

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

В.И. Глубокий

В.И. Туромша

РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ СТАНКОВ С ЧПУ

Методическое пособие
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»
для студентов машиностроительных специальностей

Минск
БНТУ
2011

УДК 621.9.06-529-83.001.63(075.8)

ББК 34.63-5я7

Г 55

Р е ц е н з е н т ы:

д-р техн. наук, проф. *И.Л. Баршай*,
д-р техн. наук, проф. *Н.В. Спиридонов*

Глубокий, В.И.

Г 55 Расчет главных приводов станков с ЧПУ: методическое пособие по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов машиностроительных специальностей / В.И. Глубокий, В.И. Туромша. – Минск: БНТУ, 2010. – 176 с.

ISBN 978-985-525-528-5.

Методическое пособие по дисциплине «Конструирование и расчет станков» предназначено для курсового проектирования, выполняемого студентами машиностроительных специальностей.

В пособии приводится описание особенностей главных приводов станков с ЧПУ, рассматриваются задачи и содержание курсового проектирования и излагаются методика и основные этапы расчета главных приводов станочного оборудования с ЧПУ.

УДК 621.9.06-529-83.001.63(075.8)
ББК 34.63-5я7

ISBN 978-985-525-528-5

© Глубокий В.И.,
Туромша В.И., 2011
© БНТУ, 2011

Введение

Металлорежущие станки с ЧПУ могут применяться для обработки тел вращения и призматических деталей. При этом может производиться токарная обработка поверхностей с прямолинейным и криволинейным профилем; сверление, зенкерование, развертывание и растачивание отверстий; фрезерование различных поверхностей и др. Станки с ЧПУ выполняют те же функции, что и обычные станки, однако управление перемещениями исполнительных органов этих станков осуществляется электроникой.

Такие станки стоят дороже и требуют больших затрат на обслуживание, чем обычные, однако их высокая производительность может перекрыть все затраты при правильном их использовании и соответствующих объемах производства. Работа по управляющей программе позволяет точно предсказать время обработки некоторых партий деталей и, соответственно, более полно загружать оборудование.

Современные устройства ЧПУ расширяют технологические возможности оборудования, повышают точность обработки и сокращают время отработки управляющих программ. Применение станков с ЧПУ позволило качественно изменить процесс металлообработки и получить значительный экономический эффект. Эффективность их применения возрастает при усложнении условий обработки с взаимным перемещением заготовки и инструмента по четырём-пяти координатам и при многоинструментальной и многооперационной обработке заготовки за одну установку.

Числовое программное управление является универсальным средством автоматизации управления станочным оборудованием и обеспечивает заданное функционирование рабочих органов станка. Вмешательство оператора станка в процесс изготовления деталей сведено к минимуму. Станки с ЧПУ могут работать практически автономно, выпуская продукцию с неизменно высоким качеством, при этом работа станочника-оператора в основном заключается в выполнении подготовительно-заключительных операций: установке и снятии детали, наладке инструмента, наборе управляющей программы и т. д., в результате один оператор может обслуживать сразу несколько станков.

Системы ЧПУ применяются в станках для управления режимами работы и траекториями движений исполнительных органов. При

этом преимуществом станков с ЧПУ является их производственная гибкость. Это значит, что для обработки разных деталей нужно всего лишь заменить управляющую программу. Проверенная и отработанная программа может быть использована многократно, обеспечивая при этом высокую точность и повторяемость обработки. По одной и той же программе можно с требуемым качеством изготовить большое количество практически идентичных деталей. Числовое программное управление позволяет обрабатывать такие детали, которые невозможно изготовить на обычном оборудовании, в том числе детали со сложной пространственной формой.

К станкам с ЧПУ предъявляются специфические требования в связи с особенностями отработки управляющей программы, представляющей собой ряд последовательных команд. Система ЧПУ обеспечивает автоматическое управление станком при помощи компьютера станка и управляющей программы обработки. Режимы обработки и перемещения исполнительных органов станка управляет компьютер, который читает управляющую программу и выдает команды соответствующим двигателям. Двигатели обеспечивают вращение шпинделя и перемещение исполнительных органов станка – рабочего стола и шпиндельной бабки, и производится механическая обработка детали. При этом необходимо автоматическое переключение скоростей в приводах главного движения и подачи и применение регулируемых бесступенчатых приводов. Датчики обратной связи, установленные в приводах главного движения, передают в компьютер информацию о фактической частоте вращения шпинделя, а в приводах подачи – о фактической величине подачи и позиции исполнительных органов станка.

