

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра материаловедения и технологии машиностроения

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА
ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
Выполнение курсового проекта

Методические указания для студентов очной формы обучения
по направлению подготовки:
15.04.02 – Технологические машины и оборудование

Составитель:
И. Д. Соколова

Санкт-Петербург
2021

Утверждено
на заседании кафедры МиТМ
22.10.2021 г., протокол № 2

Рецензент П. В. Кауров

Методические указания соответствуют программе и учебному плану дисциплины «Проектирование машин» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование». Методические указания предназначены для магистров очной формы обучения для выполнения курсового проекта.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД
в качестве методических указаний

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016,
по паролю. — Загл. с экрана.
Дата подписания к использованию 27.12.2021 г. Рег. № 94/21
Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб, ул. Ивана Черных, 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	5
2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МЕХАНИЗМАМ ОБОРУДОВАНИЯ	6
3. СОДЕРЖАНИЕ ДОКУМЕНТАЦИИ И РАЗДЕЛОВ	7
РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	7
3.1. Содержание типовой документации.....	7
3.2. Техническое задание на проектирование.....	8
4. ПРОЕКТНЫЕ РАСЧЕТЫ.....	10
4.1. Кинематический расчет привода главного движения.....	11
4.1.1. Выбор исходных данных	11
4.1.2. Выбор структуры коробки скоростей	13
4.1.3. Построение графика частот вращения.	17
4.2. Расчет зубчатых передач	20
4.2.1. Выбор материала зубчатых колес.....	20
4.2.2. Расчет чисел зубьев зубчатых колес	23
4.2.3. Расчет модуля зубьев зубчатых колес	25
4.2.4. Расчет параметров зубчатых колес.....	26
4.3. Силовой расчет привода главного движения	27
4.3.1. Определение передаваемой мощности	27
4.3.2. Расчет максимальных крутящих моментов на валах.....	28
4.3.3. Расчет вала на прочность.....	29
4.3.4. Выбор материала шпинделя.....	32
4.3.5. Выбор основных параметров шпиндельного узла	33
4.3.6. Расчет шпинделя на жесткость.....	36
5. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ	39
5.1. Компоновка коробки скоростей	39
5.2. Разработка развертки и свертки коробки скоростей	42
5.3. Конструирование корпусов коробок скоростей.....	45
5.4. Выбор систем смазки	45

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	47
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	48
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 1</i>	49
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 2</i>	50
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 3</i>	53
<i>ПРИЛОЖЕНИЕ 4</i>	55

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Проектирование машин» выполняется в ходе учебного процесса на заключительном этапе изучения дисциплины. «Проектирование машин» является одной из профилирующих дисциплин в учебном плане подготовки инженера-механика ЦБП. Дисциплина завершает цикл машиностроительных дисциплин, суммирующих знания, полученные студентами на предшествующих стадиях обучения. Знание основ проектирования машин способствует более глубокому пониманию особенностей конструкций оборудования ЦБП и является базой для организации эффективной эксплуатации и ремонта оборудования. Курсовое проектирование систематизирует, углубляет и закрепляет знания, полученные студентом во время теоретических и практических занятий. Курсовое проектирование должно научить студента пользоваться справочной литературой, ГОСТами, таблицами, нормами времени и т. д., сочетать умения и навыки, полученные на практических занятиях, с теоретическими знаниями, а также подготовить студента к дипломному проектированию.

Настоящие методические указания имеют цель дополнить теоретический курс практическими его приложениями и привить навыки самостоятельной работы при решении профессиональных задач, творческого анализа типовых кинематических схем, разработки кинематических схем технологического оборудования и конструкций его узлов и оформления сопутствующей документации.

В пособии приведены цели и задачи курсового проектирования, освещены тематика, состав и объем курсового проекта, описана структура и содержание разделов пояснительной записки, а также на основе действующих стандартов даны общие правила оформления курсовых проектов.

Предназначены для студентов всех форм обучения по направлению 15.04.02 «Технологические процессы и оборудование».

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект выполняется по теме «Проектирование привода главного движения специализированного технологического оборудования».

Специализированное оборудование при помощи сменных устройств и приспособлений в относительно короткий срок может переналаживаться на обработку другой детали этого же наименования, но с другими размерами. Эти станки также можно отнести к универсальным станкам упрощенной конструкции.

При проектировании специализированного станка необходимо учитывать особенности проектирования как универсальных, так и специальных станков. Специализированные станки следует создавать на основе нормальных рядов станков широкого назначения с максимальной унификацией основных узлов и деталей.

Основными механизмами любой технологической машины являются приводы главного движения и подач. Их конструкция во многом определяет технико-экономические показатели разрабатываемого или модернизируемого оборудования. Проектирование этих механизмов имеет свою специфику.

Цель курсового проектирования – сформировать компетенции обучающегося в области выполнения конструкторско-технологических расчетов и оформления соответствующей документации при проектировании узлов технологического оборудования.

Задачи курсового проектирования:

- расчет режимов обработки типовой детали на выбранном оборудовании;
- кинематический и силовой расчеты привода главного движения/подач;
- разработка чертежей кинематической схемы и конструкции узлов специализированного технологического оборудования с оформлением соответствующих спецификаций. При этом в качестве базы используется универсальное оборудование, в кинематическую схему и конструкцию узлов которого вносятся изменения в соответствии с условиями обработки деталей.

2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МЕХАНИЗМАМ ОБОРУДОВАНИЯ

Основными требованиями, предъявляемыми к нормально работающим механизмам и деталям технологического оборудования, являются:

- 1) Работоспособность. Сюда относятся такие свойства конструкции, как точное выполнение механизмами заданного закона движения и соблюдение требуемых скоростей движения, достаточная прочность каждой детали механизма, износостойкость, жесткость деталей и механизма, защита трущихся частей от загрязнения.
- 2) Наименьший вес. При конструировании нужно исходить из положений учения о сопротивлении материалов; о наиболее рациональном распределении материала детали по поперечному и продольному сечениям; наиболее выгодных способах базирования деталей с точки зрения получения их наименьших деформаций; влиянии модуля упругости на жесткость детали.
- 3) Применение стандартных деталей и узлов. Наиболее экономичными и надежными являются конструкции, содержащие большое число стандартных деталей и узлов. Поэтому необходимо стремиться применять в разрабатываемой конструкции возможно больше стандартных элементов.
- 4) Технологичность изготовления деталей. При конструировании каждой детали обдумывается возможность ее изготовления на каждой стадии производственного процесса, т.е. в заготовительных цехах и в механическом цехе. Литые детали станков изготавливают в большинстве случаев из чугуна. Стальное литье в станкостроении, как правило, не применяется. Технологичными являются простые поверхности: плоские, цилиндрические, конические, стандартные резьбовые и другие, получаемые на распространенных типах станков с помощью стандартного режущего инструмента.

5) Технологичность сборки узла. При разработке сборочных чертежей необходимо обеспечить возможность сборки и разборки узла. Наиболее совершенным является узел, который состоит из частей (сборочных единиц), собираемых сначала отдельно, вне узла, а затем устанавливаемых в собранном виде в узел. Нужно обдумать способ сборки и разборки как отдельных сборочных единиц, так и всего узла в целом.

3. СОДЕРЖАНИЕ ДОКУМЕНТАЦИИ И РАЗДЕЛОВ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Курсовой проект должен состоять из расчетно-пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка курсового проекта состоит из следующих разделов:

- титульный лист;
- задание;
- содержание;
- введение;
- проектные расчеты;
- заключение;
- список использованной литературы;
- спецификации деталей проектируемого механизма (в приложении).

Расчетно-пояснительная записка выполняется на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210 x 297 мм). Графический материал (чертежи) должен быть представлен на листах формата А1 (594 x 841 мм).

Текст печатается нормальным шрифтом черного цвета. Размер шрифта – 14 (Times New Roman). Межстрочный интервал – 1,5.

Предусматриваются следующие размеры полей:

- левое – 30 мм;
- правое – 10 мм;
- верхнее – 20 мм;
- нижнее – 20 мм.

Рекомендуется производить выравнивание текста по ширине.

Абзацы в тексте начинаются отступом от левого поля. Отступ равен 1,25 см.

Объем курсового проекта:

- расчетно-пояснительная записка, включая приложения – 50-60 страниц формата А4;
- графический материал – 4 листа формата А1.

3.1. Содержание типовой документации

Титульный лист оформляется согласно образцу.

Задание разрабатывается и оформляется руководителем курсового проекта, подписывается руководителем и исполнителем – студентом. Оно

содержит все характеристики, необходимые для проектирования привода технологического оборудования.

Содержание охватывает все разделы и подразделы с указанием страниц.

Введение – вступительная часть к разработке курсового проекта – должно быть логически связано с основной частью. Во введении отражаются основные требования научно-технического прогресса к объекту проектирования, состояние и перспективы развития технологического оборудования данного типа. В содержании введения должны быть обязательно представлены цель и задачи курсового проекта, обоснована актуальность выбранной темы.

3.2. Техническое задание на проектирование

Создание нового технологического оборудования или его модернизация (специализация) – весьма сложный процесс. Он включает в себя многие мероприятия, начиная с оформления технического задания на оборудование и заканчивая его запуском в серию.

Техническое задание обосновывает новые качества, которыми должна обладать проектируемая машина. Оно устанавливает служебное назначение проектируемого оборудования, обосновывает целесообразность его создания и регламентирует основные механические характеристики.

Исходными данными для составления технического задания на новое оборудование являются номенклатура изготавливаемых деталей, реализуемый технологический процесс и тип производства.

К основным техническим характеристикам, без которых невозможно начинать проектирование или модернизацию станка, относятся:

- предельные значения частот вращения (двойных ходов);
- диапазон регулирования частот вращения (двойных ходов);
- знаменатель геометрического ряда;
- число частот вращения (двойных ходов);
- максимальные значения составляющих силы резания при заданных условиях резания;
- эффективная мощность, необходимая для резания;
- предельные значения подач;
- диапазон изменения подач.

Основные характеристики имеют важное значение, так как являются исходными данными для кинематического и силового расчета всех элементов проектируемого станка. Кроме перечисленного, при проектировании необходимо располагать общей компоновкой станка и, в частности, приводов, определиться с типом электродвигателя, его мощностью и частотой вращения, иметь четкое представление о форме направляющих перемещаемого узла, о форме и размерах переднего конца шпинделя.

В курсовом проекте обоснование технических данных должно включать следующие этапы:

1. Выявление круга технологических операций, часть из которых заведомо выполнялась бы на максимальных частотах вращения шпинделя и подачах, а часть – на минимальных. Кроме того, выявляются операции, обуславливающие наибольшую загрузку приводов главного движения и подач по мощности. Эти операции могут быть выявлены также на основе анализа технологического процесса изготовления типовой детали.

Максимальная частота вращения шпинделя будет получена на чистовых операциях, например, при чистовом наружном точении (с небольшими глубинами резания и подачами) стального вала минимального диаметра твердосплавным инструментом, минимальная же частота вращения будет определяться такими операциями, как сверление, рассверливание, развертывание, нарезание резьбы быстрорежущим инструментом.

Наибольшая загрузка приводов по мощности и крутящему моменту будет при черновом точении вала максимального диаметра (что обуславливает его жесткость) с наибольшими глубинами резания и подачами.

2. Расчет и анализ режимов резания с целью выявления предельных частот вращения и величин подач, усилий резания и мощности приводов, типа и характеристик электродвигателя, обоснования числа частот вращения и подач в случае ступенчатого привода.

Минимальную и максимальную частоты вращения шпинделя (т.е. исходные величины для проектирования коробки скоростей) определяют по формулам:

$$n_{min} = \frac{1000v_{min}}{\pi d_{max}}, n_{max} = \frac{1000v_{max}}{\pi d_{min}},$$

где v_{min} , v_{max} и d_{min} , d_{max} – соответственно предельные значения скоростей главного движения, м/мин, и диаметров заготовок (инструмента), мм.

При ступенчатом регулировании привода частоты вращения должны быть округлены до ближайшего меньшего значения из стандартного ряда чисел оборотов (Приложение 1).

Диапазон регулирования частот вращения определяют по формуле:

$$D = \frac{n_{max}}{n_{min}}. \quad (1)$$

Эффективная мощность резания рассчитывается следующим образом:

$$N_{эф} = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт},$$

где P_z и v – соответственно максимальная сила резания и скорость при черновой обработке заготовки.

Тогда мощность электродвигателя привода можно определить по формуле:

$$N_э = \frac{N_{эф}}{\eta_{ксс}},$$

где $\eta_{ксс}$ – КПД коробки скоростей (0,75...0,85).

По рассчитанной мощности из справочников выбирается тип электродвигателя (Приложение 2). Необходимо выписать тип, мощность, частоту вращения.

3. Выбор станка-прототипа на основе сопоставления и анализа полученной информации с техническими характеристиками станков-аналогов. Для этого используются каталоги металлорежущих станков, паспорта станков и другая справочная литература. Основные компоновочные и конструктивные решения выбранного станка следует использовать в качестве базы для дальнейшего проектирования.

Проектирование шпиндельной группы привода главного движения требует выполнения эскиза переднего конца шпинделя с креплением детали или инструмента и указанием основных размеров. Формы и размеры передних концов шпинделей приводятся в соответствующих паспортах, стандартах или литературе.

Этот раздел записки также должен включать описание служебного назначения и технических характеристик базового станка:

- виды операций, выполняемых на технологическом оборудовании базовой модели, и режущего инструмента, применяемых для этих технологических операций;
- размеры рабочей зоны оборудования – максимальные габариты обрабатываемых заготовок, их материал;
- тип производства, в котором применяется данное оборудование;
- технические характеристики станка.

4. ПРОЕКТНЫЕ РАСЧЕТЫ

Проведению кинематического расчета должно предшествовать согласование с руководителем проекта типа привода главного движения. Например, современный привод станков с ЧПУ содержит регулируемый электродвигатель (асинхронный частотно регулируемый или постоянного тока) в сочетании с упрощенной двух-четырёхступенчатой коробкой передач; переключение скоростей автоматическое.

Коробка скоростей может быть встроена в шпиндельную бабку (совмещенный привод) или оформлена отдельным узлом, связанным со шпинделем станка ременной передачей (разделенный привод). Выбор типа и конструкции привода влияет на построение кинематической схемы и графика частот вращения.

В этом разделе записки должны быть приведены:

- исходные данные для расчета, взятые из технического задания;
- структурная формула привода;
- график частот вращения шпинделя;
- график зависимости мощности от частоты вращения шпинделя (для привода с бесступенчатым регулированием скорости);
- формулы и зависимости по определению передаточных отношений и чисел зубьев зубчатых колес;
- сводные таблицы для передаточных отношений и чисел зубьев;

- таблица с результатами проверки соответствия частот вращения шпинделя стандартным значениям (для привода со ступенчатым регулированием скорости);
- эскизы двух-трех вариантов компоновок кинематической схемы с целью выбора наиболее рационального компоновочного решения;
- силовой расчет привода главного движения (расчет крутящих моментов на валах; расчет модуля зубчатых передач из условия контактной прочности и прочности на изгиб, а также диаметры промежуточных валов из условия усталостной прочности; расчет на прочность зубчатых колес);
- выбор типоразмеров подшипников промежуточных валов из условия долговечности и шпиндельных подшипников с учетом долговечности и класса точности;
- выбор и обоснование системы смазки;
- основные выводы.

4.1. Кинематический расчет привода главного движения

4.1.1. Выбор исходных данных

Коробки скоростей служат для передачи необходимых усилий и скоростей резания для заданного диапазона материалов и размеров обрабатываемых изделий. Коробки скоростей должны иметь возможно меньшие габариты, высокий КПД и хорошие эксплуатационные показатели.

В коробках скоростей со ступенчатым регулированием наиболее целесообразно применять геометрический ряд чисел оборотов со знаменателем геометрического ряда ϕ (табл. 1).

Таблица 1 – Рекомендуемые значения знаменателя геометрического ряда

Группа станков	ϕ
Автоматы и тяжелые станки (важна точная настройка на заданный режим резания)	1,12
Универсальные токарные, сверлильные и другие станки	1,26 1,41
Станки, обработка на которых не требует точной настройки на режим резания из-за большого вспомогательного времени	1,58; 1,78

Проведя расчеты режимов обработки типовой детали и выбрав максимальную и минимальную частоты вращения шпинделя, по формуле (1) определяют диапазон регулирования D . Число ступеней скорости привода z можно рассчитать, применив формулу:

$$D = \phi^{z-1}. \quad (2)$$

Предварительно необходимо выбрать рекомендуемое значение знаменателя геометрического ряда ϕ из таблицы 1.

Предпочтительными значениями ϕ являются 1,26; 1,41; 1,58.

