PH7 103–ND. Графики мощности этого двигателя, приведенные на с. 41 каталога, оформляются в виде рис.3.5. На зависимости S1 тонкими сплошными линиями выделяется участок работы двигателя с постоянной мощностью $P_{эл}^{ном} = 3,7$ кВт и отмечаются частоты вращения $n_{эл}^{ном} = 1000$ об/мин и $n_{эл}^{max} = 3800$ об/мин. Диапазон регулирования частот вращения электродвигателя с постоянной мощностью составит (см. формулу 3.1)

$$R_{эл.р} = n_{эл}^{max} : n_{эл}^{ном} = 3800 : 1000 = 3,8.$$

Минимальная частота вращения электродвигателя $n_{эл}^{min}$ определяется по формуле (3.2).

$$n_{эл}^{min} = (0,1 \dots 0,2) \cdot n_{эл}^{НОМ} = 0,1 \cdot 1000 \dots 0,2 \cdot 1000 = 100 \dots 200 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $n_{эл}^{min} = 150$ об/мин и отмечаем это значение на графике (см. рис. 3.5). На этой частоте вращения двигатель будет развивать мощность $P_{эл}^{min} \approx 0,5$ кВт, в чем легко убедиться при помощи графика на рис. 3.5.

Диапазон регулирования электродвигателя с постоянным моментом составит (см. формулу 3.3)

$$R_{эл.м} = n_{эл}^{НОМ} : n_{эл}^{min} = 1000 : 150 = 6,67,$$

а его общий диапазон регулирования (см. формулу 3.4)

$$R_{эл.} = n_{эл}^{max} : n_{эл}^{min} = R_{эл.р} \cdot R_{эл.м} = 3800 : 150 = 3,8 \cdot 6,67 = 25,3.$$

Последовательность построения графика частот вращения:

1. Принимаем количество валов для бесступенчатого привода таким же, как и в ступенчатом базовом приводе базового станка (см. рис. 2.6), т. е. равным 7.

2. Выписываем числа стандартного ряда частот вращения шпинделя со знаменателем $\phi = 1,26$ (см. прил. Б), которые при построении графика с бесступенчатым регулированием носят сугубо вспомогательное значение. Для того чтобы строго фиксированная номинальная частота вращения выбранного электродвигателя $n_{эл}^{НОМ} = 1000$ об/мин встроилась в стандартный ряд, выписываем числа этого ряда, начиная со значения $n_1 = n_{эл}^{НОМ} : 1000 = 1000 : 1000 = 1$ об/мин.

Максимальное число выписываемого ряда должно быть не менее $n_{эл}^{max}$ или $n_{шп}^{max}$. В нашем случае $n_{эл}^{max} = 3800$ об/мин, а $n_{шп}^{max} = 3150$ об/мин – поэтому выписываем числа ряда до 4000 об/мин. Всего,

начиная с 1 об/мин и заканчивая 4000 об/мин, необходимо выписать 37 чисел (1, 1,25,...1000, 1250,...3150, 4000).

Следует иметь в виду, что при окончательном оформлении графика часть лишних нижних частот вращения обычно удаляется.

3. Строим сетку будущего графика (рис. 3.6) в виде 7 вертикальных линий – валов и 37 горизонтальных линий – частот вращения валов привода.

Напротив вала шпинделя (VII вал) наносятся выписанные ранее частоты вращения от 1 до 4000 об/мин, а на валу электродвигателя отмечаются $n_{эл}^{max} = 3800$ об/мин, $n_{эл}^{ном} = 1000$ об/мин и $n_{эл}^{min} = 150$ об/мин. На рис. 3.6 частоты вращения 1...6,3 не обозначены, т. к. после построения графика они были удалены за ненужностью.

При этом частоты вращения, которые не равны значениям стандартного ряда, отмечаются на графике в середине интервалов. Например, точка определяющая частоту вращения 3800 об/мин нанесена в середине интервала 3150 – 4000 об/мин, а частота 150 об/мин в середине интервала 125 – 160 об/мин.

4. Назначаем места расположения групповых и одиночных передач в разрабатываемом приводе.

Из задания следует, что число ступеней частот вращения, обеспечиваемое механикой бесступенчатого привода, должно быть равно $Z = 4 = 2 + 2$. Значит, в коробке скоростей (см. рис. 2.6) необходим только один двойной блок шестерен, а удвоение частот вращения на шпинделе будет получено за счет переборной группы в шпиндельной бабке. С целью получения максимально возможного диапазона регулирования эту групповую передачу в коробке скоростей следует расположить на тех валах, между которыми луч передаточного отношения понижающей передачи в базовом приводе перекрывает наибольшее количество интервалов по сравнению с другими зубчатыми зацеплениями привода.