Применение ЧПУ повлияло на конструкцию станков и кинематическую структуру их приводов. Вместо разветвленных кинематических схем главных приводов и приводов подачи для них стали применяться кинематические структуры с регулируемыми электродвигателями без коробок скоростей или с их простой кинематикой и автономные приводы подачи для каждого координатного перемещения.

1. ГЛАВНЫЕ ПРИВОДЫ СТАНКОВ С ЧПУ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Главный привод металлорежущих станков предназначен для сообщения главного движения резания конечному звену привода, которым является шпиндель при главном вращательном движении или ползун – при поступательном движении. По характеру переключения частот вращения главные приводы станков могут быть с дискретным или непрерывным их переключением и соответственно называются ступенчатыми и бесступенчатыми приводами.

Приводы главного движения станков с ЧПУ имеют бесступенчатое регулирование частот вращения шпинделя, упрощенную механическую часть и автоматическое управление циклом по числовой управляющей программе. При этом на определенных участках обработки может быть изменение в цикле установленных скоростей резания и частот вращения шпинделя, остановка шпинделя в определенном ориентированном положении для смены инструмента, зажим и разжим режущих инструментов и т. д. Это обеспечивается применением регулируемых приводных электродвигателей в сочетании с автоматическими механическими коробками скоростей, которые имеют небольшое число ступеней и в основном гидравлическое управление. Главные приводы с электромеханическим регулированием могут обеспечивать широкий диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя и упрощают процесс автоматизации его управления от числовой управляющей программы.

В общем случае главные приводы станка представляют собой совокупность электродвигателя, коробки скоростей и шпиндельной группы и могут иметь различные структурно-компоновочные схемы. В последнее время на станках с ЧПУ для главных приводов устанавливаются асинхронные электродвигатели с высокочастотным регулированием, позволяющие получать высокие частоты вращения шпинделя. Структура главных приводов станков с ЧПУ определяется их функциональным назначением и имеет свои особенности.

Приводы главного движения токарных станков с ЧПУ могут иметь компоновку шпиндельной группы в виде шпиндельной бабки со встроенными в общий корпус шпиндельным узлом и коробкой ско-

ростей (рис. 1.1), которая обычно соединяется с приводным электродвигателем с помощью ременной передачи.