После логарифмирования левой и правой частей формулы (2) число ступеней скорости привода можно определить следующим образом:

$$z = 1 + \frac{\lg D}{\lg \varphi}. \quad (3)$$

Полученное по формуле (3) значение z округляют до целой величины в большую сторону, и оно должно делиться на множители 2 и 3 без остатка, что связано с применением двух или трех (реже четырех) передач между смежными валами. Этому требованию удовлетворяют рекомендуемые значения: $z = 2; 3; 4; 6; 8; 9; 12; 16; 18; 24; 27; 32; 36$. Предпочтительны $z = 3; 4; 6; 8; 12; 18; 24$.

В таблице 2 приведены рекомендуемые значения диапазонов регулирования частот вращения и чисел ступеней скорости привода для технологического оборудования с главным вращательным движением.

Таблица 2 – Рекомендуемые значения D и z

Группа станков	D	z
Токарные средних размеров	40...100	12...24
Токарно-револьверные автоматы		
- одношпиндельные	20...60	12...18
- многошпиндельные	10...30	12...18
Токарно-карусельные	25...100	9...18
Патронные и револьверные полуавтоматы	8...12	12...18
Горизонтально-расточные (многоцелевые)	20...60	8...18
Вертикально-сверлильные средней величины	15...30	6...12
Радиально-сверлильные	8...16	4...9
Фрезерные горизонтальные и вертикальные	20...100	12...36

После округления z необходимо провести корректирование диапазона регулирования D и, следовательно, n_{\min} или n_{\max} (или обеих величин). Окончательные значения n_{\min} и n_{\max} следует выбирать из стандартного ряда частот вращения (приложение 1).

Пример. Для проектирования привода главного движения вертикально-сверлильного станка получены значения частот вращения шпинделя в диапазоне $n=50...1150 \text{ мин}^{-1}$.

Диапазон регулирования частот вращения определим по формуле (1):

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{1150}{50} = 23.$$

По таблице 1 рекомендуются два значения знаменателя геометрического ряда: 1,26 и 1,41. Выбор большего значения φ приводит к упрощению расчетов и конструкции коробки скоростей – потребуется меньшее количество ступеней z при том же диапазоне регулирования D .

Определим число ступеней скорости привода по формуле (3) при $\varphi = 1,41$:

$$z = 1 + \frac{\lg D}{\lg \varphi} = 1 + \frac{\lg 23}{\lg 1,41} = 10,14.$$

Принимаем $z = 12$. В этом случае для обеспечения расчетных режимов обработки может быть выбран диапазон значений частот вращения

(приложение 1) 31,5...1400 как наиболее оптимальный: охватывает предельные частоты вращения и требует меньше ступеней скорости z . Кроме того, учтена рекомендация увеличения D на 20% ($1,2 \cdot 1150 = 1380 \text{ мин}^{-1}$).

4.1.2. Выбор структуры коробки скоростей

Для кинематических расчетов коробки скоростей применяют графоаналитический метод. Достоинством его является то, что он позволяет быстро находить возможные варианты решения, дает большую наглядность (что облегчает сравнение вариантов) по сравнению с аналитическим методом. При графоаналитическом методе последовательно строят варианты структурных сеток и график частот вращения.

Структурная формула показывает количество групп передач, порядок их конструктивного расположения и кинематический порядок. При выбранном числе z ступеней число групп передач, число передач в каждой группе и порядок расположения групп можно выбирать различными. Этот выбор в основном и определяет конструкцию коробки скоростей. Например, $z = 12$ можно представить в виде двух групп передач:

$$z = 12 = 3 \cdot 4.$$

В этом случае на шпинделе будет располагаться четыре зубчатых колеса, что приводит к удлинению шпинделя и снижению его жесткости.

Конструктивный вариант коробки показывает количество групп передач и последовательность их расположения от входа к выходу. Число конструктивных вариантов:

$$k_{\text{кон}} = \frac{m!}{q!},$$

где m – число групп передач, q – число групп с одинаковым количеством кинематических пар. Например, при числе ступеней $z = 12$ можно получить три конструктивных варианта:

$$z = 2 \cdot 3 \cdot 2, z = 3 \cdot 2 \cdot 2, z = 2 \cdot 2 \cdot 3.$$

Из имеющихся конструктивных вариантов выбирают оптимальный, исходя из следующих соображений: на шпинделе (выходном валу коробки скоростей) должно быть как можно меньше зубчатых колес. При наличии муфт на первом валу принимают решение об уменьшении количества зубчатых колес и там. Поэтому в примере выбираем оптимальный вариант $z = 2 \cdot 3 \cdot 2$.

Кинематический вариант определяется характеристикой групп x , где x – целое число. Количество кинематических вариантов:

$$k_{\text{кин}} = m!$$

От кинематического порядка групп зависит характеристика каждой группы передач, которая нарастает от группы к группе. Согласно этому порядку одна из групп (любая) является основной (верхний индекс – 0), ее характеристика $x_0 = 1$. Характеристики остальных переборных групп определяются следующим образом:

$$x_1 = x_0 \cdot p_0, x_2 = x_1 \cdot p_1,$$

где x_1, x_2 – характеристики первой и второй переборной групп соответственно,

p_0, p_1 – число передач в основной и первой переборных группах.

Например, в структурной формуле $z = 12 = 2^2 \cdot 3^0 \cdot 2^1$ кинематический порядок передач обозначен индексами 1, 2, 0 (остальные пять вариантов: 0, 1, 2; 0, 2, 1; 1, 0, 2; 1, 2, 0; 2, 1, 0). Основной группой в кинематическом порядке является вторая, затем – третья и первая. Тогда характеристики этих групп: основная – $x_0 = 1$; первая переборная – $x_1 = 1 \cdot 3 = 3$; вторая переборная – $x_2 = 2 \cdot 3 = 6$.

Структурная формула примет вид: $z = 2_6^2 \cdot 3_1^0 \cdot 2_3^1$.

Для структурных формул выбранного конструктивного варианта должны быть приведены структурные сетки, для построения которых характерна симметричность. Структурная сетка не показывает значений частот вращения и передаточных величин, а лишь отражает соотношение между передаточными величинами в каждой группе, т.е. число интервалов ($lg\varphi$) между концами соседних лучей.

В качестве примера на рисунке 1 приведена структурная сетка для структурной формулы $z = 2_6^2 \cdot 3_1^0 \cdot 2_3^1$. Сначала проводят горизонтальные линии, соответствующие валам коробки скоростей, – на одну больше числа сомножителей в структурной формуле. При наличии ременной передачи между электродвигателем и коробкой скоростей добавляется еще одна горизонтальная линия. Вертикально на равном расстоянии проводят линии, количество которых равно числу ступеней скорости привода.

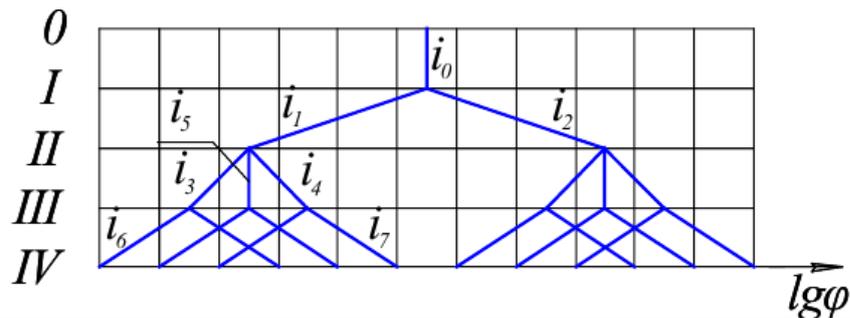


Рис. 1. Структурная сетка для формулы структуры $z = 2_6^2 \cdot 3_1^0 \cdot 2_3^1$

Построение структурной сетки производится следующим образом:

1. Из середины верхнего горизонтального отрезка (вал 0) проводят вертикальный луч до пересечения с валом I (первый вал коробки скоростей). Обозначают полученный луч i_0 – передаточное отношение ременной передачи.
2. Из точки на валу I проводят столько лучей, сколько передач p в первой группе (не первой переборной), при этом расстояние между лучами (количество интервалов $lg\varphi$) равно характеристике x этой группы. На рисунке 1 это два луча, расстояние между ними равно 6 – характеристике первой группы передач, их обозначают i_1, i_2 – отношения передач между I и II валами коробки скоростей.

3. Из каждой точки вала II проводят до пересечения с валом III лучи, число которых равно числу передач p во второй группе, расстояние между концами смежных лучей равно характеристике x данной группы. На рисунке 1 из каждой точки на валу II проведены три луча на расстоянии между концами смежных лучей в один интервал $lg\varphi$ (характеристика этой группы передач равна 1). Обозначены они i_3, i_4, i_5 – отношения передач между II и III валами коробки скоростей.
4. Аналогично получают передаточные отношения i_6, i_7 .

Из построенных структурных сеток, количество которых равно $m!$, выбирается наилучший вариант структуры привода. При сравнении вариантов необходимо обращать внимание в первую очередь на размах крайних лучей, выходящих из одной точки (в каждой группе). Число интервалов ($lg\varphi$) между концами таких лучей определяет диапазон регулирования в группе.

При выборе структурной формулы, а значит и рациональной структуры привода, необходимо придерживаться соблюдения некоторых условий.

Для цилиндрической прямозубой передачи необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{1}{4} \leq i \leq 2. \quad (4)$$

При $i < \frac{1}{4}$ (чрезмерной редукции) происходит значительное возрастание числа зубьев, следовательно, диаметра ведомого колеса, значит, и габаритных размеров передачи. Превышение $i > 2$ неблагоприятно с точки зрения динамики: возрастают вибрации, шум, изнашивание зубчатых передач, потери энергии.

Поэтому максимально допустимый диапазон регулирования в группе передач:

$$\frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{2}{1/4} = 8.$$

Тогда наибольший допускаемый коэффициент редукции в группе передач можно определить по формуле:

$$\varphi^m \leq 8, \quad (5)$$

где m – число интервалов между внешними лучами группы передач.

Прологарифмировав обе части неравенства (5), получим:

$$m \leq \frac{\lg 8}{\lg \varphi}.$$

Для каждого значения знаменателя геометрического ряда φ существует допустимое условием (4) число интервалов, охватываемых диапазоном регулирования в группе передач (табл. 3).

Варианты структурных сеток, не удовлетворяющих условию (4), следует исключить из рассмотрения при поиске структурной формулы.

4.1.3. Построение графика частот вращения

После выбора оптимальной структурной сетки строят график частот вращения. График показывает частоты вращения валов n при всех комбинациях включенных передач и передаточные отношения всех передач. Он строится для принятого конструктивно-кинематического варианта коробки скоростей.

В качестве примера рассмотрим построение графика частот вращения для принятого варианта структуры коробки скоростей $z = 2_1^0 \cdot 3_2^1 \cdot 2_6^2$, диапазон частот вращения шпинделя коробки скоростей $n = 22,4 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi = 1,41$, частота вращения электродвигателя $n_{э/д} = 1450 \text{ мин}^{-1}$.

Графики частот вращения строят в следующей последовательности: на равном расстоянии друг от друга проводят вертикальные линии, число которых равно количеству валов структурной сетки (на рисунке 2 – 5). Их следует пронумеровать (0...IV). На равном расстоянии друг от друга проводят горизонтальные линии, каждая из которых соответствует определенной частоте вращения.

При горизонтальном положении луча $i = 1$, при луче, направленном вверх передача повышающая – $i > 1$, направленном вниз передача понижающая – $i < 1$. Наиболее целесообразно так разбить общее передаточное отношение цепи, чтобы сохранить более высокими частоты вращения промежуточных валов. В этом случае размеры коробки уменьшаются.

График начинают строить от линии последнего вала коробки скоростей (IV) из точки, соответствующей его минимальной или максимальной частоте. Рассмотрим построение графика из точки $n_{min}(22,4 \text{ мин}^{-1})$ на линии последнего вала (рис. 3), руководствуясь требованиями таблицы 3 и условиями (4) – (6).

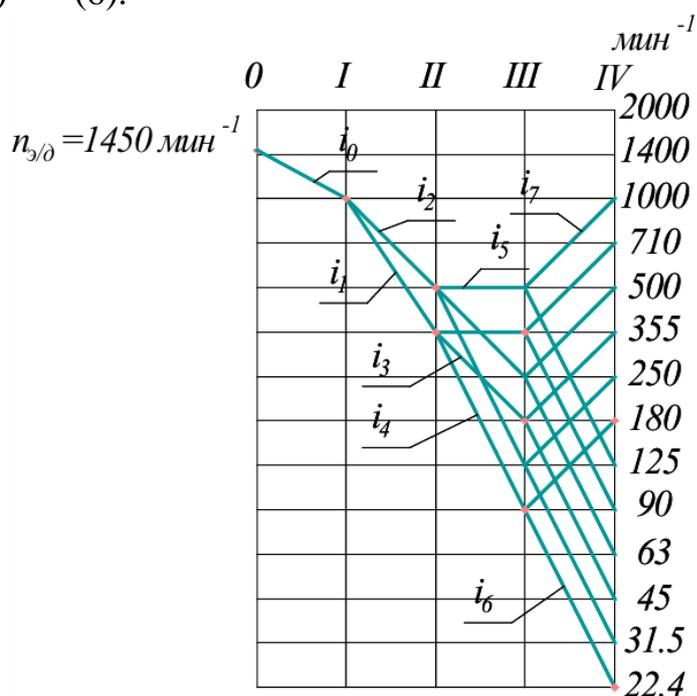


Рис. 3. График частот вращения

Согласно рекомендациям таблицы 3, допустимое число интервалов $\lg \varphi$ на графике частот вращения, перекрываемых лучом, при $\varphi = 1,41$ для понижающей передачи – 4, для повышающей – 2. Характеристика третьей группы передач, выходящей к шпинделю IV (она же и последняя переборная группа), равна 6, число передач этой группы – 2. Поэтому для соблюдения условия (4) следует, что для передачи вращения шпинделю будут использованы повышающая и понижающая передачи ($4 + 2 = 6$).

Из точки $n = 22,4 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 3) до пересечения с валом III ($n = 90 \text{ мин}^{-1}$) проводят луч i_6 (это минимальное передаточное отношение в третьей группе передач). Он перекрывает четыре интервала $\lg \varphi$ для соблюдения условия (4). Передаточное отношение определяется по формуле:

$$i_6 = \frac{n_{\text{ведом.}}}{n_{\text{ведущ.}}} = \frac{22,4}{90} = 0,25,$$

где $n_{\text{ведом.}}$, $n_{\text{ведущ.}}$ – соответственно частоты вращения ведомого и ведущего валов.

Из полученной точки на валу III ($n = 90 \text{ мин}^{-1}$) до пересечения с валом IV ($n = 180 \text{ мин}^{-1}$) проводят луч i_7 . Он перекрывает два интервала $\lg \varphi$ для соблюдения условия (4). Передаточное отношение определяется по формуле:

$$i_7 = \frac{180}{90} = 2.$$

В передаче вращения со II на III вал согласно структурной формуле принимают участие три зубчатых передачи (вторая группа передач p_2). Эта группа является первой переборной, ее характеристика $x_1 = 2$. Это означает, что из точки на валу II до вала III должны быть проведены три луча, при этом расстояние между концами смежных лучей равно двум интервалам $\lg \varphi$ на графике частот вращения. Так как $n = 90 \text{ мин}^{-1}$ является минимальной частотой вращения вала III, то следующей частотой вращения будет $n = 180 \text{ мин}^{-1}$ (через два интервала), а крайней частотой – $n = 355 \text{ мин}^{-1}$.

Для определения положения минимальной частоты вращения вала II необходимо соблюдение требований таблицы 3 и условий (4) – (6). Из точки на валу III с частотой $n = 90 \text{ мин}^{-1}$ проводят луч i_4 , перекрывающий четыре интервала до пересечения с валом II. (Это минимальное передаточное отношение помогает избежать применения повышающей передачи). Получают точку, частота которой $n = 355 \text{ мин}^{-1}$, из нее проводят лучи i_3, i_5 к двум частотам вала III.

Передаточные отношения определяются по формулам:

$$i_3 = \frac{180}{355} = 0,51,$$

$$i_4 = \frac{90}{355} = 0,25,$$

$$i_5 = \frac{355}{355} = 1.$$

Частота вращения $n = 355 \text{ мин}^{-1}$ является минимальной частотой вала II, максимальная его частота определяется, исходя из числа передач первой группы (она же основная переборная группа) и характеристики этой группы. В передаче вращения с вала I на вал II согласно структурной формуле участвуют две передачи, характеристика этой группы – $x_0 = 1$. Поэтому максимальная

частота вращения вала II – $n = 500 \text{ мин}^{-1}$. Точку на валу I $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ получают, руководствуясь требованиями таблицы 3 и условиями (4) – (6).