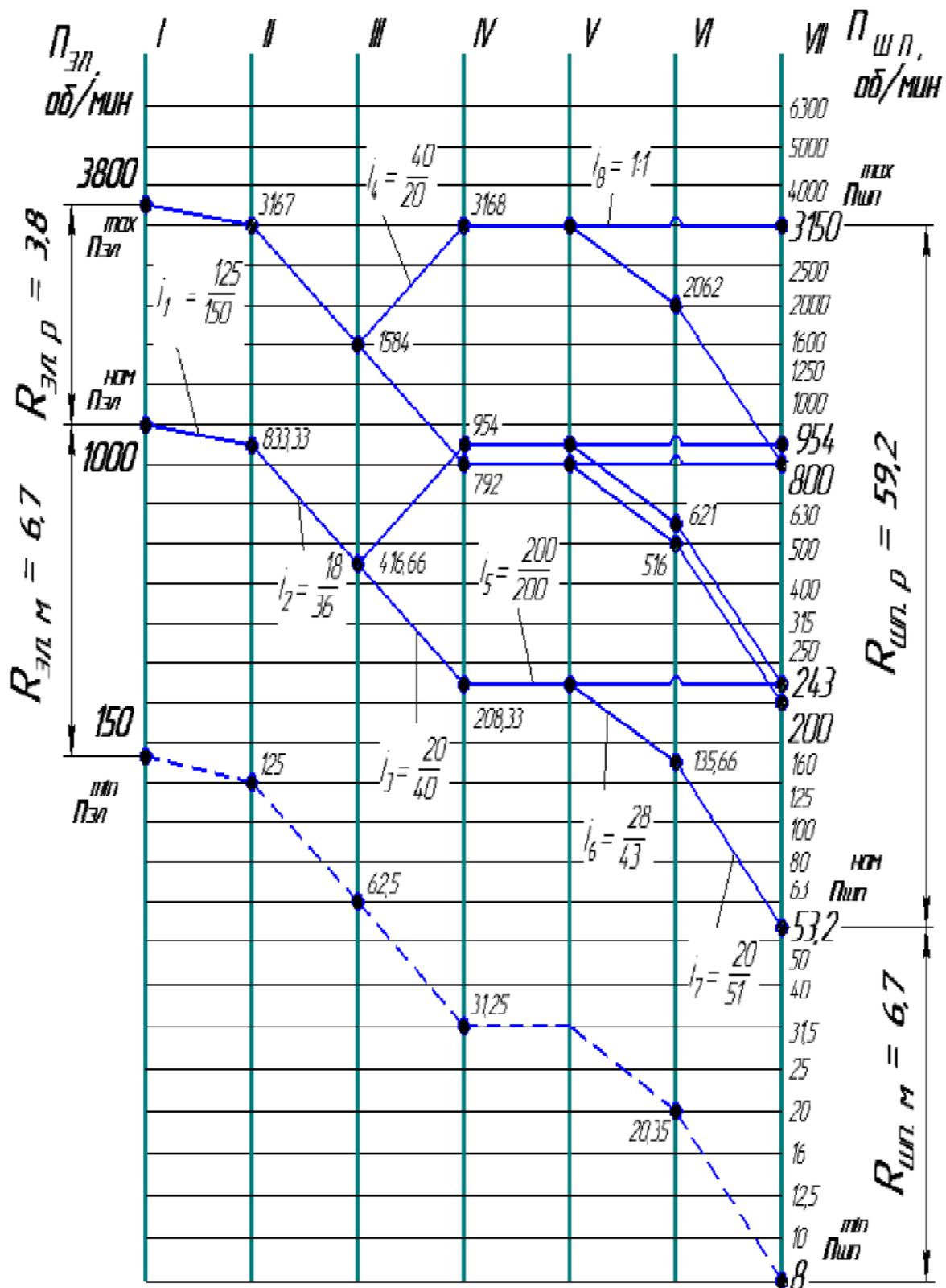


Рис. 3.6. График частот вращения бесступенчатого привода главного движения станка мод. ...

В базовой коробке (см. рис. 2.6,а) лучи с наибольшим наклоном i_2 и i_5 перекрывают три интервала. Поэтому в нашем случае двойной блок можно расположить как на II, так и III валах. Лучше всего, как и в базовом приводе, двойной блок расположить на III валу, а одиночную передачу смонтировать между II и III валами взамен базового тройного блока.

5. Наносим на графике лучи линии минимальной редукции привода, соединяющей частоты $n_{ЭЛ}^{НОМ}$ и $n_{ШП}^{НОМ}$. Величина $n_{ШП}^{НОМ}$ пока неизвестна, и поэтому нанесение лучей состоит из предварительного и окончательного этапов.

При наличии в приводе ременных передач, их передаточные отношения (а, значит, и наклон лучей) на начальном этапе построения графика следует принимать равными базовым. Окончательное определение наклона лучей этих передач будет производиться на завершающей стадии построения графика с целью обеспечения заданной частоты вращения $n_{ШП}^{max}$.

Лучи передаточных отношений понижающих зубчатых пар между соответствующими валами наносятся исходя из условий, изложенных в п. 3.5. Наклон этих лучей должен быть таким же, как и на графике частот вращения базового привода. Такой подход будет справедлив, если знаменатель прогрессии в базовом приводе равен $\varphi = 1,26$. При использовании в базовой кинематике $\varphi = 1,41$ следует использовать для перевода значений φ данные, приведенные в табл. 3.3.

При неупорядоченном ряде частот вращения в базовом приводе необходимо определять значения предельных передаточных отношений между соседними валами, руководствуясь рекомендациями, изложенными в первой части п. 3.5.

6. Наносим лучи повышающих передач, входящих в состав групповых зацеплений. При этом передаточные отношения повышающих

передач следует принимать максимально большей величины на основе неравенства (3.15).

7. На завершающей стадии построения графика производим его коррекцию с целью обеспечения заданной частоты вращения n_{III}^{max} . При наличии в приводе ременных передач это осуществляется изменением в допустимых пределах (см. неравенство 3.17) их передаточных отношений. При отсутствии ремней коррекция производится изменением передаточных отношений одиночных зубчатых пар на основе соблюдения неравенств (3.12), (3.13) и (3.16).

Порядок построения графика в рассматриваемом примере

Передача I – II

Это ременная передача. Используем ременную передачу базового привода (см. рис. 2.6) с $i_1 = \varnothing 125/\varnothing 150$, хотя при необходимости можно использовать ременную передачу с $i_1 \geq 0,15$ (см. формулу 3.17). Соответственно на II валу предельные значения частот вращения с постоянной мощностью составят

$$n_{II}^{max} = 3800 \cdot \frac{125}{150} \approx 3150 \text{ об/мин}, \quad n_{II}^{min} = 1000 \cdot \frac{125}{150} \approx 833,33 \text{ об/мин.}$$

Отмечаем эти частоты вращения на графике. При этом, одна из точек у которой относительная разница между истинным (3167) и стандартным значением (3150) минимальна, отмечается в перекрестии вала со стандартным значением частоты вращения, а другая в середине интервала 800 – 1000 об/мин. Точки 3800 – 3150 и 1000 – 833 соединяются двумя параллельными линиями, которые соответствуют передаточному отношению ременной передачи.

Передача II – III

Заменяем тройной блок шестерен (см. рис. 2.6) одиночной понижающей передачей. Из этого рисунка видно, что предельное значение

передаточного отношения между II и III валами в базовом станке, обозначенное i_2 , соответствует трем интервалам. Поэтому из точек 3150 и 833 об/мин проводим параллельные лучи, ниспадающие на три интервала. На III валу эти лучи определяют 2 точки : 1600 и 416 об/мин. Следует помнить, что увеличение количества интервалов против базовой структуры при построении графика бесступенчатого регулирования приведет к увеличению межцентровых расстояний между валами II и III, что недопустимо.