Передаточные отношения определяются по формулам:

$$i_1 = \frac{355}{1000} = 0,36,$$

$$i_2 = \frac{500}{1000} = 0,5. \quad (7)$$

Из точки на валу I $n = 355 \text{ мин}^{-1}$ проводят луч до точки на валу 0 ($n_{э/д} = 1450 \text{ мин}^{-1}$) и определяют передаточное отношение ременной передачи:

$$i_0 = \frac{1000}{1450} = 0,69.$$

Из точки на валу II $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ проводят до пересечения с валом III лучи, параллельные лучам i_3, i_4, i_5 , получают точки $n = 500 \text{ мин}^{-1}, n = 250 \text{ мин}^{-1}, n = 125 \text{ мин}^{-1}$. Из полученных точек до пересечения с валом IV проводят лучи, параллельные лучам i_6, i_7 .

Таким образом, график частот вращения построен.

На рисунке 4 приведен пример кинематической схемы коробки скоростей, обеспечивающей получение на шпинделе 12 скоростей. От электродвигателя на первый вал коробки скоростей вращение передается через клиноременную передачу. С первого вала на второй вращение может быть передано с помощью зубчатой передачи $z_1 - z_2$ (z_1 – число зубьев шестерни, z_2 – число зубьев колеса, вступающего в зацепление с этой шестерней) или $z_3 - z_4$. Далее перемещением тройного блока $z_6 - z_8 - z_{10}$ по шлицам третьего вала можно обеспечить последовательное включение передач $z_5 - z_6, z_7 - z_8, z_9 - z_{10}$. С третьего вала на шпиндель вращение передается с помощью передач $z_{11} - z_{12}$ или $z_{13} - z_{14}$.

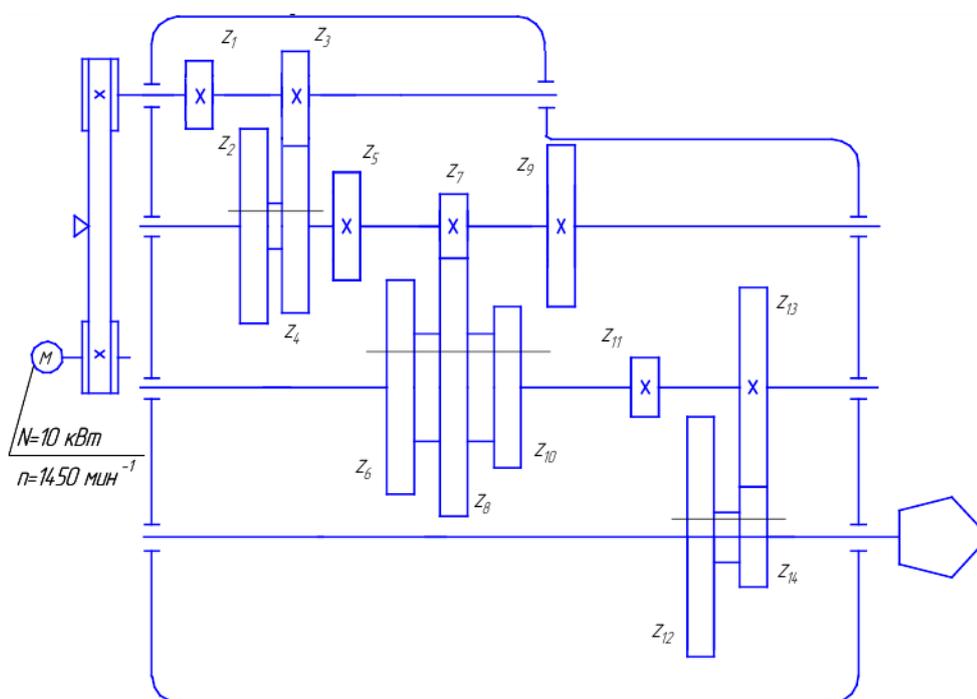


Рис. 4. Пример кинематической схемы коробки скоростей

4.2. Расчет зубчатых передач

4.2.1. Выбор материала зубчатых колес

Средненагруженные колеса коробок скоростей, работающие без больших перегрузок и ударов, например, в легких и средних токарных и сверлильных станках, рекомендуется изготавливать из стали 40Х с закалкой ТВЧ.

Для слабонагруженных и мелко модульных колес применяют объемную закалку.

Для тяжело нагруженных колес при динамических нагрузках выбирают цементируемые стали типа 18ХГТ.

При значительных динамических нагрузках импульсного характера, например, для фрезерных станков, целесообразно применение хромоникелевых сталей типа 12ХН3А, 35ХМ, 40ХН.

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{\text{пред}}$, мм	$S_{\text{пред}}$, мм	Термообработка	Твердость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	–	–	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	–	–	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	135	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC ₃	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC ₃	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC ₃	269...302 НВ	920	790	420
35Л	–	–	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	–	–	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365
20Х 18ХГТ 12ХН3А	200	125	У+ЦК	56...63 HRC ₃	300...400 НВ	900	800	400
38ХМЮА	–	–	А	57...67 HRC ₃	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	–	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания: в графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация, А – азотирование.

При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{\text{заг}}$ и толщина обода или диска $S_{\text{заг}}$) не превышали предельных значений $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле:

$$[\sigma_k] = \frac{\sigma_{\text{клим}}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

где $\sigma_{\text{клим}}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в таблице 5.

Таблица 5 – Значения допускаемых напряжений

Термооб-работка	Твердость зубьев**		Группа сталей	$\sigma_{\text{клим}}$ **, МПа	S_H	$\sigma_{\text{илит}}$ **, МПа	S_F	$[\sigma_k]_{\text{max}}$ **, МПа	$[\sigma_n]_{\text{max}}$ *, МПа
	на поверхности	в сердце-вине							
Нормализация, улучшение	180...350 НВ		40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	2НВ+70	1,1	1,8НВ	1,75	$2,8\sigma_T$	2,74НВ
Объемная закалка	45...55 HRC		40Х, 40ХН, 45ХЦ, 36 ХМ и др.	18HRC +150		550			
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль ≥ 3 мм)	56...63 HRC	25...55 HRC	55ПП, У6, 35ХМ, 40Х, 40ХН и др.	17HRC _{пов} +200	1,2	900	1,75	40 HRC _{пов}	1260
	45...55 HRC					650			
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль менее 3 мм)	45...55 HRC		35ХМ, 40Х, 40ХН и др.	17 HRC _{пов} +200		550		40 HRC _{пов}	1430
Азотирование	55...67 HRC	24...40 HRC	35ХЮМ, 38ХМЮА 40Х, 40ХФА 40ХНМА и др	1050 1050	1,2	12 HRC _{сердц} +300	1,75	40 HRC _{пов} 30 HRC _{пов}	1000
	50...59 HRC								
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементируемые стали	23 HRC _{пов}		750		40 HRC _{пов}	1200
Нитроцементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ Безмолибденовые стали 25ХГТ, 35Х	23 HRC _{пов}		1000	1,5	40 HRC _{пов}	1520
						750			

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Приведен диапазон значений твердости, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости и предельных допускаемых напряжений (рассчитывают по средним значениям твердости в пределах допускаемого отклонения, указанного в таблице); HRC_{пов} – твердость поверхности, HRC_{сердц} – твердость сердцевины.

$S_{H1,2}$ – коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H = 1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

Z_V — коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи; при приближенном расчете принимают $Z_R = 1, Z_V = 1$;

K_{HL} — коэффициент долговечности (табл. 6).

Таблица 6 – Значение коэффициентов долговечности K_{FL}, K_{HL}

Наибольшая частота вращения колеса, мин ⁻¹	Режимы работы		
	легкий	средний	тяжелый
	$K_{FL} = K_{HL}$		
0 – 15	1,58	1,58	1,58
20	1,58	1,58	1,51
30	1,58	1,58	1,44
40	1,58	1,52	1,39
50	1,58	1,47	1,35
60	1,58	1,43	1,31
70	1,56	1,41	1,28
80	1,52	1,37	1,25
90	1,51	1,35	1,24
100	1,49	1,34	1,22
150	1,41	1,29	1,15
200	1,35	1,22	1,11
300	1,28	1,15	1,00
400	1,23	1,11	1,00
500	1,19	1,08	1,00
600	1,16	1,05	1,00
700	1,14	1,03	1,00
800	1,12	1,01	1,00
900	1,10	1,00	1,00
1000	1,08	1,00	1,00
1500	1,03	1,00	1,00
2000 и более	1,00	1,00	1,00

Примечания: легкий режим – для последней (шпиндельной) и предпоследней элементарных передач в коробке скоростей (продолжительность =15%); средний – для всех остальных элементарных передач коробок (продолжительность включения =25%); тяжелый – для передач коробок скоростей специализированных станков с узким диапазоном регулирования (продолжительность включения =40%); $K_{FL} = K_{HL} = 1$ – при постоянном режиме работы.

Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле:

$$[\sigma_{\text{н}}] = \frac{\sigma_{\text{нlim}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

где $\sigma_{\text{нlim}}$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в таблице 5;

S_F – коэффициент безопасности, рекомендуют $S_F = 1,5 \dots 1,75$ (табл. 5);

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки на зубьях, при одностороннем действии $K_{FC} = 1$, при двухстороннем $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$.

4.2.2. Расчет чисел зубьев зубчатых колес

Для обеспечения зацепляемости зубчатых колес в каждой группе передач следует принять одинаковой сумму зубьев колес $\sum z$ во всех передачах группы. Это объясняется тем, что при одинаковом модуле зацеплений m межосевое расстояние между валами в коробке скоростей неизменно.

Например, для первой группы передач (рис. 4) сумма чисел зубьев зубчатых колес постоянна для каждой передачи этой группы:

$$\sum z_1 = z_1 + z_2 = z_3 + z_4.$$

Для второй группы передач:

$$\sum z_2 = z_5 + z_6 = z_7 + z_8 = z_9 + z_{10}.$$

Для третьей группы передач:

$$\sum z_3 = z_{11} + z_{12} = z_{13} + z_{14}.$$

При расчете чисел зубьев зубчатых колес рекомендуется воспользоваться стандартными суммами $\sum z$ (Приложение 3). Для большинства случаев стандартные суммы $\sum z = 50 \dots 120$. Они связаны со стандартными межосевыми расстояниями a_{wi} и модулями m_i . В таблице 3 приведены (Приложение 3) точные передаточные числа зубчатых передач u (величины, обратные передаточным отношениям i). На пересечении столбцов $\sum z_i$ и строк u_i указаны числа зубьев меньшего зубчатого колеса передачи (шестерни). Принято, что минимальное число зубьев зубчатого колеса передачи $z_{\text{min}} \geq 18$. Число зубьев второго колеса передачи определяют вычитанием из суммы зубьев табличного значения числа зубьев меньшего колеса.

Определим числа зубьев зубчатых колес первой группы передач, используя полученные значения передаточных отношений i_1 и i_2 (7) и кинематическую схему (рис. 4). Вычислим передаточные числа u_1 и u_2 :

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{0,36} = 2,778,$$

$$u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{1}{i_2} = \frac{1}{0,5} = 2.$$

Передаточное число u_1 следует округлить до ближайшего стандартного значения, приведенного в таблице. Принимаем $u_1 = 2,82$.

Определим по таблице 3 (Приложение 3) числа зубьев z_1 и z_3 . Ближайшая минимальная сумма чисел зубьев, при которой будут найдены числа зубьев двух шестерен, и учитывая, что $z_{\text{min}} \geq 18$, равна 69.

Тогда числа зубьев остальных зубчатых колес передачи:

$$z_2 = \sum z_1 - z_1 = 69 - 18 = 51,$$

$$z_4 = \sum z_1 - z_2 = 69 - 23 = 46.$$

Пустые клетки означают, что при данной сумме чисел зубьев $\sum z$ значение u не выдерживается с требуемой точностью $\pm 10(\varphi - 1)\%$.

Необходимо учитывать, что при малом числе зубьев колеса может оказаться невозможной его насадная конструкция. В этом случае следует рассмотреть возможность использования конструктивного элемента «вал – шестерня». При малой сумме чисел зубьев колес межосевое расстояние может оказаться недостаточным для размещения зубчатых колес других групп, муфт или иных деталей. При большом числе зубьев колеса может оказаться высокой окружная скорость, что требует повышенной точности изготовления.

Аналогично определяют числа зубьев зубчатых колес второй группы передач, состоящей из трех передач, и третьей группы – из двух передач:

$$u_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{1}{0,51} = 1,961,$$

$$u_4 = \frac{z_8}{z_7} = \frac{1}{0,25} = 4,$$

$$u_5 = \frac{z_9}{z_8} = 1.$$

По таблице 3 (Приложение 3) принимаем $u_3 = 2$, $u_4 = 3,98$. $\sum z_2 = 90$ (рис. 6).

Третья группа передач содержит повышающую передачу с передаточным отношением i_7 , значение которого больше 1 (рис. 3) и при определении передаточного числа получим, что $u_7 < 1$, такие значения в таблице 3 (Приложение 3) отсутствуют. Поэтому нужно искать число зубьев колеса по передаточному отношению, принимая во внимание то, что меньшее зубчатое колесо в этом случае будет ведомым $z_{14} = 18$ (рис. 4). $\sum z_3 = 89$ (рис. 7).

Для свободного переключения скоростей необходимо, чтобы выполнялись следующие условия:

а) для двойного блока зубчатых колес (рис. 5) минимальное расстояние B определяется по формуле:

$$B = 4b + 2c_1 + c_2,$$

где b – ширина зубчатого венца, c_1 – зазор между колесами Z_1 и Z_2 , Z_3 и Z_4 (рис. 8), c_2 – зазор между зубчатыми колесами блока Z_1 и Z_3 (на рисунке не приведен). При этом должно выполняться неравенство: $Z_1 - Z_3 \geq 5$;

б) при применении тройного блока зубчатых колес (рис. 6) минимальное расстояние B при выполнении условия:

$$\begin{cases} Z_5 - Z_1 \geq 5 \\ Z_5 - Z_3 \geq 5 \end{cases} \quad (8)$$

определяется по формуле:

$$B = 7b + 4c_1 + 2c_2.$$

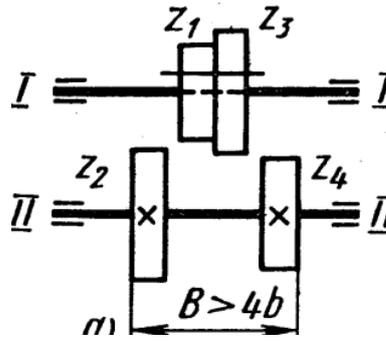


Рис. 5. Осевой размер при применении двойного блока

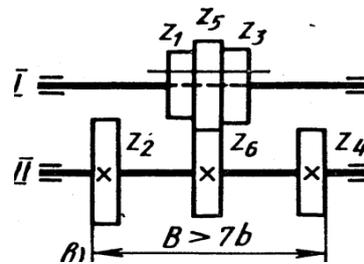


Рис. 6. Осевой размер при применении тройного блока

При невыполнении условия (8) $B > 9b$.

4.2.3. Расчет модуля зубьев зубчатых колес

Расчет модуля зубчатых передач в каждой группе следует проводить по напряжениям изгиба $\sigma_{и}$ и контактным напряжениям $\sigma_{к}$. Для стальных прямозубых колес формулы для определения модуля имеют вид:

$$m_{и} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{1950}{Z_{ш} \cdot \Psi \cdot y \cdot [\sigma_{и}]} \cdot \frac{k \cdot N_i}{n_i}}, \text{ [мм]},$$

$$m_{к} = \frac{1000}{Z_{ш}} \cdot \sqrt[3]{\frac{6800}{[\sigma_{к}]} \cdot \frac{u \pm 1}{u \cdot \Psi_0} \cdot \frac{k \cdot N_i}{n_i}}, \text{ [мм]},$$

где $m_{и}$ – модуль зубчатой передачи, определенный исходя из прочности зуба на изгиб,

$m_{к}$ – модуль зубчатой передачи, определенный исходя из усталости поверхностных слоев,

$N_i = N_{э/д} \cdot \eta$ – номинальная передаваемая мощность. Передается от электродвигателя до рассчитываемой шестерни с учетом потерь (потери в ременных, зубчатых передачах, в подшипниках), кВт,

n_i – минимальное число оборотов шестерни (малого колеса), при котором передается полная мощность, мин⁻¹,

y – коэффициент формы зуба (при $z = 20 \dots 60$ принимают $y = 0,243 \dots 0,268$),

$Z_{ш}$ – число зубьев шестерни (меньшего колеса),

u – передаточное число, то есть $u > 1$, берется « $u + 1$ » – для внешнего зацепления, « $u - 1$ » – для внутреннего зацепления,

Ψ – коэффициент, учитывающий ширину зубчатого венца,

$$\Psi = \frac{b}{m} = 6 \dots 10,$$

где b – ширина зубчатого венца. Большие значения Ψ рекомендуется назначать при большой жесткости вала. Более широкие колеса рекомендуется помещать посередине пролета вала (пролет вала – расстояние между его опорами). Более тонкие колеса размещать ближе к опорам,

Ψ_0 – поправочный коэффициент,

$$\Psi_0 = \frac{b}{d_{ш}},$$

где $d_{ш}$ – диаметр шестерни.

$$d_{ш} = m \cdot Z_{ш},$$

Следует принимать:

а) $\Psi_0 = 0,7 \dots 1,6$ – при симметричном расположении шестерни и жестких валах,

б) $\Psi_0 = 0,4 \dots 0,6$ – при консольном расположении шестерни,

k – коэффициент нагрузки, который учитывает изменение нагрузки по сравнению с номинальной от действия различных факторов,

$$k = k_d \cdot k_k \cdot k_p,$$

где k_d – коэффициент динамичности нагрузки ($k_d = 1 \dots 1,6$),

k_k – коэффициент концентрации нагрузки, для цементируемых колес $k_k = 1,2$, при $\Psi_0 = 1,2 \dots 1,6$, $k_k = 1,2 \dots 1,4$,

k_p – коэффициент режима ($k_p = 1$).