Передача III – IV

Здесь устанавливается двойной блок шестерен, и поэтому из точек 1600 и 416 об/мин обозначенных на III валу исходят по 2 луча передаточных отношений.

Минимальное передаточное отношение i_5 в базовом станке (см. рис. 2.6) соответствует 3 интервалам. Поэтому, как и в предыдущем случае, из точек 1600 и 416 об/мин проводим 2 параллельных луча вниз на 3 интервала. На IV валу они определяют частоты 800 и 208 об/мин. Лучи повышающей передачи, исходящие из точек 1600 и 416 об/мин, с целью получения наибольшего диапазона регулирования проводим вверх на пределе возможного ($i \leq 2$), т. е. через 3 интервала. На IV валу эти лучи определяют частоты 3150 и 954 об/мин/

Передача IV – V

Это ременная передача (см. рис.2.6), связывающая выходной вал коробки скоростей IV с приемным валом шпиндельной бабки V. Передаточное отношение этой передачи в базовом приводе составляет $i_{\text{рем}} = i_5 = \varnothing 160 / \varnothing 200$. Очевидно, что для обеспечения заданной максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}^{\text{max}} = 3150$ об/мин передаточное отношение ременной передачи следует принять равным 1 : 1 . Для модернизируемого привода (см. рис. 3.6) принимаем отношение $i_{\text{рем}} = i_5 = \varnothing 200 / \varnothing 200$.

Передача V – VI

Это первая понижающая передача в переборной группе шпиндельной бабке (см. рис. 2.6). Принимаем ее передаточное отношение таким же, как и в базовом станке, определяемом падением луча i_6 на 2 интервала. Соответственно частоты вращения на VI валу составят: 2000, 621, 500 и 135,66 об/мин. Как и ранее, отмечаем на графике полученные числа и проводим лучи понижающей передачи i_6 .

Передача VI – VII

Вторая понижающая передача в переборной группе (см.рис.2.6) Принимаем ее передаточное отношение также равным базовому, что соответствует падению луча на 4 интервала. Частоты вращения на VII валу составят: 800, 243, 200 и 53,2 об/мин.

Передача V – VII

Как и в базовом приводе, это прямая передача частот вращения с V на VII вал (минуя VI) с передаточным отношением $i_8 = 1$. Из графика на рис. 3.6 видно, что верхний луч этой передачи будет определять заданную частоту вращения шпинделя $n_{\text{шп}}^{\text{max}} = 3150$ об/мин.

Определение $n_{\text{шп}}^{\text{min}}$

Наносим на графике штриховую линию, которая позволит определить минимальную частоту вращения шпинделя $n_{\text{шп}}^{\text{min}} = 8$ об/мин. Лучи этой линии проводятся из точки $n_{\text{эл}}^{\text{min}} = 150$ об/мин параллельно лучам линии, соединяющей отметки частот вращения $n_{\text{эл}}^{\text{НОМ}} = 1000$ и $n_{\text{шп}}^{\text{НОМ}} = 53,2$ об/мин, так как они соответствуют тем же передаточным отношениям $i_1 - i_2 - i_3 - i_5 - i_6 - i_7$ (см. рис. 3.6).

Определение диапазонов регулирования

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя с постоянным моментом на графике частот вращения определяется автоматически $R_{\text{шп.м}} = R_{\text{эл.м}} = 6,7$.

Диапазон регулирования с постоянной мощностью определяется отношением

$$R_{\text{шп.р}} = n_{\text{шп}}^{\text{max}} : n_{\text{шп}}^{\text{НОМ}} = 3150 : 53,2 = 59,2.$$

Полный диапазон регулирования частот вращения на шпинделе составит

$$R_{\text{шп}} = n_{\text{шп}}^{\text{max}} : n_{\text{шп}}^{\text{min}} = 3150 : 8 = 394.$$

Основные выводы

У базового станка (см. рис. 2.6) пределы частот вращения шпинделя составляют $n_{\text{шп}}^{\text{min}} = 6,3$, а $n_{\text{шп}}^{\text{max}} = 800$ об/мин. Соответственно диапазон регулирования частот в базовом ступенчатом приводе составит $R_{\text{шп}} = 800 : 63 = 12,7$, что существенно меньше не только $R_{\text{шп}} = 394$, но и $R_{\text{шп}} = 59,2$ в разработанном бесступенчатом приводе. Очевидно, что в новом приводе диапазон регулирования частот вращения шпинделя с постоянной мощностью превосходит базовый более чем в 4,6 раза ($59,2 : 12,7 = 4,66$). Это позволит существенно расширить технологические возможности станка после его модернизации, повысить производительность и эффективность обработки. Также следует отметить, что практически 45% верхней части диапазона с постоянным моментом (в нашем случае, начиная с 20 ... 31,5 об/мин) является рабочей, так как на малых частотах вращения шпинделя полная мощность двигателя в универсальных станках обычно не используется.

3.8. Определение кинематических параметров и построение кинематической схемы

Построение кинематической схемы привода главного движения с бесступенчатым регулированием производится на основе кинематики привода базового станка (см. рис. 2.6) при помощи разработанного

графика частот вращения (см. рис. 3.6). Эта схема, в отличие от схемы ступенчатого привода, должна быть построена со строгим соблюдением масштаба. В первую очередь должны быть нанесены расстояния между осями валов, заимствованные из базового привода. Диаметры начальных окружностей зубчатых колес и диаметры шкивов должны строго соответствовать выбранному масштабу.

Диаметры шкивов ременных передач были определены в ходе построения графика частот вращения и для рассматриваемого примера имеют следующие значения. На валах I – II располагаются шкивы $\varnothing 125/\varnothing 150$ мм, на валах IV – V – шкивы $\varnothing 200/\varnothing 200$ мм.

Определение чисел зубьев шестерен и их диаметров

Определение чисел зубьев шестерен, при условии сохранения базовых расстояний между валами, в общем случае носит **предварительный** характер. Это обусловлено тем, что пока не известны фактические значения модулей зубчатых зацеплений и возможные величины смещения инструмента при их нарезании (см. п. 3.3 и 3.4). На данном этапе проектирования определение чисел зубьев, особенно для зацеплений групповых передач, возможно только при использовании величин модулей от базового привода. Уточнение чисел зубьев будет производиться в дальнейшем при разработке технического проекта, после расчета фактических (требуемых) величин модулей.

Сначала определяются числа зубьев колес по линии минимальной редукиции частот вращения привода, т. е. числа зубьев понижающих передач. Эти числа, по возможности, следует оставлять такими же, как и в базовом станке (см рис. 2.6. и 3.6), т. е. $(i_2) = i_2 = 18/36$, $(i_5) = i_3 = 20/40$, $(i_8) = i_6 = 28/43$, $(i_9) = i_7 = 20/51$. В скобках обозначены передаточные отношения на рис. 2.6, а без скобок – на рис. 3.6.

Затем определяются числа зубьев колес **повышающих** передач в групповых зацеплениях (двойных или тройных блоках шестерен). Их следует определять по формулам, приведенным в работах [7,8]:

– для ведущего колеса

$$z_1 = 2 A\omega \cdot i / m (i + 1), \quad (3.18)$$

– для ведомого колеса

$$z_2 = z_1 : i, \quad (3.19)$$

где $A\omega$ – межосевые расстояния, определяемые начальными диаметрами колес, мм (см. рис. 3.4 и табл. 3.2); m – модули зубчатых зацеплений в базовом станке, мм; i – передаточные отношения в двойных или тройных блоках шестерен (см. рис. 3.6).

В рассматриваемом примере (см. рис. 3.6) между III и IV валами установлен двойной блок шестерен. Межосевое расстояние между ними $A\omega = 82,5$ мм и модуль $m = 2,75$ мм указаны в табл. 3.2. Передаточное отношение повышающей передачи двойного блока $i_4 = 3150/1600 = 2$ определяем при помощи графика. Тогда

$$z_1 = 2 \cdot 82,5 \cdot 2 / 2,75 \cdot (2 + 1) = 40, \quad z_2 = 40 : 2 = 20.$$

Числа зубьев переборной группы следует принимать по базовому станку. В примере это передачи 28 : 43 и 20 : 51.

Помимо найденных величин, для получения полных сведений о типах зубчатых зацеплений (см. п. 3.3) и построения кинематической схемы необходимо определить еще некоторые параметры. Все выявленные параметры заносятся в табл. 3.4. Для определения значений d_1, d_2 и A используются формулы, приведенные в табл. 3.1, а диаметры $d\omega_1$ и $d\omega_2$ вычисляются по формулам (3.7) и (3.8).

Таблица 3.4

Параметры зубчатых зацеплений в модернизируемом приводе

Номера валов	i	$\frac{Z_1}{Z_2}$	m , мм	A , мм	$\frac{d_1}{d_2}$	$A\omega$, мм	$\frac{d\omega_1}{d\omega_2}$
1	2	3	4	5	6	7	8
II – III	0.5	$\frac{18}{36}$	2.5	67.5	$\frac{45}{90}$	67.5	$\frac{45}{90}$
III – IV	0.5	$\frac{20}{40}$	2.75	82.5	$\frac{55}{110}$	82.5	$\frac{55}{110}$
III – IV	2.0	$\frac{40}{20}$	2.75	82.5	$\frac{110}{55}$	82.5	$\frac{110}{55}$
V – VI	0.65	$\frac{28}{43}$	3.0	106.5	$\frac{84}{129}$	106.5	$\frac{84}{129}$
VI – VII	0.39	$\frac{20}{51}$	3.0	106.5	$\frac{60}{153}$	106.5	$\frac{60}{153}$

В рассматриваемом примере в силу равенства $A = A\omega$ и $d = d\omega$ большинство параметров в табл. 3.4 повторяет данные из табл. 3.2. Поэтому требуется рассмотреть более общий случай, когда для обеспечения неизменным базового межосевого расстояния $A\omega$ требуется нарезать колеса зубчатых зацеплений со смещением инструмента.

Предположим, что в результате анализа технических характеристик базового привода и построенного графика частот вращения определены следующие параметры:

- между смежными валами необходимо установить двойной блок шестерен с понижающей и повышающей передачами;
- базовое расстояние между осями валов $A\omega = 102,5$ мм;
- модуль зубчатых зацеплений $m = 2$ мм;

– число зубьев понижающей передачи $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 80$ приняты из кинематики базового привода;

– передаточное отношение понижающей передачи определяется отношением чисел зубьев $i = 20 : 80 = 0,25$;

– передаточное отношение повышающей передачи $i = 2$ определено при помощи построенного графика частот вращения;

Требуется определить числа зубьев колес повышающей передачи. По формулам (3.18) и (3.19) числа зубьев ведущего и ведомого колес составят

$$z_1 = 2 \cdot 102,5 \cdot 2 / 2 \cdot (2 + 1) = 68,333 = 68, \quad z_2 = 68 : 2 = 34.$$

Сумма зубьев этой передачи $Z_\Sigma = 68 + 34 = 102$ не совпадает с суммой зубьев понижающей передачи $Z_\Sigma = 20 + 80 = 100$. Этот факт, а также необходимость округления Z_1 до целого числа определяют необходимость нарезания колес двойного блока с обязательным смещением инструмента.

Диаметры **начальных** окружностей колес в понижающей передаче двойного блока:

$$d\omega_1 = 2 \cdot A\omega \cdot i / (i + 1) = 2 \cdot 102,5 \cdot 0,25 / (0,25 + 1) = 41 \text{ мм};$$

$$d\omega_2 = (2 \cdot A\omega) - d\omega_1 = (2 \cdot 102,5) - 41 = 164 \text{ мм}.$$

Выполняя проверку, имеем

$$A\omega = 0,5 (d\omega_1 + d\omega_2) = 0,5 (41 + 164) = 102,5 \text{ мм},$$

которое соответствует исходным данным.