Для каждой группы передач из подсчитанных модулей, определенных, исходя из прочности зуба на изгиб m_n и из усталости поверхностных слоев m_k , выбирают наибольший, округляют его в большую сторону до стандартного значения из принятых в станкостроении:

$$m = 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16 \text{ (мм)}.$$

4.2.4. Расчет параметров зубчатых колес

Для каждой группы передач определяют параметры колес (рис. 7):

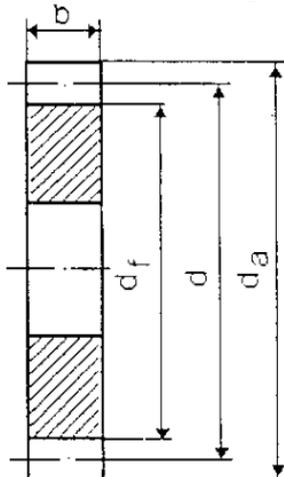


Рис. 7. Расчет параметров зубчатых колес

– диаметры зубчатых колес, измеренные по делительной окружности:

$$d_i = m_j \cdot Z_i,$$

где i означает номер позиции зубчатого колеса на кинематической схеме, m_j – его модуль, j – номер группы передач (1, 2, 3);

– диаметры окружности выступов d_{ai} :

$$d_{ai} = d_i + 2m_j.$$

– диаметры окружности впадин d_{fi} :

$$d_{fi} = d_i - 2,5m_j.$$

– ширину зубчатых колес:

$$b_i = m_j \cdot \Psi_j.$$

– межосевые расстояния a_w :

$$a_{wj} = \frac{d_{ш}}{2} + \frac{d_k}{2},$$

где $d_{ш}$ – диаметр шестерни зубчатой передачи, d_k – диаметр колеса, вступающего с ней в зацепление. Межосевое расстояние определяется для каждой пары валов.

Для обеспечения равнопрочности втулки насадного колеса шлицевому соединению его с валом (наиболее распространенному в коробках скоростей современных станков) необходимо, чтобы толщина стенки втулки была не менее $2m$:

$$\frac{m_j \cdot (Z_i - 2,5) - d_{oi}}{2} \geq 2m_j,$$

где m_j , Z_i , d_{oi} – соответственно модуль, число зубьев и диаметр посадочного отверстия ведущей шестерни базовой передачи на вал.

Если это условие не выполняется, принимаемое число зубьев увеличивают при неизменном модуле.

4.3. Силовой расчет привода главного движения

4.3.1. Определение передаваемой мощности

Номинальная мощность i -го вала N_i определяется по формуле:

$$P_i = N_{э/д} \cdot \eta_0, \text{ кВт},$$

где $N_{э/д}$ – мощность электродвигателя, кВт; η_0 – общий КПД кинематической цепи от двигателя до рассчитываемого i -го вала, равен произведению КПД всех составляющих этот участок зубчатых и ременных передач и КПД подшипников в опорах входящих в него валов (табл. 6).

В станках с одним двигателем привода главного движения и подачи для валов коробки скоростей, расположенных после ответвления привода подач, при расчете P_i учитывают затрату мощности на подачу введением коэффициента γ ($\gamma = 0,96 \div 0,97$ – для токарных и револьверных станков, $\gamma = 0,95 \div 0,96$ – для сверлильных):

$$P_i = N_{э/д} \cdot \eta_0 \cdot \gamma, \text{ кВт}.$$

Таблица 6 – Значения КПД передач

№ п/п	Тип передачи	К.п.д. (η)
1	Ременная передача (плоским ремнем)	0,98
2	Клиноременная передача	0,96
3	Зубчатая передача: - цилиндрическая со шлифованными зубьями	0,99
4	- цилиндрическая с нешлифованными зубьями	0,98
5	- коническая	0,97
6	Червячная передача	0,7 – 0,9
7	Цепная передача	0,96 – 0,97
8	Подшипники качения	0,995
9	Подшипники скольжения - при принудительной смазке	0,985
10	- при обычной смазке	0,98

4.3.2. Расчет максимальных крутящих моментов на валах

Расчет крутящих моментов производится по формуле:

$$T_{imax} = 9555 \frac{N_i}{n_{ip}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где N_i и n_{ip} – соответственно номинальная мощность и расчетная частота вращения i -го вала, которая для валов, кроме последнего вала коробки скоростей, принимается равной минимальной частоте вращения вала, определяемой по структурному графику.

При расчете T_{max} последнего вала учитывается, что в нижней трети диапазона регулирования шпинделя полная мощность привода не используется в силу специфики работ, выполняемых на низких скоростях. Поэтому за расчетную частоту вращения последнего вала коробки принимается частота, превышающая минимальную на треть диапазона регулирования.

Рекомендуется для разных типов станков принимать следующие значения расчетной частоты вращения шпинделя:

1. Широкоуниверсальные токарные станки средних размеров – частота вращения нижней ступени второй трети диапазона.

2. Универсальные револьверные, карусельные, консольно-фрезерные, расточные и токарные станки – частота вращения верхней ступени нижней трети диапазона.

3. Универсальные сверлильные станки – частота вращения верхней ступени нижней четверти диапазона.

Диаметры валов определяют предварительно из расчета на кручение, вследствие отсутствия данных о расстояниях между опорами и размещении зубчатых колес на валу, необходимых для расчета на изгиб по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]}} \text{ мм,}$$

где T_i – крутящий момент на валу, Н·мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения, МПа.

Для валов, изготавливаемых из углеродистых сталей марок 35, 40, 45, 40Х, допускаемое напряжение кручения рекомендуется принимать:

$[\tau] = 20$ МПа – при расчете диаметра вала в месте установки муфты или шкива;

$[\tau] = 15$ МПа – при расчете диаметра вала в месте установки зубчатого колеса.

При конструктивной проработке коробки диаметры промежуточных валов округляют до ближайших больших стандартных величин. В случае шлицевого вала полученный расчетом размер рассматривают как средний диаметр.

Диаметр шпинделя в переднем подшипнике принимают в зависимости от его мощности по таблице 7 и не меньше рассчитанного предварительно диаметра.

Таблица 7 – Диаметры шпинделей в передней опоре, мм

Станки	Мощность станков, кВт						
	1,5...2,5	2,5...3,5	3,5...5,5	5,5...7	7,5...11	11...14,5	14,5...18
Токарные	60...80	70...90	70...105	95...130	110..145	140..165	150..190
Фрезерные	50...90	60...90	60...195	75...100	90...105	100..115	-
Круглошлифовальные	-	50...60	55...70	70...80	75...90	75...100	-

Предварительный расчет диаметра шлицевой части шпинделя сверлильного станка выполняют по формуле:

$$D_{\min} = 5,3\sqrt[3]{T}, \text{ мм,}$$

где D_{\min} – диаметр шлицевой части шпинделя, мм; T – вращающий момент на шпинделе, Н·м.

4.3.3. Расчет вала на прочность

Для валов коробок скоростей обычно используют стали 45 и 40Х с нормализацией, улучшением, а в ответственных случаях с закалкой. Закалка шлицевых валов увеличивает их износостойкость в среднем в два раза, практически до конца службы станка. До высокой стойкости следует калить шлицы, несущие фрикционные диски.

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жесткость.

В курсовом проекте выполняется прочностной расчет самого нагруженного вала коробки скоростей. Порядок расчета вала:

1. Предварительный расчет.
2. Конструктивное оформление вала, включающее: монтаж подвижных и

неподвижных блоков колес, выполнение шлицев и шпоночных пазов, размещение и конструктивное решение опор.

3. Замеры расстояний между опорами и колесами, находящимися в зацеплении.
4. Выполнение свертки.
5. Составление расчетных схем.
6. Определение реакций в опорах.
7. Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов.
8. Выполнение проверочного расчета на сложное сопротивление.

Проверка статической прочности вала выполняется для опасного сечения с учетом крутящих моментов и максимальных изгибающих моментов. Допускаемые номинальные напряжения следует принимать по таблице 8.

Таблица 8 – Допускаемые напряжения $[\sigma]_и$ для стальных валов

Источник концентрации напряжений	Диаметр вала, мм	Допускаемые напряжения $[\sigma]_и$, для сталей и термообработок МПа			
		Сталь 45 нормализованная	Сталь 45 улучшенная	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закаленная до HRCэ 35-42
Деталь по переходной посадке, насаженная на вал	30	75	85	90	95
	50	70	80	85	90
	100	65	75	80	85
Ступенчатое изменение диаметра вала с переходной поверхностью	30	115	70	140	150
	50	100	65	120	130
	100	90	55	105	110

В прямозубой передаче силу нормального давления возможно представить в виде двух составляющих:

– тангенциальной силы $F_{ti} = 2T_i/d_i$, Н;

– радиальной силы $F_{ri} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,36F_{ti}$, Н,

где T_i – крутящий момент, передаваемый рассчитываемым валом в Н·м при n_{imin} , Н·м,

d_i – делительный диаметр колес соответствующей схемы включения, мм.

Для проверяемого на прочность сечения рассчитывают суммарный изгибающий момент M_z и эквивалентный момент M_3 :

$$M_z = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, M_3 = \sqrt{M_z^2 + \alpha T^2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Коэффициент $\alpha = 0,75$ при неизменном направлении крутящего момента, $\alpha = 1,0$, если направление крутящего момента меняется.

Момент сопротивления сечения изгибу W зависит от вида сечения.

Оценка прочности выполняется по формуле:

$$\sigma_{и} = M_{э}/W \leq [\sigma]_{и}.$$

Допускается в целях упрощения рассчитывать шлицевые валы по внутреннему диаметру и не учитывать ослабление вала шпоночным пазом.

В результате свертки коробки скоростей следует учитывать проекции составляющих нормального давления при приведении схем к двум взаимно перпендикулярным плоскостям ZOX и ZOY . Далее строят эпюры изгибающих моментов и производят их геометрическое суммирование.

Расчет валов коробок скоростей на сложное сопротивление изгибу и кручению в большинстве случаев выполняют по упрощенной методике, где влияние концентрации напряжений учитывается в соответствии с допускаемыми напряжениями.

Для расчета вала выявляют пространственную схему нагружения i -го вала со стороны предыдущего ($i-1$)-го и последующего ($i+1$)-го валов (рис. 8). Координаты точек приложения сил по оси вала находят по развертке, а направление действия сил – по свертке коробки.

Для нахождения изгибающего момента силы, действующие на вал, проецируют на две взаимно перпендикулярные плоскости X и Y . На рисунке 8 приведены эпюры изгибающих моментов M_x и M_y в указанных плоскостях и эпюра крутящего момента T_{III} для рассматриваемого случая включения передач.

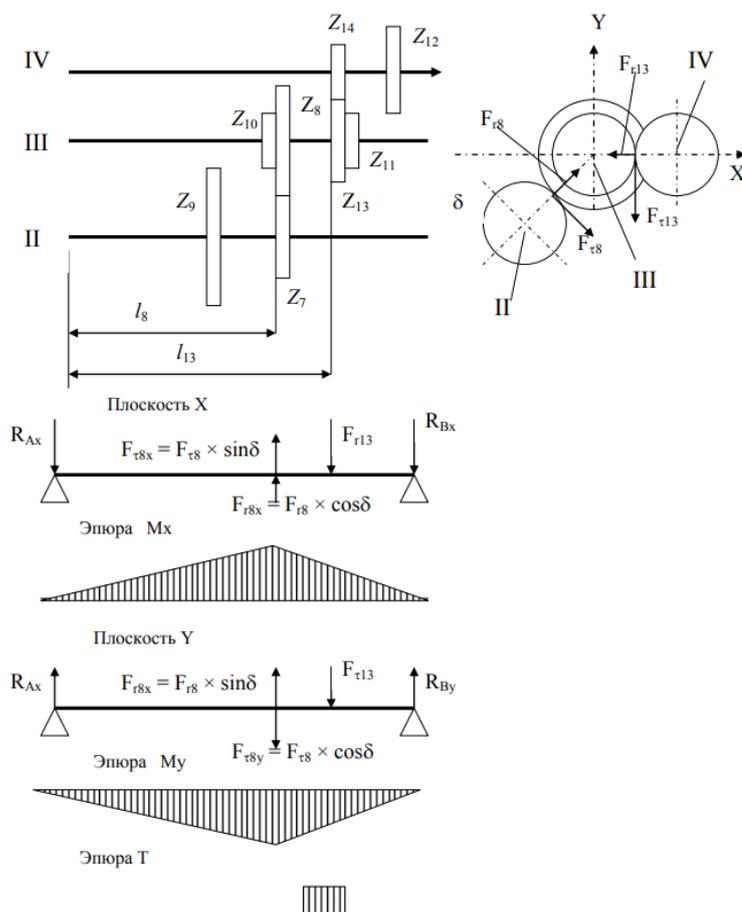


Рис. 8. Расчет вала III на сложное сопротивление кручению и изгибу

По величинам изгибающих и крутящего моментов находят одно или несколько опасных сечений. Для эпюр, изображенных на рисунке 8, в качестве опасного следует рассмотреть сечение вала только под зубчатым колесом Z_8 , если вал III в межопорной части имеет одинаковый диаметр. Если вал ступенчатый, и диаметр шейки под колесом Z_{11} меньше диаметра шейки под колесом Z_8 , рассматривают два опасных сечения.

Для опасного сечения вала рассчитывают величину суммарного изгибающего M_Σ и приведенного M_Π моментов:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, M_\Pi = \sqrt{M_\Sigma^2 + 0,75T^2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В соответствии с предварительно посчитанным на кручение диаметром, принятым материалом и термообработкой вала находят допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_и$ (табл. 8). Данные таблицы соответствуют коэффициенту безопасности 1,3.

Момент сопротивления вала W в расчетном сечении определяют по формуле:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ мм}^3,$$

где d – диаметр вала в расчетном сечении, мм.

Шлицевые валы рассчитывают по внутреннему диаметру.

Зная величину приведенного момента M_Π и момента сопротивления W , находят расчетные напряжения $\sigma_и$ и сравнивают их с допускаемым:

$$\sigma_и = \frac{M_\Pi}{W} \leq [\sigma]_и.$$

В случае необходимости выполнения расчетов с достаточно точным учетом концентрации напряжений коэффициент безопасности можно принимать равный 1,3 – 1,5.

4.3.4. Выбор материала шпинделя

В зависимости от класса точности станки разделяют на станки нормальной точности – класс Н, станки повышенной точности – класс П, станки высокой точности – класс В, станки особо высокой точности – класс А, станки особо точные – класс С. В таблице 9 приведены материалы, применяемые для изготовления шпинделей и способы термической обработки.

Таблица 9 – Стали, применяемые для изготовления шпинделей

Тип станка		Марка стали и термообработка
Нормальной и повышенной точности (Н, П)	Средние нагрузки	Сталь 45, закалка + высокий отпуск
	Повышенные нагрузки	Сталь 45, закалка + низкий отпуск Сталь 30Х, 50, закалка, закалка ТВЧ
С повышенными требованиями: быстроходные, быстроходные и тяжело нагруженные шпиндели		40Х, 38ХМЮА, 20Х 12ХНЗ, цементация + закалка + отпуск
Станки класса точности В, А		40ХФА, 18ХГТ, цементация + закалка + отпуск

4.3.5. Выбор основных параметров шпиндельного узла

Исходными данными для выбора основных параметров шпиндельного узла являются:

- мощность привода главного движения $N_{э/д}$, кВт;
- максимальная частота вращения шпинделя n_{max} , мин⁻¹;
- класс точности станка (Н, П, В, А, С);
- параметр шероховатости обработанной поверхности R_a , мкм.

На предварительном этапе проектирования шпиндельного узла решают следующие задачи:

- выбор типа опор и схем их расположения;
- определение основных конструктивных параметров шпинделя;
- выбор типа связи шпинделя с приводом главного движения и приводом подач;
- выбор класса точности и серии подшипников, значение предварительных натягов в них;
- определение радиальной жесткости шпиндельного узла;
- определение собственной частоты колебаний;
- определение потерь на трение.

При уточненном расчете находят тепловые деформации шпинделя и строят амплитудно-фазовые частотные характеристики, которые нужны для сравнительного анализа динамических характеристик рассматриваемых вариантов конструкций шпиндельных узлов.

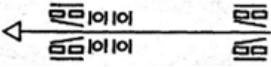
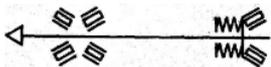
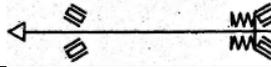
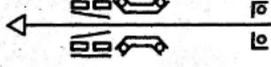
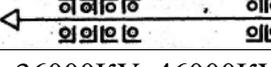
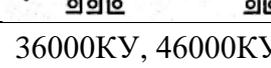
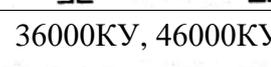
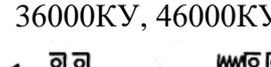
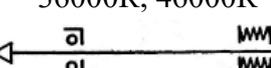
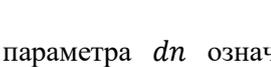
При выборе параметров шпиндельного узла необходимо ориентироваться на критерии работоспособности, которыми оцениваются принимаемые решения. Такими критериями являются:

- точность вращательного движения;
- быстроходность dn , мм · мин⁻¹;
- статическая жесткость, j , даН/мкм;
- нагрузочная способность $\frac{N_{э/д}}{d} = 0,1 \div 0,3$ кВт/мм;
- динамические характеристики (собственная частота, амплитудно-фазовые частотные характеристики);
- энергетические потери (момент холостого хода, нагрев опор шпинделя);
- температурные смещения конца шпинделя (стандартами не регламентируются).

Точность вращательного движения шпиндельного узла оценивается тремя показателями: осевым, радиальным и торцевым биением шпинделя. Значения биений регламентированы стандартами.

Выбор типа опор шпинделя производят, исходя из необходимости обеспечить заданную точность вращения шпинделя и его быстроходность. Параметр быстроходности для различных схем шпиндельных узлов приведен в таблице 10.

Таблица 10 – Типовые схемы шпиндельных узлов

Узлы	Конструктивная схема		Параметр быстроходности, $dn \cdot 10^5$, мм · мин ⁻¹
Низкоскоростные	1	3182100+8100 	1,5 – 1,8
	2	697000+17000 (2007100) 	2,0 – 2,5
	3	697000+17000 	2,5 – 3,0
Среднескоростные	4	3182100+178000 	2,5 – 3,5
	5	3182100+178000+46000КУ 	2,5 – 3,5
	6	36000КУ, 46000КУ 	3,0 – 4,5
	7	36000КУ, 46000КУ 	4,0 – 5,0
Высокоскоростные	8	36000КУ, 46000КУ 	5,0 – 6,0
	9	36000КУ, 46000КУ 	6,0 – 8,0
	10	36000КУ, 46000КУ 	6,0 – 8,0
	11	36000К, 46000К 	7,0 – 11,0

Примечания: 1. Обозначения: d – диаметр шейки шпинделя под передней опорой, мм; n – частота вращения шпинделя, мин⁻¹.

2. Первое число диапазона изменения параметра dn означает предельную быстроходность с пластичной смазкой, второе – с жидкой или смазкой масляным туманом.

Диаметр шейки шпинделя под переднюю опору находят по зависимости (кВт/мм):

$$N_{э/д} / d \approx 0,1 \div 0,35.$$

Определив d при заданной мощности привода $N_{э/д}$ и вычислив параметр быстроходности $d \cdot n$, выбирают схему шпиндельного узла.

Передние концы шпинделей стандартизированы и выбираются, исходя из способа крепления инструмента или заготовки. Диаметр шпинделя между опорами d_M выполняют возможно большего размера (рис. 9):

$$d_M = (0,9 \div 1,0)d.$$

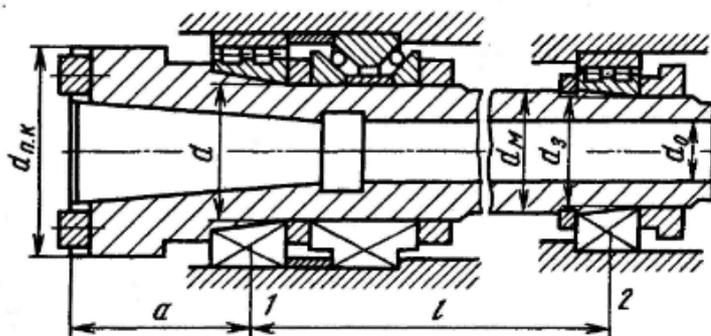


Рис. 9. Эскиз шпиндельного узла

Диаметр шпинделя в задней опоре принимается (рис. 9):

$$d_3 = (0,8 \div 0,9)d.$$

Диаметр сквозного отверстия в шпинделе выбирается с учетом размеров механизма зажима инструмента или диаметра прутка (заготовки) (рис. 9):

$$d_0 = (0,5 \div 0,7)d.$$

Диаметр переднего конца шпинделя $d_{п.к.}$ (рис. 9) принимают равным:

$$d_{п.к.} = (1,05 \div 1,2)d.$$

При этом учитывают номер конусного отверстия в шпинделе и согласуют размер $d_{п.к.}$ со стандартом. Расстояние между опорами шпинделя предварительно выбирают равным (рис. 9):

$$l = 3a,$$

где a – длина консольной части. Она назначается, исходя из конструктивных соображений, и зависит от ширины подшипников, размеров крышки подшипников, размеров фланца шпинделя.

При выборе схемы связи шпинделя с приводом главного движения руководствуются заданной точностью станка, частотой вращения шпинделя и величиной передаваемых нагрузок. Для станков нормального класса точности при нагрузках на шпиндель до 1000 даН и частотах вращения до 2000 мин⁻¹ передачу крутящего момента на шпиндель осуществляют через зубчатую пару.

В станках класса точности П и В желательно крутящий момент на шпиндель передавать от ременной передачи.

Для станков классов точности С, А и иногда В крутящий момент передают на шкив, установленный на собственных подшипниках. При этом шпиндель освобождается от радиальных нагрузок, связанных с работой ременной передачи.

Передние концы шпинделей предназначены для установки инструмента, стандартизованы. Они воспринимают радиальную и осевую нагрузку, поэтому их конструкция должна обеспечивать высокую точность позиционирования шпинделя в подшипниках.

Конструкция шпиндельного узла, тип опор, их размещение и регулировка, расположение приводных элементов, размеры и конструкция переднего конца шпинделя оказывают влияние на качество и точность обрабатываемой детали.

4.3.6. Расчет шпинделя на жесткость

Приближенный расчет шпинделя сводится к расчету на жесткость при изгибе или кручении. Для тяжело нагруженных шпинделей следует проводить проверочный расчет на прочность.

Расчетная схема шпинделя приведена на рисунке 10, P_1 , P_2 – проекции сил резания и привода на соответствующую плоскость, в которой рассматривается расчетная схема, измерение в ньютонах.

Расчет на жесткость при изгибе выполняют для шпинделей токарных, револьверных, фрезерных станков. Расчет сводится к определению величины прогиба переднего конца шпинделя (y) и угла поворота оси шпинделя в передней опоре (θ).

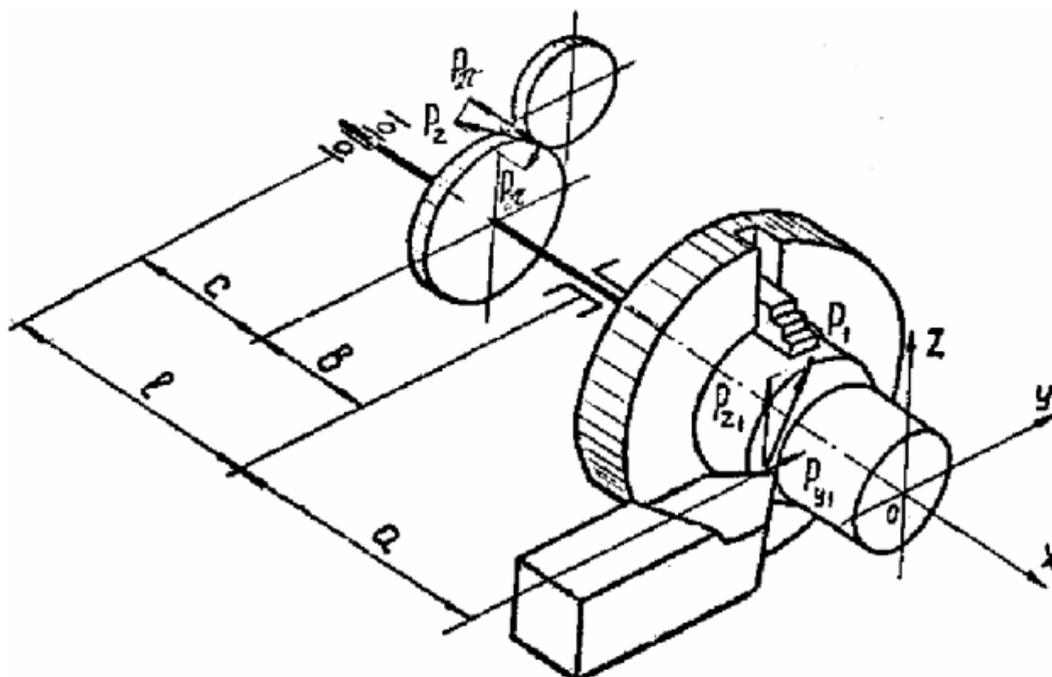


Рис. 10. Пространственная схема сил, действующих на шпиндель

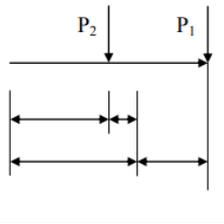
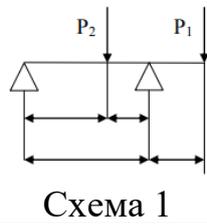
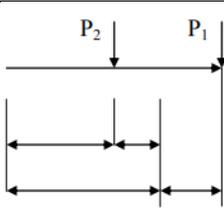
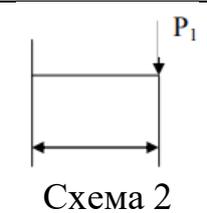
Для расчета выделяют пространственную схему сил, действующих на шпиндель, и проектируют силы на две взаимно перпендикулярные плоскости XOY и XOZ . В каждой плоскости упрощают схему нагружения вала до расчетной схемы.

Шпиндель – тело сложной формы, а опоры шпинделей в зависимости от их типа создают различные условия для поворота шпинделя при его изгибе. Поэтому в качестве расчетной схемы при изгибе шпиндель заменяют балкой, тип опоры которой выбирается в зависимости от типа подшипников в опорах шпинделя (табл. 11).

При двух шариковых подшипниках качения расчетная схема в первом приближении принимается в виде балки на двух ножевых опорах (табл. 11, схема 1).

Если в передней опоре два шариковых подшипника качения или один роликовый, то можно считать, что шпиндель в этом сечении не имеет поворота (табл. 11, схема 2).

Таблица 11 – Схемы для расчета шпинделя на жесткость при изгибе

Тип опор шпинделя	Расчетная схема	Угол поворота оси шпинделя в передней опоре θ , рад.	Величина прогиба переднего конца шпинделя y , мм
	 Схема 1	$\theta = \frac{1}{3EI} [P_1 a l - 0,5 P_2 c b (1 + \frac{c}{l})]$	$y = \frac{1}{3EI} [P_1 a^2 (l - a) - 0,5 P_2 a b c (1 + \frac{c}{l})]$
	 Схема 2	$\theta = 0$	$y = \frac{P_1 a^3}{3EI}$

В таблице 11 приведены формулы для определения величины y и θ . Величина I – среднее значение полярного момента инерции сечений шпинделя:

$$I = \frac{\pi D^4}{64}, \text{ мм}^4 \text{ – для сплошного сечения;}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4), \text{ мм}^4 \text{ – для сечения с отверстием;}$$

$$I = \frac{\pi D_{\text{шл}}^4}{32}, \text{ мм}^4 \text{ – для шлицевого сечения,}$$

где D и d – соответственно наружный диаметр и диаметр отверстия, мм; $D_{\text{шл}}$ – средний диаметр шлицевого сечения, мм.

В первом приближении допустимо определять величину J по расчетному среднему диаметру:

$$D_{\text{ср}} = \frac{\sum D_i l_i}{L}, \text{ мм}$$

где D_i и l_i – диаметры и длины участков шпинделя, мм; L – общая длина шпинделя, мм;

E – модуль упругости первого рода (для стали $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа); расстояния a , b , c , l между опорами и точками приложения сил подставляются в

формулы таблицы 11 в мм.

Прогиб переднего конца шпинделя под действием пространственных сил определяют как геометрическую сумму прогибов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$y = \sqrt{y_y^2 + y_z^2}.$$

Угол поворота оси шпинделя в передней опоре находят как алгебраическую сумму:

$$\theta = \theta_y + \theta_z.$$

Допустимая величина прогиба конца шпинделя $u_{\text{доп}}$ может быть взята, исходя из опыта эксплуатации станков. Принимают $u_{\text{доп}}$ равной 1/3 от допустимого биения конца шпинделя или рассчитывают ее по формуле:

$$u_{\text{доп}} = (0,0001 \div 0,0002)l,$$

где l – расстояние между опорами шпинделя.

Максимально допустимый угол поворота конца шпинделя:

$$\theta_{\text{доп}} = 0,001 \text{ рад.}$$

На величину деформации шпинделя и реакцию в опорах влияет положение приводной шестерни, сцепленной с зубчатым колесом шпинделя (рис. 11, а, б).

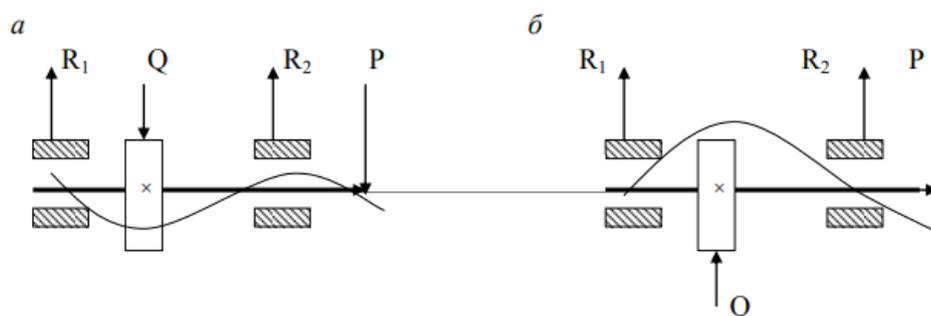


Рис. 11. Схема деформации шпинделя (влияние положения приводной шестерни на реакции в опорах и прогиб конца шпинделя):

a – приводная шестерня расположена сверху; *б* – приводная шестерня расположена снизу

В положении приводной шестерни сверху (рис. 11, а) результирующая сила получается как сумма сил резания и силы на шестерне.

В положении приводной шестерни снизу (рис. 11, б) результирующая сила получается как разность сил резания и силы на шестерне. С точки зрения действующей силы в передней опоре расположение шестерни в случае рисунка 11, б выгоднее, так как возникающая реакция меньше. Но с точки зрения прогиба конца шпинделя положение *a* более благоприятно, так как деформация конца шпинделя в этом случае меньше. Поэтому положение *a* чаще применяется в точных станках, а положение *б* – в станках для черновой обработки.

Шпиндели сверлильных станков нагружены преимущественно крутящим

моментом и осевыми усилиями. Наименьший диаметр сверлильного шпинделя – шлицевое соединение его с втулкой привода – определяется жесткостью на кручение. Допустимый угол закручивания сверлильного шпинделя принимается: $\theta_{\text{доп}} = 1^\circ = 1,75 \cdot 10^{-2}$ рад на длине 20 диаметров шлицевой части.

Действительный угол закручивания шпинделя определяется по формуле:

$$\theta = \frac{10^3 \cdot T \cdot l}{GI}, \text{ рад};$$

где G – модуль упругости второго рода, для стали $G = 0,78 \cdot 10^5$ МПа; l – длина закручивания, мм; T – расчетный крутящий момент, Н·м.

5. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

5.1. Компоновка коробки скоростей

Чертеж коробки скоростей представляют в виде двух изображений: развертки и свертки. На развертке (продольный разрез коробки скоростей) все валы изображаются в одной плоскости. На свертке (поперечный разрез коробки скоростей) показывают действительное взаимное расположение валов в пространстве. В зависимости от пространственного расположения оси шпинделя на станке на развертке валы изображаются горизонтально или вертикально. Например, валы коробок скоростей токарно-винторезного, горизонтально-фрезерного станков расположены горизонтально, вертикально- и радиально-сверлильных станков – вертикально.

Необходимо решить, через какие элементы вращение от электродвигателя будет передаваться к первому валу коробки скоростей. Например, в токарно-винторезных, токарно-карусельных, токарно-револьверных станках вращение от двигателя на коробку скоростей передается гибкой связью (клиноременная передача).

В вертикально-сверлильных, горизонтально- и вертикально-фрезерных, радиально-сверлильных станках вращение на первый вал передается с помощью зубчатой передачи. В этом случае с целью уменьшения динамических воздействий на зубчатые колеса при пуске, реверсе шпинделя между валом двигателя и первым валом коробки необходимо установить соединительную муфту с упругим элементом: упругую втулочно-пальцевую муфту, упругую муфту со звездочкой и т. п. Размеры муфт определяют по передаваемому крутящему моменту.

В коробке скоростей группы передач могут размещаться последовательно друг за другом (рис. 12).

Последовательное размещение применяется в случаях, когда коробка скоростей занимает переднюю бабку (токарные и револьверные станки), или в радиально-сверлильных станках.

Коробка скоростей, компактная по длине, применяется тогда, когда в связи с особенностями конструкции корпусной детали, в которой размещается коробка скоростей, валы удобно располагать в одной плоскости или вокруг

узла управления коробкой (вертикально-сверлильные, горизонтально- и вертикально-фрезерные консольные станки) (рис. 13).

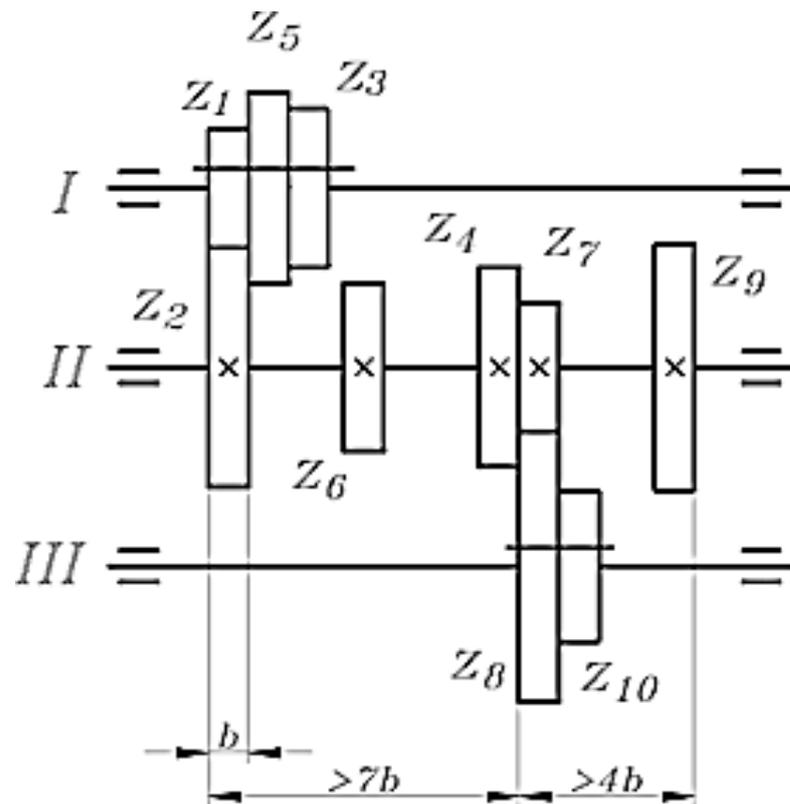


Рис. 12. Кинематическая схема коробки скоростей с последовательным расположением групп передач

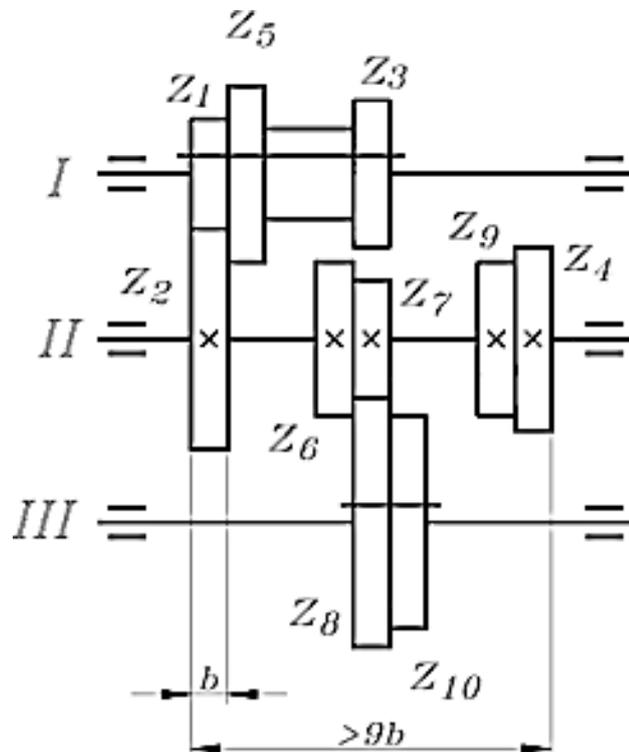


Рис. 13. Кинематическая схема компактной по длине коробки скоростей

При вычерчивании зубчатых колес может оказаться, что некоторые из них задевают соседние валы. Например, шестерня Z_9 находит на вал I (рис. 13) на какую-то величину C . В подобных случаях рекомендуется определить новое межцентровое расстояние. Оно будет равно ранее определенному межцентровому расстоянию с добавлением величины $C + (2...3 \text{ мм})$. По формуле межцентрового расстояния нужно рассчитать новое суммарное число зубьев и пересчитать число всех зубьев для группы передач между валами, сохранив передаточные отношения передач неизменными.

При отсутствии осевых усилий на валах применяют шариковые радиальные подшипники и устанавливают их по схеме: подшипник в одной опоре на валу и в корпусе крепят неподвижно, в другой – подшипник закрепляют только на валу (так называемая «плавающая» опора) (рис. 14).

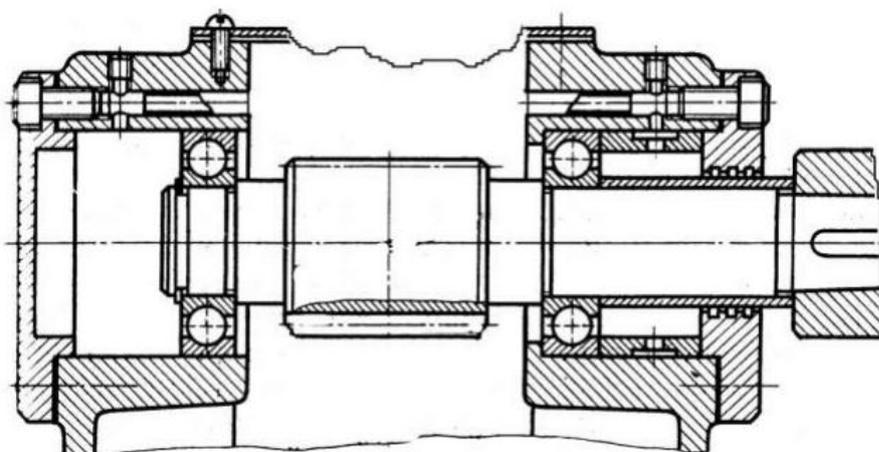


Рис. 14. Конструкция вала коробки скоростей и его опор

На рисунке 14 левая опора является плавающей. Внутреннее кольцо подшипника закреплено на валу с обоих торцов, а наружное кольцо не закреплено, что допускает осевое перемещение вала от температурных деформаций в обоих направлениях. Правая опора является фиксирующей. Внутреннее кольцо подшипника с обоих торцов закреплено на валу, а наружное кольцо – в корпусе, что ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях. Подобная схема установки применяется при любых расстояниях между опорами и невысоких требованиях к жесткости опор вала при значительных температурных деформациях.

Шариковые радиально-упорные или конические роликовые подшипники применяют при осевых нагрузках на валах.

Окончательный размер подшипника рассчитывается после выполнения поперечного разреза коробки скоростей, когда станет известно пространственное положение валов и фактические нагрузки на них. Предварительно его можно выбрать таким, чтобы посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника был на 6-8 мм меньше наружного диаметра соответствующего вала у его концов.

5.2. Разработка развертки и свертки коробки скоростей

Сложные коробки скоростей изображаются в развернутом виде, когда все валы располагаются в одной плоскости. Такое расположение позволяет показать конструкцию коробки в целом. Кроме того, необходимо показать размещение и конструкцию зубчатых колес, способы крепления их на валах, конструкцию подшипниковых узлов, способы их регулирования. При выполнении чертежа следует продумать вопросы сборки отдельных элементов коробки скоростей в целом. На чертеже развертки коробки скоростей указываются габаритные размеры, посадочные размеры шлицевых, шпоночных соединений, подшипниковых узлов с указанием посадок и межосевые расстояния валов коробки скоростей.

Однако развертка коробки скоростей не дает представления о взаимном расположении валов в пространстве, поэтому дополняется поперечным сечением, в котором показывается действительное расположение валов (свертка).

Не всегда сразу удастся получить наиболее рациональное расположение валов относительно друг друга. При проектировании свертки коробки скоростей следует учитывать следующее:

1. Валы коробки скоростей располагают так, чтобы получить наименьшие размеры поперечного сечения.

2. Наиболее нагруженные валы следует располагать ближе к основанию коробки, особенно когда они имеют высокие частоты вращения. Такое расположение снижает центр тяжести самой коробки и делает ее более устойчивой.

3. Для увеличения жесткости корпуса коробки скоростей между основными стенками предусматривают дополнительные поперечные. При наличии таких стенок первые валы как менее нагруженные по своей длине можно сделать короткими.

Исходным размером для вычерчивания свертки является высота центров станка H , которая примерно равна половине максимального диаметра заготовки, обрабатываемой в патроне над станиной. От горизонтальной линии $A A$ (рис. 15), обозначающей плоскость базирования шпиндельной бабки на станине, откладывают горизонтальную линию на высоте H и в произвольной точке проводят вертикальную прямую. Пересечения этих линий будут обозначать ось шпинделя (вал IV на рис. 15).

Величина среднего расстояния между направляющими станины станка определяется из следующего соображения. Расчеты станков на жесткость и виброустойчивость, проведенные в ЭНИМСе, показали, что они максимальны при отношении $\frac{B}{H} = 0,9$. Следовательно, расстояние между направляющими $B = 0,9 H$. Ось шпинделя обычно располагается посередине от направляющих.

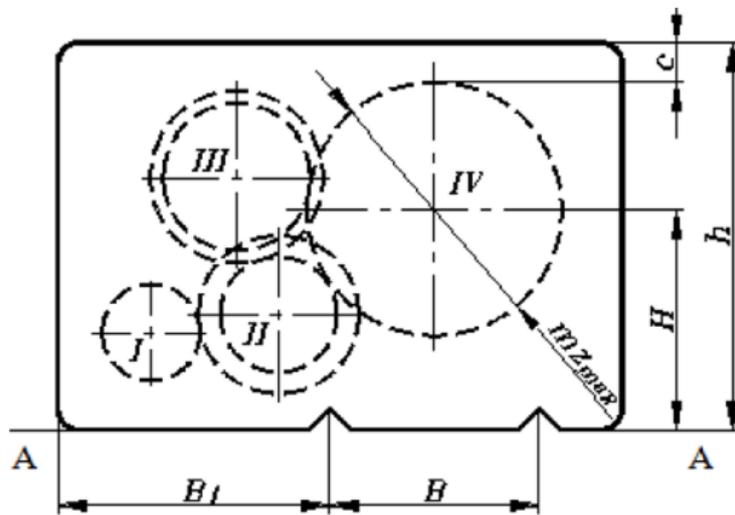


Рис. 15. Свертка шпиндельной бабки токарно-винторезных и токарно-револьверных станков

Из центра шпинделя радиусом делительной окружности большего из колес, сидящих на шпинделе, описывают окружность. Этот радиус определяет высоту коробки без крышки:

$$h = H + \frac{mZ_{max}}{2} + c,$$

где $c = (2,5 \div 3)m$ – расстояние между делительной окружностью большого колеса и верхней плоскостью коробки.

Все остальные валы размещаются влево от шпинделя. Основное требование к свертке заключается в том, чтобы валы и зубчатые колеса занимали наименьшее пространство. Нет необходимости показывать на чертеже все зубчатые колеса, построение производится по передачам, находящимся в зацеплении. Большое колесо, сидящее на шпинделе, соединяют с малым, сидящим на предшпиндельном валу, и находят положение предшпиндельного вала. На этом валу вычерчивается наибольшее зубчатое колесо и сцепляется с малым колесом следующего вала. Построение продолжают до тех пор, пока не определятся координаты оси выходного вала коробки скоростей. Наиболее нагруженные валы, а ими обычно являются предшпиндельные валы, следует располагать ближе к основанию коробки для снижения положения центра тяжести коробки и увеличения виброустойчивости.

Размер B_1 , характеризующий величину консольной части коробки, в современных станках не превышает $(0,5 \div 1)B$.

Вертикально-сверлильные станки с компоновкой основных узлов типа «агрегат» более технологичны и мобильны с точки зрения создания модификаций этих станков, чем станки с компоновкой типа «кронштейн», выпускаемые ранее. При компоновке типа «агрегат» коробка скоростей и коробка подач располагаются в одном корпусе.

Одним из основных параметров сверлильных и вертикально-фрезерных станков является расстояние H от оси шпинделя до вертикальных направляющих станка. Это расстояние зависит от размера станка.

Свертки коробок скоростей этих станков подобны и показаны на рисунке 16.

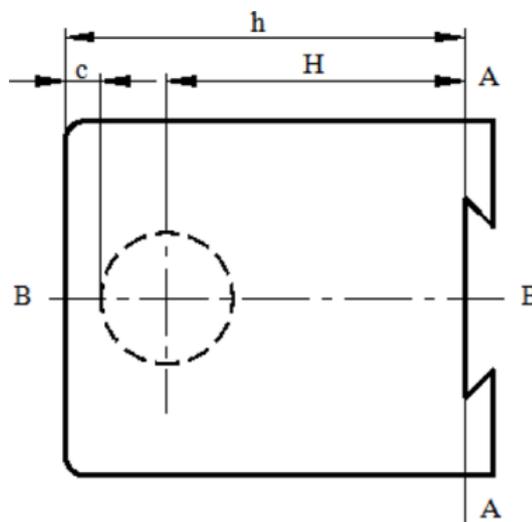


Рис. 16. Свертка коробки скоростей вертикально-сверлильных и вертикально-фрезерных станков

При выполнении свертки следует стремиться к симметричности коробки относительно линии BB и руководствоваться теми же соображениями, что и при выполнении свертки коробки скоростей токарно-винторезных станков. Двигатель располагается на коробке, его нужно размещать ближе к линии AA , но так, чтобы его фланец и выступающие части не заходили за нее. Хотя у вертикально-сверлильных станков компоновки типа «агрегат» (станки базовых моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135, 2Н150) корпус коробок скоростей и подач общий, на чертеже следует показывать лишь развертку и свертку коробки скоростей.

В горизонтально-фрезерных станках коробка скоростей размещается в станине станка, в стенках которой расточены отверстия под опоры валов. Оси валов обычно располагают в одну линию по вертикали. В моделях станков с отдельным приводом главного движения коробка скоростей выполняется отдельно от узла шпинделя с перебором. В этом случае при разработке свертки стремятся к минимальным поперечным размерам.

У вертикально-фрезерных станков валы коробки скоростей также располагаются в одну линию по вертикали (Приложение 4). При выполнении развертки шпиндельной головки необходимо выдержать расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины, по которым перемещается консоль. Это расстояние стандартизовано.

Для упрощения изготовления и сборки токарно-карусельных станков коробка скоростей выполняется в виде отдельного узла, который крепится к столу станка. На последнем валу коробки устанавливается коническая

шестерня, которая при сборке вводится в зацепление с конической шестерней механизма привода планшайбы. У станков малых и средних размеров электродвигатель передает вращение валу коробки скоростей с помощью клиноременной передачи, а в тяжелых станках – с помощью муфт с упругим элементом.