Диаметры **начальных** окружностей в повышающей передаче :

$$d\omega_1 = 2 \cdot 102,5 \cdot 2 / (2 + 1) = 136,667 \text{ мм};$$

$$d_{\omega_2} = (2 \cdot 102,5) - 136,667 = 68,333 \text{ мм.}$$

Проверяя, имеем $A_{\omega} = 0,5 (136,667 + 68,333) = 102,5 \text{ мм.}$

Диаметры делительных окружностей колес :

– в понижающей передаче

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм,} \quad d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 80 = 160 \text{ мм;}$$

– в повышающей передаче

$$d_1 = 2 \cdot 68 = 136 \text{ мм,} \quad d_2 = 2 \cdot 34 = 68 \text{ мм.}$$

Делительное межосевое расстояние $A = 0,5 \cdot m \cdot Z_{\Sigma}$:

– для понижающей передачи $A = 0,5 \cdot 2 \cdot 100 = 100 \text{ мм;}$

– для повышающей передачи $A = 0,5 \cdot 2 \cdot 102 = 102 \text{ мм.}$

Видно, что значения A , вычисленные таким способом, не только не совпадают с исходными межосевыми расстояниями $A_{\omega} = 102,5 \text{ мм}$, но и существенно различаются между собой ($100 \neq 102$), чего быть не может!

Это еще раз доказывает необходимость изготовления колес рассматриваемой группой передачи со смещением инструмента. Кроме того, в первом приближении может быть оценена суммарная величина положительного смещения инструмента как $\lambda_{\Sigma} = A_{\omega} - A$ (см. п. 3.3, рис. 3.4).

Рекомендации для построения кинематической схемы

После определения необходимых данных и заполнения табл. 3.4 можно приступить к вычерчиванию кинематической схемы привода с бесступенчатым регулированием частот вращения (рис. 3.7). Расстояния между валами, диаметры сопряженных колес и шкивов в обязательном порядке выполняются в масштабе, приведенном в ГОСТ 2.302-68. Произвольно выбираются только расстояния между

валами ременных передач, а также ширина колес и шкивов, которые можно принимать близким к их изображению на схеме базового привода.

Построение схемы следует начинать с нанесения валов, **строго** соблюдая базовые расстояния A_{ω} между ними (см. табл. 3.2 или 3.4). Подвижные блоки шестерен (или один блок) следует располагать на тех же валах и в тех же местах, что и на базовом станке. Одиночные передачи следует вписывать в габариты заменяемой групповой передачи базового привода. Начальные диаметры шестерен d_{ω} , изображаемых на схеме, берутся из табл. 3.4. Их не следует путать с делительными – d , которые только в частных случаях могут быть равны начальным диаметрам.

Нанося обозначения на схему, следует придерживаться требований, изложенных в п. 2.5, и внешнего вида схемы, представленной на рис. 3.7.

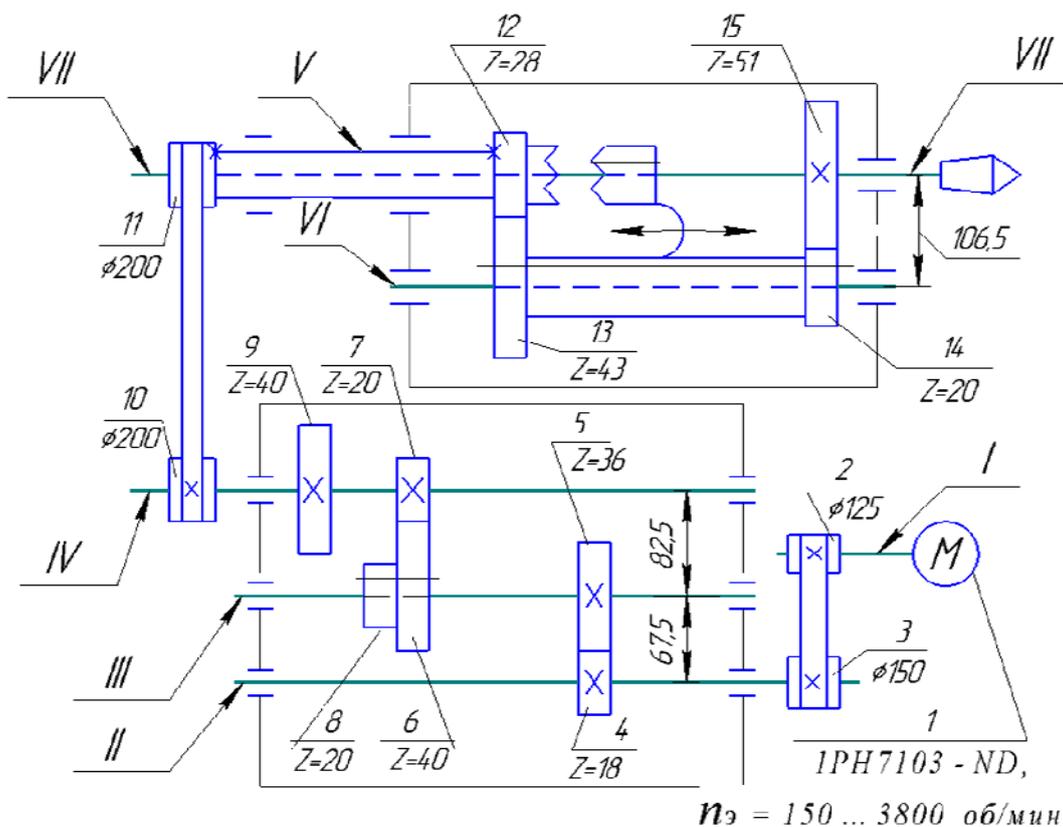


Рис. 3.7. Кинематическая схема привода главного движения с бесступенчатым регулированием станка мод. ...

3.9. Построение графика мощности на шпинделе

Построение графика мощности на шпинделе является завершающей стадией разработки кинематики привода главного движения с бесступенчатым регулированием. Для его разработки необходимо располагать номинальной мощностью электродвигателя $P_{эл}^{ном}$ или мощностью $P_{эл}$ на заданном режиме работы привода (см. рис. 3.5), а также графиком частот вращения (см. рис. 3.6).