В современных станках малых и средних размеров переключение скоростей осуществляется с помощью электромагнитных муфт, в тяжелых станках – с помощью гидропривода.

5.3. Конструирование корпусов коробок скоростей

Корпусные детали обеспечивают точное взаимное положение и перемещение инструмента и детали. При их конструировании необходимо соблюдать: точное взаимное положение базовых поверхностей; точную геометрическую форму и сохранение ее в течение длительного времени; необходимую жесткость и виброустойчивость; минимальные температурные деформации; минимальную металлоемкость; технологичность конструкции.

При конструировании корпусных деталей требуемую жесткость обеспечивают не за счет увеличения толщины стенок и габаритов, а за счет рациональной формы сечения, использования перегородок, ребер. При конструировании литых корпусных деталей следует (по возможности) выполнять все стенки одинаковой толщины. При соединении различных толщин стенок осуществляют постепенный переход от одной толщины к другой. Минимальная толщина стенок литых корпусных деталей определяется по формуле:

$$\delta = \sqrt[10]{\frac{2L+B+H}{3}}, \text{ мм}$$

где L , B , H – габаритные размеры деталей, мм (причем L – максимальный из них).

Следует предусматривать сквозные отверстия в корпусе для прохода расточных оправок и возможности установки дополнительных опор. Желательно не обрабатывать внутренние торцевые поверхности. Наружные обрабатываемые поверхности стенок корпусов, на которых располагаются механизмы управления, следует по возможности располагать в одной плоскости.

5.4. Выбор систем смазки

Жидкую смазку применяют в металлорежущих станках при различной частоте вращения. Для смазывания шпиндельных подшипников используют несколько способов жидкой смазки.

– *Циркуляционная смазка* применяется в первую очередь для шпиндельных узлов, работающих при напряженных режимах (значительные числа оборотов, высокие нагрузки). Циркуляционная система смазки включает в себя систему охлаждения смазки.

В большинстве станков система циркуляционной смазки является общей для шпинделя и коробок скоростей. Поскольку радиально-упорные подшипники (шариковые и роликовые) производят насосное действие, смазку следует подавать в зону всасывания. При выходе смазки из нижнего подшипника она поступает в ванну с хорошим уплотнением.

– *Капельная смазка.* Дозировка объема поступающей в подшипник смазки осуществляется с помощью игольчатых капельных или фитильных капельных масленок. При капельной смазке тепловыделение в подшипниках невелико и поэтому ее широко применяют для смазки роликовых подшипников с цилиндрическими роликами шпиндельных узлов. При капельной смазке масло из подшипника обычно стекает в общую систему смазки станка и для смазки подшипников шпинделя повторно не используется.

– *Смазка масляным туманом.* Достоинства этой смазки заключаются в том, что в подшипники подается малое количество смазки, осуществляется интенсивное охлаждение подшипника сжатым воздухом, избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует проникновению в подшипники внешнего загрязнения, подшипники постоянно и равномерно обеспечиваются смазкой. Масляный туман образуется с помощью специальных приборов – туманообразователей.

– *Смазка впрыскиванием.* Для смазки подшипников, работающих в особо напряженных условиях (очень высокие числа оборотов, высокие температуры), применяется смазка впрыскиванием.

Смазка подается в подшипник через три-четыре сопла, расположенные по окружности подшипника в зазор между сепаратором и кольцом подшипника под давлением до 40 МПа. Масло впрыскивается периодически; темп подачи масла устанавливается с помощью электромагнитных дозаторов.

На рисунке 20 приведены варианты конструкции смазочных устройств, обеспечивающих циркуляционную смазку и смазку впрыскиванием.

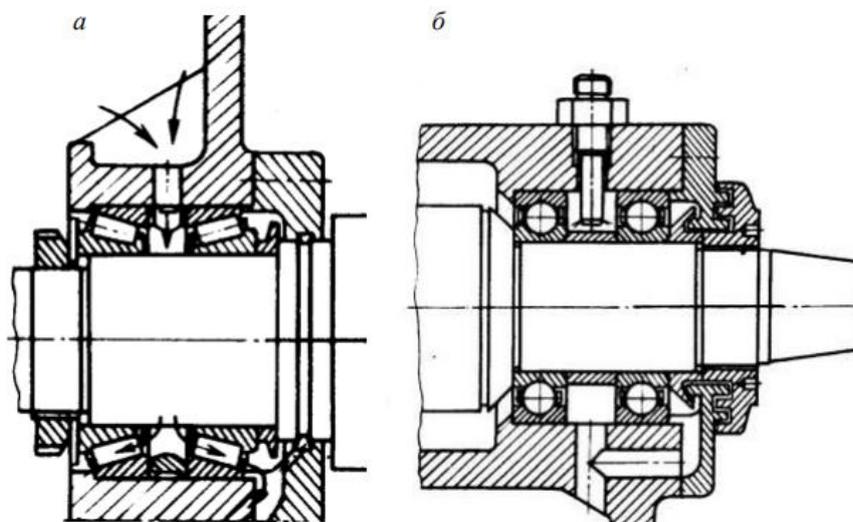


Рис. 20. Варианты конструкции смазочных устройств, обеспечивающих: а – циркуляционную смазку; б – смазку впрыскиванием

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии описана методика выполнения курсового проекта по дисциплине «Проектирование машин», приведены подробные методические указания по проектированию, расчету и конструированию деталей и узлов коробок скоростей.

Особое внимание уделено проектированию и расчету шпиндельных узлов и смазочных систем.

Типовые расчеты деталей коробки скоростей (проверочный расчет валов, расчет подшипников на долговечность и т.д.) рекомендуется производить по методикам, известным из курса деталей машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аверченков, В. И. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 [Текст] / В. И. Аверченков [и др.]. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: Инновационное машиностроение, 2018. – 756 с. – ISBN 978-5-6040281-6-2.
2. Андреев, В. Н. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 [Текст] / В. Н. Андреев [и др.]. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: Инновационное машиностроение, 2018. – 818 с. – ISBN 978-5-6040281-7-9.
3. Боровский, Г. В. Справочник инструментальщика / Г. В. Боровский, С.Н. Григорьев. – М.: Машиностроение, 2007. – 464 с. – ISBN 978-5-217-03389-8.
4. Вереина, Л. И. Металлорежущее технологическое оборудование: учеб. пособие для вузов [Текст] / Л. И. Вереина, А. Г. Ягопольский; под. общ. ред. Л. И. Вереиной. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: ООО «Научно-издательский центр ИНФРА-М», 2019. — 542 с. — ISBN 978-5-16-013642-4.
5. Горленко, О. А. Расчет и проектирование машин с заданными триботехническими показателями качества: учеб. пособие [Текст] / О. А. Горленко, В. П. Тихомиров, Г. А. Бишутин. – Брянск : БГТУ, 2005. – 270 с. – ISBN 5-89838-132-5.
6. Гуртяков, А. М. Расчет и проектирование металлорежущих станков : учеб. пособие [Текст] / А. М. Гуртяков. – Томск: Томский политехнический университет, 2014. – 136 с. – ISBN 978-5-4387-0396-9.
7. Кадошников, В. И. Проектирование машин. Расчет и конструирование соединений машин: учеб. пособие для вузов [Текст] / В. И. Кадошников [и др.]. – Изд. 2-е, доп. – Магнитогорск: МГТУ, 2010. – 178 с. – ISBN 978-5-9967-0134-6.
8. Клоков, В. Г. Детали машин. Проектирование узлов и деталей машин: выбор материалов и методов их упрочнения: учеб. пособие для выполнения курсового проекта [Текст] / В. Г. Клоков, И. А. Курбатова. – Изд. 3-е, доп. – М.: МГИУ, 2009. – 112 с. – ISBN 978-5-276-01692-4.
9. Сибикин, М. Ю. Технологическое оборудование заготовительных и складских производств машиностроительных предприятий [Текст]: учеб. пособие / М. Ю. Сибикин. – Москва – Берлин : Директ – Медиа, 2020. – 360 с. - ISBN 978-5-4499-0763-9.
10. Федосов, Н. М. Конструирование и расчет технологического оборудования [Текст]: курс лекций для студентов инженер. специальностей / Н. М. Федосов. – Барановичи : РИО БарГУ, 2010. – 144 с. – ISBN 978-985-498-375-2.
11. Фещенко, В. Н. Справочник конструктора. Книга 2. Проектирование машин и их деталей [Текст] / В. Н. Фещенко. – М.: Инфра-Инженерия, 2015. – 400 с. – ISBN 978-5-9729-0085-5.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица 1- Нормальные ряды частот вращения (ОСТ 2 Н11-1-72)

Знаменатель ряда ϕ

1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)
10,0 10,6	10,0	10,0	1,00	10,0	10,0	1,00 2,00
11,2 11,8			1,40			4,00 8,00
12,5 13,2	11,2		2,00			
14,0 15,0			2,80			
16,0 17,0	12,5	12,5	4,00			
18,0 19,0			5,60			
20,0 21,2	14,0		8,00			
22,4 23,6			11,2			
25,0 26,5	16,0	16,0	16,0	16,0		16,0
28,0 30,0						
31,5 33,5	18,0				18,0	
35,5 37,5						
40,0 42,5	20,0	20,0				
45,0 47,5						
50,0 53,0	22,4		22,4			
56,0 60,0						
63,0 67,0	25,0	25,0		25,0		
71,0 75,0						
80,0 85,0	28,0					
90,0 95,0						
100	31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
	35,5					
	40,0	40,0		40,0		
	45,0		45,0			
	50,0	50,0				
	56,0				56,0	
	63,0	63,0	63,0 90,0	63,0		63,0
			125 180			
	71,0		250 355			
			500 710			
	80,0	80,0	1000			
	90,0					
	100	100		100	100	

Примечания:

1. ОСТ распространяется на ряды частот вращения, подач, мощностей и других параметров станков.
2. Ряды чисел менее 10 или более 100 (менее 1 или более 1000 для ряда с $\phi = 1,41$) получают делением или умножением табличных значений на 10 (за исключением ряда с $\phi = 2$).
3. Ряды со знаменателями ϕ , заключенными в скобки, применяют в основном только для частот вращения и подач.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица 2 – Электродвигатели АИР – основные технические характеристики

Двигатель	кВт	мин ⁻¹	Ток при 380В	КПД %	Кэф. мощн.	Ип/Ин	Масса, кг		Двигатели устаревших марок
							Чугун	Алюм.	
АИР56А4	0,12	1310	0,44	57	0,72	4,4	-	5	4АА56А4
АИР56А2	0,18	2720	0,53	65	0,8	5,5	-	5	4АА56А2
АИР56В2	0,25	2720	0,69	68	0,81	5,5	-	5	4АА56В2
АИР56В4	0,18	1310	0,69	58	0,68	4,4	-	5	4АА56В4
АИР63А2	0,37	2755	1	69	0,81	6,1	-	7	4А(М)63А2
АИР63В2	0,55	2790	1,4	74	0,82	6,1	-	8	4А(М)63В2
АИР63А4	0,25	1340	0,79	65	0,74	5,2	-	7	4АА(М)63А4
АИР63В4	0,37	1340	1,12	67	0,75	5,2	-	7	4АА(М)63В4
АИР63А6	0,18	870	0,74	56	0,66	4	-	7	4АА(М)63А6
АИР63В6	0,25	870	0,95	59	0,68	4	-	8	4АА(М)63В6
АИР71А2	0,75	2840	1,77	75	0,83	6,1	-	11	4А(М)71А2
АИР71В2	1,1	2840	2,61	76,2	0,84	6,9	-	11	4А(М)71В2
АИР71А4	0,55	1390	1,57	71	0,75	5,2	-	10	4А(М)71А4
АИР71В4	0,75	1390	2,05	73	0,76	6	-	11	4А(М)71В4
АИР71А6	0,37	880	1,3	62	0,7	4,7	-	10	4А(М)71А6
АИР71В6	0,55	880	1,8	65	0,72	4,7	-	11	4А(М)71В6
АИР71В8	0,25	645	1,1	54	0,61	3,3	-	9	4А(М)71В8
АИР80А2	1,5	2850	3,46	78,5	0,84	7	22	14	4А(М)80А2
АИР80В2	2,2	2855	4,85	81	0,85	7	24	16	4А(М)80В2
АИР80А4	1,1	1390	2,85	76,2	0,77	6	19	13	4А(М)80А4
АИР80В4	1,5	1400	3,72	78,5	0,78	6	24	15	4А(М)80В4
АИР80А6	0,75	905	2,29	69	0,72	5,3	18	13	4А(М)80А6
АИР80В6	1,1	905	3,18	72	0,73	5,5	22	17	4А(М)80В6
АИР80А8	0,37	675	1,49	62	0,61	4	21	13	4А80А8
АИР80В8	0,55	680	2,17	63	0,61	4	18	16	4А80В8
АИР90L2	3	2860	6,34	82,6	0,87	7,5	32	22	4А(М)90L2
АИР90L4	2,2	1410	5,09	80	0,81	7	29	22	4А(М)90L4
АИР90L6	1,5	920	4	76	0,75	5,5	28	21	4А(М)90L6
АИР90LA8	0,75	680	2,43	70	0,67	4	28	21	4А(М)90LA8
АИР90LB8	1,1	680	3,36	72	0,69	5	29	23	4А(М)90LB8
АИР100S2	4	2880	8,2	84,2	0,88	7,5	38	30	4А(М)100S2
АИР100L2	5,5	2900	11,1	85,7	0,88	7,5	42	35	4А(М)100L2
АИР100S4	3	1410	6,78	82,6	0,82	7	39	32	4А(М)100S4
АИР100L4	4	1435	8,8	84,2	0,82	7	41	33	4А(М)100L4
АИР100L6	2,2	935	5,6	79	0,76	6,5	38	34	4А(М)100L6
АИР100L8	1,5	690	4,4	74	0,7	5	40	28	4А(М)100L8
АИР112M2	7,5	2895	14,9	87	0,88	7,5	53	41	4А(М)112M2

Двигатель	кВт	мин ¹	Ток при 380В	КПД %	Коэф. мощн.	Ip/In	Масса, кг		Двигатели устаревших марок
							Чугун	Алюм.	
АИР112М4	5,5	1440	11,7	85,7	0,83	7	59	46	4А(М)112М4
АИР112МА6	3	960	7,4	81	0,76	6,5	50	44	4А(М)112МА6
АИР112МВ6	4	960	9,75	82	0,76	6,5	53	49	4А(М)112МВ6
АИР112МА8	2,2	710	6	79	0,71	6	48	42	4А(М)112МА8
АИР112МВ8	3	710	7,8	80	0,73	6	52	49	4А(М)112МВ8
АИР132М2	11	2900	21,2	88,4	0,89	7,5	90	77	4А(М)132М2
АИР132S4	7,5	1450	15,6	87	0,84	7	79	71	4А(М)132S4
АИР132М4	11	1460	22,5	88,4	0,84	7	90	83	4А(М)132М4
АИР132S6	5,5	960	12,9	84	0,77	6,5	84	70	4АМ132S6
АИР132М6	7,5	970	17,2	86	0,77	6,5	92	81	4АМ132М6
АИР132S8	4	720	10,3	81	0,73	6	84	70	4АМ132S8
АИР132М8	5,5	720	13,6	83	0,74	6	90	81	4АМ132М8
АИР160S2	15	2930	28,6	89,4	0,89	7,5	132	101	4АМ160S2
АИР160М2	18,5	2930	34,7	90	0,9	7,5	141	104	4АМ160М2
АИР160S4	15	1460	30	89,4	0,85	7,5	147	105	4АМ160S4
АИР160М4	18,5	1470	36,3	90	0,86	7,5	167	119	4АМ160М4
АИР160S6	11	970	24,5	87,5	0,78	6,5	142	105	4АМ160S6
АИР160М6	15	970	31,6	89	0,81	7	152	119	4АМ160М6
АИР160S8	7,6	720	17,8	85,5	0,75	6	137	108	4АМ160S8
АИР160М8	11	730	25,5	87,5	0,75	6,5	179	124	4АМ160М8
АИР180S2	22	2940	41	90,5	0,9	7,5	191	150	4АМ180S2
АИР180М2	30	2950	55,4	91,4	0,9	7,5	199	165	4АМ180М2
АИР180S4	22	1470	43,2	90,5	0,86	7,5	195	155	4АМ180S4
АИР180М4	30	1470	57,6	91,4	0,86	7,2	220	175	4АМ180М4
АИР180М6	18,5	980	38,6	90	0,81	7	197	170	4АМ180М6
АИР180М8	15	730	34,1	88	0,76	6,6	218	170	4АМ180М8
АИР200М2	37	2950	67,9	92	0,9	7,5	265	-	4АМ200М2
АИР200L2	45	2960	82,1	92,5	0,9	7,5	265	-	4А200L2
АИР200М4	37	1475	70,2	92	0,87	7,2	276	-	4А200М4
АИР200L4	45	1475	84,9	92,5	0,87	7,2	294	-	4А200L4
АИР200М6	22	980	44,7	90	0,83	7	265	-	4А200М6
АИР200L6	30	980	59,3	91,5	0,84	7	291	-	4А200L6
АИР200М8	18,5	730	41,1	90	0,76	6,6	260	-	4А200М8
АИР200L8	22	730	48,9	90,5	0,78	6,6	270	-	4А200L8
АИР225М2	55	2970	100	93	0,9	7,5	351	-	4А225М2
АИР225М4	55	1480	103	93	0,87	7,2	364	-	4А225М4
АИР225М6	37	980	71	92	0,86	7	334	-	4А225М6
АИР225М8	30	735	63	91	0,79	6,5	363	-	4А225М8

Двигатель	кВт	мин ¹	Ток при 380В	КПД %	Коэф. мощн.	Ip/In	Масса, кг		Двигатели устаревших марок
							Чугун	Алюм.	
АИР250S2	75	2975	135	93,6	0,9	7	507	-	4A250S2
АИР250M2	90	2975	160	93,9	0,91	7,1	537	-	4AM250M2
АИР250S4	75	1480	138,3	93,6	0,88	6,8	497	-	4AM250S4
АИР250M4	90	1480	165	93,9	0,88	6,8	568	-	4AM250M4
АИР250S6	45	980	86	92,5	0,86	7	457	-	4AM250S6
АИР250M6	55	980	104	92,8	0,86	7	487	-	4AM250M6
АИР250S8	37	740	78	91,5	0,79	6,6	512	-	4AM250S8
АИР250M8	45	740	94	92	0,79	6,6	512	-	4AM250M8
АИР280S2	110	2975	195	94	0,91	7,1	698	-	4AM280S2
АИР280M2	132	2975	233	94,5	0,91	7,1	710	-	4AM280M2
АИР280S4	110	1480	201	94,5	0,88	6,9	670	-	4AM280S4
АИР280M4	132	1480	240	94,8	0,88	6,9	745	-	4AM280M4
АИР280S6	75	985	142	93,5	0,86	6,7	647	-	4AM280S6
АИР280M6	90	985	169	93,8	0,86	6,7	696	-	4AM280M6
АИР280S8	55	740	111	92,8	0,81	6,6	680	-	4AM280S8
АИР280M8	75	740	150	93,5	0,81	6,2	760	-	4AM280M8
АИР315S2	160	2975	279	94,6	0,92	7,1	990	-	4AM315S2
АИР315M2	200	2975	348	94,8	0,92	7,1	1280	-	4AM315M2
АИР315S4	160	1480	288	94,9	0,89	6,9	1230	-	4AM315S4
АИР315M4	200	1480	360	94,9	0,89	6,9	1330	-	4AM315M4
АИР315S6	110	985	207	94	0,86	6,7	1030	-	4AM315S6
АИР315M6	132	985	245	94,2	0,87	6,7	1218	-	4AM315M6
АИР315S8	90	740	178	93,8	0,82	6,4	1130	-	4AM315S8
АИР315M8	110	740	217	94	0,82	6,4	1170	-	4AM315M8
АИР355S2	250	2980	433	95,2	0,92	7,1	1680	-	4AM355S2
АИР355M2	315	2980	545	95,4	0,92	7,1	1896	-	4AM355M2
АИР355S4	250	1490	443	95,2	0,9	6,9	1745	-	4AM355S4
АИР355M4	315	1490	559	95,2	0,9	6,9	1957	-	4AM355M4
АИР355S6	160	990	292	94,5	0,88	6,7	1580	-	4AM355S6
АИР355M6	200	990	365	94,5	0,88	6,7	2019	-	4A355M6
АИР355MB6	250	990	457	94,5	0,88	6,7	2019	-	-
АИР355S8	132	740	261	93,7	0,82	6,4	2019	-	4A355S8
АИР355M8	160	740	315	94,2	0,82	6,4	1880	-	4A355M8
АИР355MB8	200	740	387	94,5	0,83	6,4	2019	-	-

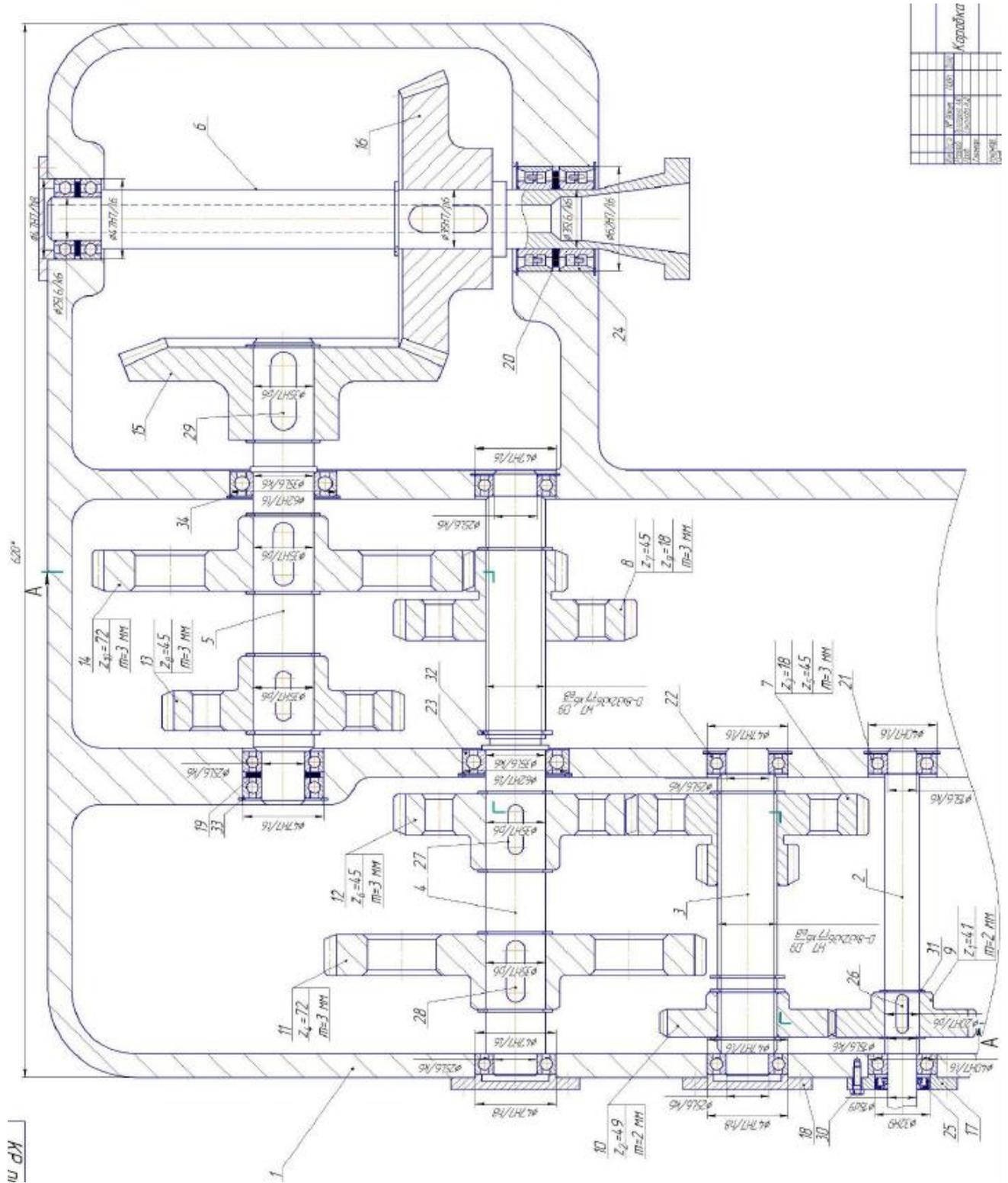
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица 3 – Выбор числа зубьев передачи при заданном передаточном числе

u	$\sum z$														
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64
1,00	25		26		27		28		29		30		31		32
1,06							27		28		29		30		31
1,12		24		25		26		27		28		28	29	29	30
1,19	23					25		26		27		27		28	29
1,26	22		23		24		25			26		26		27	
1,33		22			23		24		25					26	
1,41		21		22		23			24		25				
1,50	20		21			22		23			24				
1,58			20		21			22		23	23		24		
1,68		19			20		21			22			23		24
1,78	18			19			20		21			22		22	23
1,88			18			19			20		21	21		21	22
2,00		17			18			19			20				
2,11	16			17			18			19			20		
2,24			16			17			18			19	19		
2,37		15			16			17				18		18	19
2,51				15			16				17				
2,66		14				15			16	16			17		
2,82												16			
2,99			13				14				15				16
u	$\sum z$														
	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1,00		33		34		35		36		37		38		39	
1,06		32		33		34		35		36		37		38	
1,12		31		32		33		34		35		36	36	37	37
1,19		30		31		32		33		34	34	35	35		36
1,26	29	29		30		31		32		33	33		34		35
1,33	28			29		30		31			32		33		34
1,41	27		28	28		29		30	30		31		32		33
1,50	26		27	28		28		29	29		30		31	32	
1,58	25		26			27		28	28		29		30	30	
1,68			25		26	26		27	27		28		29	29	
1,78			24		25	25		26			27			28	
1,88		23	23		24			25			26			27	
2,00		22			23			24			25			26	
2,11	21	21		22	22		23	23		24	24			25	
2,24	20			21			22	22		23	23		24	24	
2,37			20	20			21			22			23	23	
2,51		19	19			20	20		21	21			22	22	
2,66		18			19	19			20	20			21	22	
2,82	17			18	18			19	19			20	20		
2,99			17	17			18	18			19	19			20
3,16		16	16			17	17				18				19
3,35					16	16				17					18
3,55									16	16			17	18	
3,76								15	15			16	16	17	

u	$\sum z$														
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94
1,00	40		41		42		43		44		45		46		47
1,06	39		40	40	41		42	42	43	43	44	44	45	45	46
1,12	38	38	39		40			41		42		43	43	44	44
1,19		37	38		39		39	40	40	41	41		42		43
1,26		36	37	37			38		39		40	40	41	41	
1,33	34	35	35		36		37	37	38	38		39		40	40
1,41	33	34			35	35		36		37	37	38	38		39
1,50	32		33	33		34		35	35		36		37	37	38
1,58	31		32	32		33	33		34		35	35		36	
1,68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35
1,78	29	29		30	30		31			32		33	33		34
1,88	28	28		29	29		30	30	31	31			32	32	
2,00		27			28		29	29		30	30		31	31	
2,11		26			27			28	28		29	29		30	30
2,24		25			26	26		27	27		28	28		29	29
2,37		24			25	25		26	26			27	27		28
2,51	23	23			24	24		25	25			26	26		27
2,66	22	22			23	23		24	24			25	25		
2,82	21	21			22			23	23			24	24		
2,99	20			21	21			22	22			23	23		
3,16	19			20	20			21	21			22	22		
3,35			19	19			20	20	20			21	21		
3,55		18	18	18			19	19			20	20	20		
3,76	17	17				18	18				19	19			
3,98	16	16			17	17				18	18	18			19
u	$\sum z$														
	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	
1,00		48	49	49	50	50	51	51	52	52	53	53	54	54	
1,06	46	47	47		48		49		50		51		52		
1,12	45	45	46	46	47	47		48		49		50		51	
1,19		44	44	45	45	46	46		47		48		49	49	
1,26	42		43		44	44	45	46		46		47	47	48	
1,33	41	41		42		43	43	44	44		45		46	46	
1,41		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45	
1,50	38		39	39	40	40		41	41	42	42		43	43	
1,58	37	37		38	38	39	39		40	40	41	41	41	42	
1,68		36	36		37	37	38	38		39	39		40	40	
1,78	34		35	35		36	36	37	37		38	38		39	
1,88	33	33		34	34	35	35		36	36		37	37		
2,00	32	32		33	33		34	34		35	35		36	36	
2,11		31	31		32	32		33	33		34	34		35	
2,24			30	30		31	31		32	32		33	33	33	
2,37	28		29	29			30	30		31	31		32	32	
2,51	27			28	28		29	29			30	30		31	
2,66	26	26		27	27			28	28		29	29	29		
2,82	25	25			26	26		27	27	27		28	28	28	
2,99	24	24			25	25			26	26	26		27	27	
3,16	23	23			24	24	24		25	25	25		26	26	
3,35	22	22			23	23	23			24	24			25	
3,55	21	21			22	22	22			23	23	23		24	
3,76	20	20			21	21	21			22	22	22		23	
3,98	19	19			20	20	20		21	21	21	21		22	

ПРИЛОЖЕНИЕ 4



№ п/п	№ докум.	Изм.	№	Дата	Подпись	И.С.И.
1	1	1	1			
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						

Рис. 1. Продольный разрез коробки скоростей

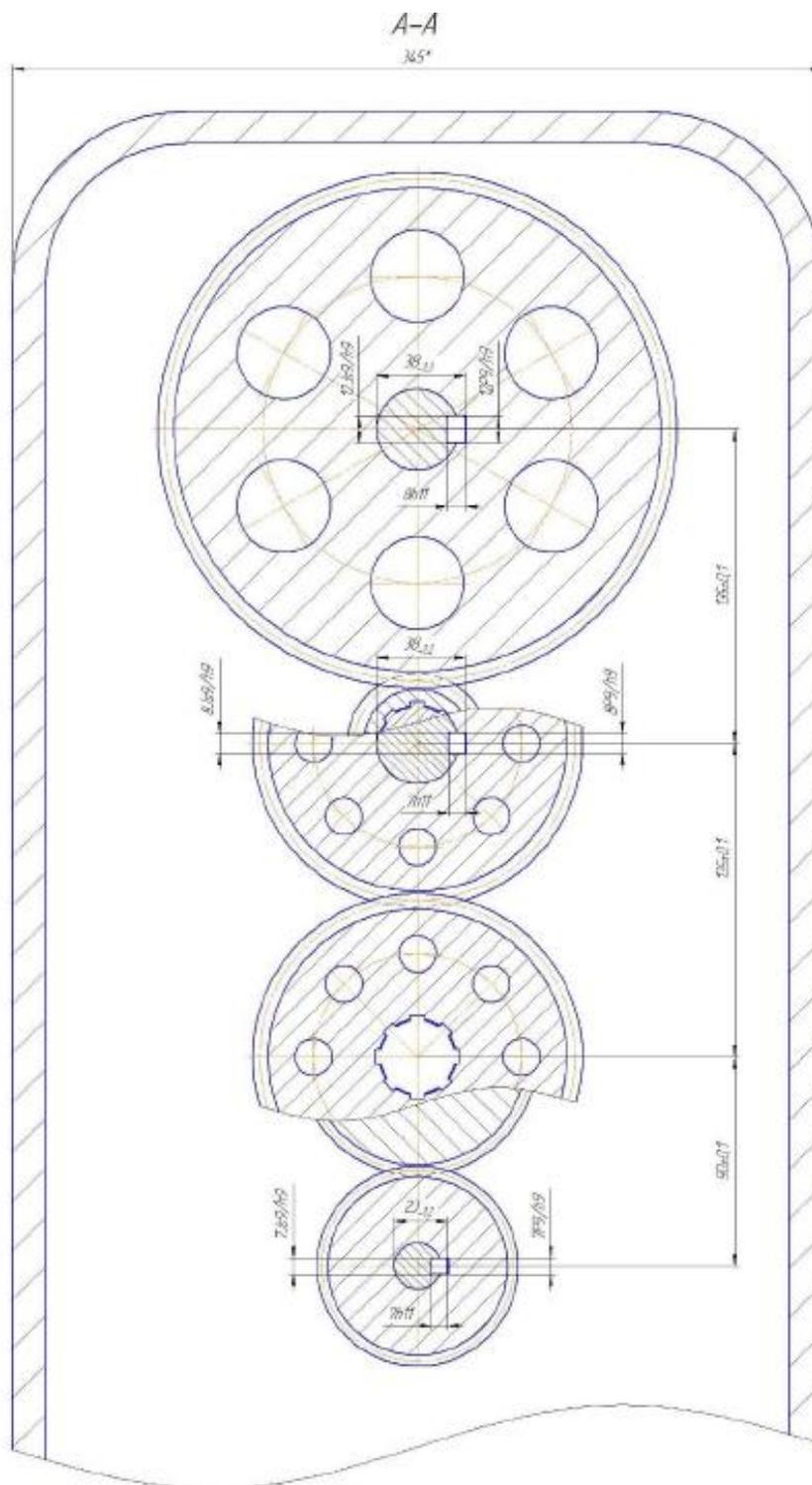


Рис. 2. Поперечный разрез коробки скоростей