С учетом потерь на трение мощность на шпинделе выразится зависимостью [4]

$$P_{шп} = P_{шп}^{ном} \cdot \eta \quad \text{или} \quad P_{шп} = P_{эл} \cdot \eta, \quad (3.20)$$

где $P_{шп}^{ном}$ – номинальная мощность электродвигателя на режиме S1;

$P_{эл}$ – мощность двигателя на режиме S6; $\eta = 0,75 \dots 0,8$ – КПД привода главного движения.

В рассматриваемом примере при номинальном режиме работы S1 мощность двигателя $P_{эл}^{ном} = 3,7$ кВт, соответственно, мощность на шпинделе составит $P_{шп} = 3,7 \cdot 0,8 = 2,96 = 3$ кВт.

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя с постоянной мощностью $P_{шп,р}$ обычно состоит из нескольких поддиапазонов, определяемых механикой привода (см. рис. 3.6). Их количество однозначно определяет число ступеней механических передач, которые можно включать в той или иной комбинации. Число ступеней, как отмечалось выше, чаще всего равно $Z = 2$, $Z = 3$, $Z = 4 = 2 \cdot 2$ или $Z = 4 = 2 + 2$.

В нашем примере $Z = 4 = 2 + 2$ определяет четыре комбинации (четыре ступени) включения механических передач привода.

1 ступень

Соответствует включению понижающих передач $i_3 = 20 : 40$, $i_6 = 28 : 43$ и $i_7 = 20 : 51$. Граничные значения частот вращения шпинделя на этой ступени составят 53,2 и 200 об/мин.

2 ступень

Включена понижающая передача $i_3 = 20 : 40$; включено «прямое» вращение шпинделя $i_8 = 1 : 1$ и, соответственно, выключен перебор i_6, i_7 . Граничные значения частот составят 243 и 800 об/мин.

3 ступень

Включена повышающая передача $i_4 = 40 : 20$; включен перебор i_6, i_7 . Граничные значения частот составят 243 и 800 об/мин, которые совпадают с частотами 2 ступени.

4 ступень

Включена повышающая передача $i_4 = 40 : 20$; включено «прямое» вращение шпинделя $i_8 = 1 : 1$ (перебор выключен). Граничные значения частот 954 и 3150 об/мин.

Следует отметить, что частоты вращения шпинделя в поддиапазоне от 243 до 800 об/мин могут быть получены как при включении второй, так и третьей ступени. На этом участке будет иметь место перекрытие частот вращения. Напротив, на участках 200 – 243 об/мин и 800 – 954 об/мин будут наблюдаться провалы мощности.

Последовательность построения графика мощности

1. Проводятся оси координат (рис. 3.8). На вертикальной оси наносятся штрихи классической равномерной шкалы значений мощности на шпинделе. На горизонтальной оси размечаются штрихи логарифмической шкалы значений частот вращения шпинделя, включающей 4 декады: 1 – 10, 10 – 100, 100 – 1000, 1000 – 10 000 об/мин.

2. На вертикальной оси отмечается точное значение мощности $P_{\text{шп}}$, определенное по формуле (3.20), и проводится горизонтальная вспомогательная линия. В примере $P_{\text{шп}} = 3$ кВт.

3. На горизонтальной оси отмечается минимальная частота вращения шпинделя ($n_{\text{шп}}^{\text{min}} = 8$ об/мин). Затем отмечаются граничные частоты вращения при последовательном включении всех ступеней привода (53,2 – 200, 243 – 800, 954 – 3150 об/мин) и проводятся вспомогательные вертикальные линии.

4. Определяется величина мощности на шпинделе при минимальной частоте вращения электродвигателя $n_{\text{эл}}^{\text{min}}$ ($n_{\text{эл}}^{\text{min}} = 150$ об/мин). Для этого используется график на рис. 3.5. На горизонтальной оси этого графика, в строгом соответствии с масштабом, наносится значение $n_{\text{эл}}^{\text{min}}$ и графически определяется мощность двигателя на этих оборотах ($P_{\text{эл}}^{\text{min}} = 0,5$ кВт).

С учетом КПД минимальная мощность на шпинделе ($P_{\text{шп}}^{\text{min}}$) при его минимальных оборотах, по аналогии с формулой(3.20), определится зависимостью

$$P_{\text{шп}}^{\text{min}} = P_{\text{эл}}^{\text{min}} \cdot \eta.$$

Затем на строящемся графике мощности по значениям $n_{\text{эл}}^{\text{min}}$ и $P_{\text{шп}}^{\text{min}}$ наносится точка А. В примере $n_{\text{шп}}^{\text{min}} = 8$ об/мин (см. рис. 3.6), а $P_{\text{шп}}^{\text{min}} = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4$ кВт.

5. Соединяем точку А с перекрестием горизонтальной и вертикальной линий, определяемых известными значениями $P_{\text{шп}} = 3$ кВт и $n_{\text{шп}}^{\text{НОМ}} = 53,2$ об/мин. Полученная наклонная линия будет характеризовать изменение мощности на шпинделе от частоты его вращения.

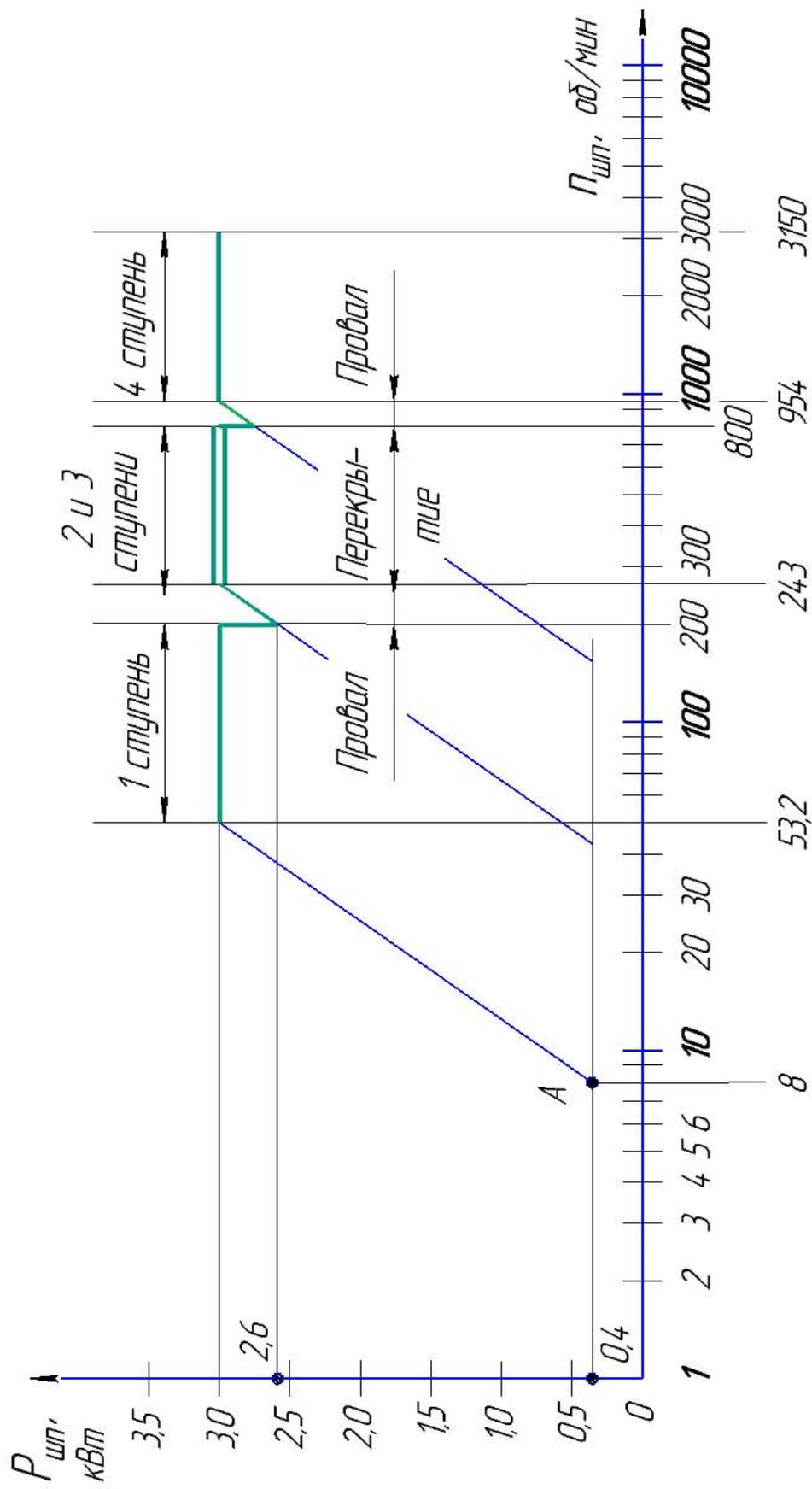


Рис. 3.8. Зависимость мощности на шпинделе станка мод. ... от частоты его вращения

6. Проводим утолщенные горизонтальные линии определяющие работу привода с постоянной мощностью на всех 4 ступенях переключения механических передач. В рассматриваемом примере 2 и 3 ступени полностью перекрываются. Линии перекрывающихся ступеней следует проводить с минимально возможным отступлением от вспомогательной горизонтальной линии.

7. Параллельно первой наклонной линии на участках провала мощности (200 – 243) и (800 – 954) проводятся остальные наклонные линии, определяющие характер падения мощности на шпинделе при понижении частоты вращения. Зигзагообразные участки провала мощности также выделяются утолщенными линиями.

8. Графически определяются значения пониженной мощности на участках провала. В примере, на частоте вращения $n_{шп} = 200$ об/мин мощность на шпинделе будет составлять 2,6 кВт вместо 3 кВт. При назначении режимов резания для чернового точения необходимо учитывать это обстоятельство.

3.10. Контрольные вопросы

1. Перечислить достоинства и недостатки регулируемых асинхронных электродвигателей, используемых в приводах главного движения МРС.

2. Привести зависимости для определения диапазонов регулирования электродвигателя с постоянной мощностью и постоянным моментом.

3. Каким образом обеспечиваются заданные диапазоны частот вращения шпинделя в бесступенчатых приводах главного движения?

4. За счет чего и как обеспечиваются заданные межосевые расстояния в зубчатых передачах при проектировании?

5. Дать определение и показать на схемах основную, дополнительную и начальную окружности зубчатого колеса.
6. Для чего выполняют смещение инструмента при нарезании зубчатых колес?
7. Какие варианты смещения инструмента возможны при нарезании зубчатых колес?
8. Как определяются межосевые расстояния в базовом приводе станка при отсутствии их значений на сборочных чертежах?
9. Перечислить и объяснить условия сохранения межосевых расстояний в модернизируемом приводе.
10. Охарактеризовать номинальный и перемежающиеся режимы работы асинхронного двигателя.
11. Изложить последовательность построения графика частот вращения с бесступенчатым регулированием.
12. Привести и объяснить зависимости для определения диапазонов регулирования частот вращения на шпинделе.
13. Объяснить специфику определения чисел зубьев колес в проектируемом приводе при заданных расстояниях между осями валов.
14. Перечислить исходные данные для разработки кинематической схемы привода и изложить основные этапы ее построения.
15. Изложить методику построения графика мощности на шпинделе станка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения, выполняющих расчетно-графические работы и курсовые проекты, связанные с разработкой или модернизацией кинематики главных приводов металлорежущих станков.

В первом разделе пособия сформулирована общая цель модернизации главных приводов станков, приведены указания по сбору и оформлению исходных материалов по базовому станку необходимых для выполнения разработок, изложены требования к составлению и оформлению обзора технических характеристик станков-аналогов.

Во втором разделе рассмотрены вопросы, связанные с разработкой и модернизацией кинематики ступенчатых приводов главного движения. Изложены основные сведения о составе и разновидностях приводов, приведены зависимости, необходимые для проведения кинематических расчетов. Рассмотрена кинематика приводов множительной и сложной структур, приведены примеры построения графиков частот вращения и кинематических схем.

Третий раздел посвящен разработке кинематики бесступенчатых приводов главного движения взамен многоступенчатых, используемых в базовых станках.

Замена нерегулируемого электродвигателя в базовом приводе на современный регулируемый в сочетании с одной-двумя механическими групповыми передачами позволяет реализовать более быстрый привод, имеющий к тому же и более широкий диапазон регулирования частот вращения шпинделя. Такую модернизацию приводов станков проводят многие машиностроительные предприятия, продлевая срок их службы с одновременным улучшением скоростных и экономических показателей. Основным условием при этом является повторное использование дорогостоящих корпусных узлов приводов

от базовых станков без всяких изменений их конструкции. Для выполнения такого условия необходимо проектировать упрощенную кинематику бесступенчатого привода, исходя из имеющихся (заданных базой) межосевых расстояний между валами. Данное обстоятельство потребовало включения в пособие теоретических сведений об элементах зубчатых зацеплений, методик по определению межосевых расстояний в базовой конструкции и условиям сохранения этих расстояний в модернизируемом приводе. В третьем разделе, помимо теоретических сведений, приведены практические рекомендации и примеры построения кинематики приводов с бесступенчатым регулированием. В конце раздела на конкретном примере изложена методика построения графика мощности на шпинделе.

Материалы пособия могут быть использованы как бакалаврами, так и магистрами, не только для курсового проектирования, но и при подготовке выпускных квалификационных работ.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица

Карта технических характеристик приводов главного движения станков-аналогов (прототип мод. ...)

№ п/п	Модель станка	Наименование		Основной ха- рактерный размер, мм (D , $d_{св}$, $d_{шп}$, B , ...)	Число частот враще- ния Z	Пределы частот вращения		Диапазон ре- гулирова- ния $R = \frac{n_{max}}{n_{min}}$	Электродвигатель	
		Страна	Фирма, завод, концерн			n_{max} , об/мин	n_{min} , об/мин		мощ- ность P , кВт	Частота враще- ния n , об/мин
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1		Россия								
2										
3										
4										
5										
6										
7										

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Нормальный ряд чисел в станкостроении (нормаль Н 11 – 1)

со знаменателем $\varphi = 1,06$:

1 – 1,06 – 1,12 – 1,18 – 1,25 – 1,32 – 1,4 – 1,5 – 1,6 – 1,7 – 1,8 – 1,9 – 2 –
2,12 – 2,25 – 2,35 – 2,5 – 2,65 – 2,8 – 3 – 3,15 – 3,35 – 3,55 – 3,75 – 4 –
4,25 – 4,5 – 4,75 – 5 – 5,3 – 5,6 – 6 – 6,3 – 6,7 – 7,1 – 7,5 – 8 – 8,5 – 9 –
9,5 – 10.

Примечания :

1. Числа высшего порядка получают умножением или делением чисел нормального ряда на 10, 100, 1000...

Например:

0,1 – 0,106 – 0,112... 10 – 10,6 – 11,2... 1000 – 106 – 112..

2. Числа геометрического ряда со знаменателем $\varphi > 1,06$ образуются из ряда с $\varphi = 1,06$ по следующим зависимостям:

$$\begin{array}{lll} \varphi = 1,12 = 1,06^2 & \varphi = 1,41 = 1,06^6 & \varphi = 1,78 = 1,06^{10} \\ \varphi = 1,26 = 1,06^4 & \varphi = 1,58 = 1,06^8 & \varphi = 2 = 1,06^{12} \end{array}$$

3. Образование нормального ряда чисел с заданным $\varphi = 1,06^i$ производится путем выписывания каждого $(i+1)$ числа из ряда с $\varphi = 1,06$, начиная с минимального заданного.

Например:

$\varphi = 1,26 = 1,06^4$ при $n_{\min} = 1,12$
... 1,12 – 1,4 – 1,8 – 2,25 – ... – 9 – 9,5 – 10 – 10,6... ;
 $\varphi = 1,41 = 1,06^6$ при $n_{\min} = 1,32$
... 1,32 – 1,9 – 2,65 – 3,75 – ... – 5,3 – 7,5 – 10,6 – 15... ;
 $\varphi = 1,58 = 1,06^8$ при $n_{\min} = 1,25$
... 1,25 – 2 – 3,15 – 5 – ... – 8 – 12,5 – 20 – 31,5....

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – Москва : Машиностроение, 2011. – 608 с.
2. Основы проектирования станочных систем и их элементов : Рабочая программа, методические указания и задания на контрольную работу / сост. А.В. Шестернинов. – Ульяновск : УлГТУ, 2010. – 53 с.
3. Расчет приводов подач металлорежущих станков : методические указания по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности 151001 / сост. : А.В. Шестернинов, Г.М. Горшков. – Ульяновск : УлГТУ, 2007. – 49 с.
4. Курсовое проектирование по дисциплине «Оборудование машиностроительных производств» : методические указания к курсовой работе / сост. А.В. Шестернинов. – Ульяновск : УлГТУ, 2015. – 52 с.
5. Металлорежущие станки. В 2 ч. Ч. 1 : методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Оборудование машиностроительных производств» / сост. : А.В. Шестернинов, Г.И. Киреев. – Ульяновск : УлГТУ, 2013. – 108 с.
6. Каталог фирмы Siemens : Асинхронные двигатели 1PH7 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://dfpd.siemens.ru/assets/files/infocenter/Documetations> (дата обращения: 10.08.2016).
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя : Т. 2 / В.И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 1972. – 584 с.
8. Гузенков, П.Г. Детали машин : учебное пособие для студентов вузов / П.Г. Гузенков. – 3-е изд. перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1982. – 351 с.
9. ГОСТ 16532 – 70. Расчет геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач. – Москва, 1970.

Учебное электронное издание
ШЕСТЕРНИНОВ Александр Владимирович
Кинематика приводов главного движения металлорежущих станков

Учебное пособие
к курсовому проектированию

Редактор Н. А. Евдокимова
Технический редактор Ю. С. Лесняк

ЛР № 020640 от 22.10.97.

ЭИ № 949. Объем данных 1,9 Мб.

Печатное издание
Подписано в печать 29.05.2017. Формат 60 × 84 / 16.
Усл. печ. л. 4,88. Тираж 100 экз. Заказ № 653.

Ульяновский государственный технический университет,
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.
ИПК «Венец» УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.
Тел.: (8422) 778-113
E-mail: venec@ulstu.ru
venec.ulstu.ru