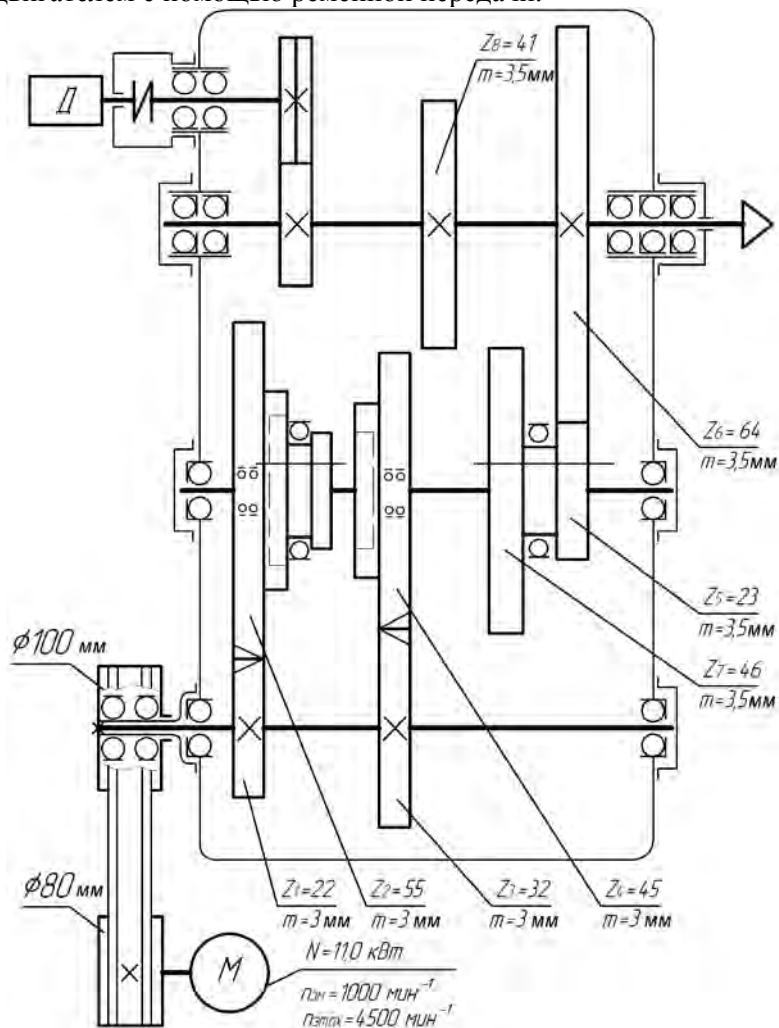


Рис. 1.1. Кинематическая схема привода главного движения токарного станка с ЧПУ со встроенными в корпус шпиндельной бабки шпиндельным узлом и коробкой скоростей

Кроме того, для токарных станков с ЧПУ главный привод может быть с автономной шпиндельной группой в виде отдельной шпин-

дельной бабки и с автономной коробкой скоростей, соединенных между собой ременной передачей (рис. 1.2).

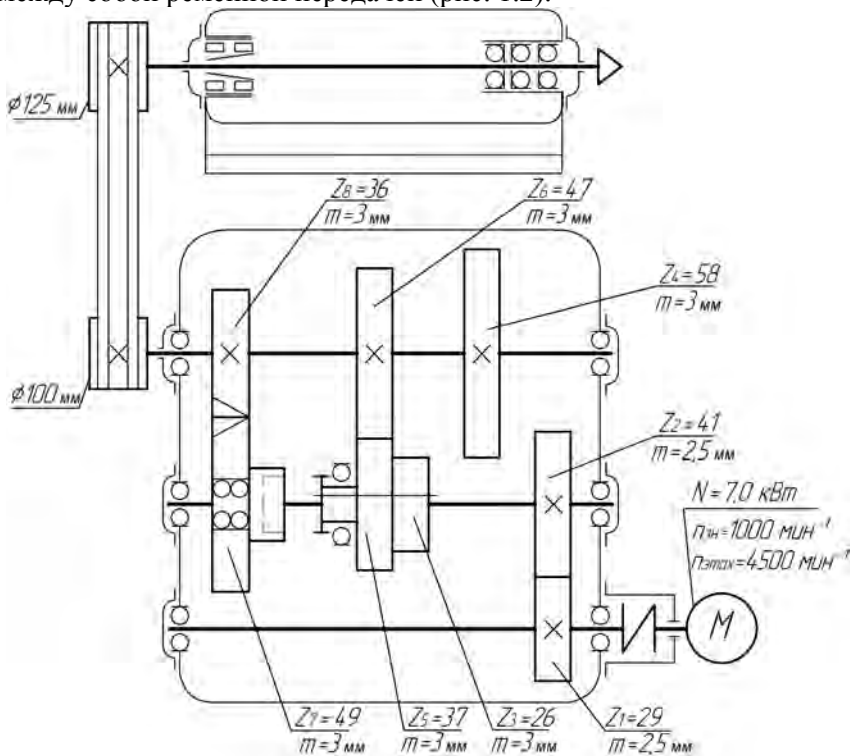


Рис. 1.2. Кинематическая схема привода главного движения токарного станка с ЧПУ с автономной шпиндельной бабкой и коробкой скоростей с фланцевым электродвигателем

Коробка скоростей соединяется с приводным фланцевым электродвигателем через муфту с упругим элементом или через вторую ременную передачу – с электродвигателем на лапах. Вариант компоновки привода с автономной шпиндельной бабкой обеспечивает более высокую точность обработки деталей, так как на работу шпиндельного узла исключается влияние вибраций и нагрева от работы зубчатых передач коробки скоростей. В качестве ременных передач в главном приводе обычно используются передачи клиноременные или с поликлиновым ремнем, в отдельных случаях – с зубчатым ремнем. Приводы с ременными передачами являются более ско-

ростными, однако имеют большие габаритные размеры и для них необходимо наличие специального механизма натяжения ремня. Применение ременных передач в главных приводах накладывает ограничения по эффективному крутящему моменту, поэтому они могут использоваться в токарных станках средних размеров.

Главные приводы многооперационных сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ могут иметь шпиндельные бабки со шпиндельным узлом и коробкой скоростей, встроенными в единый корпус (рис. 1.3), и с приводным зубчатым колесом, расположенным на межопорной части шпинделя. Кроме того, шпиндельные бабки могут быть с автономным шпиндельным узлом в отдельном корпусе в виде шпиндельной группы, установленной и закрепленной на корпусе бабки.

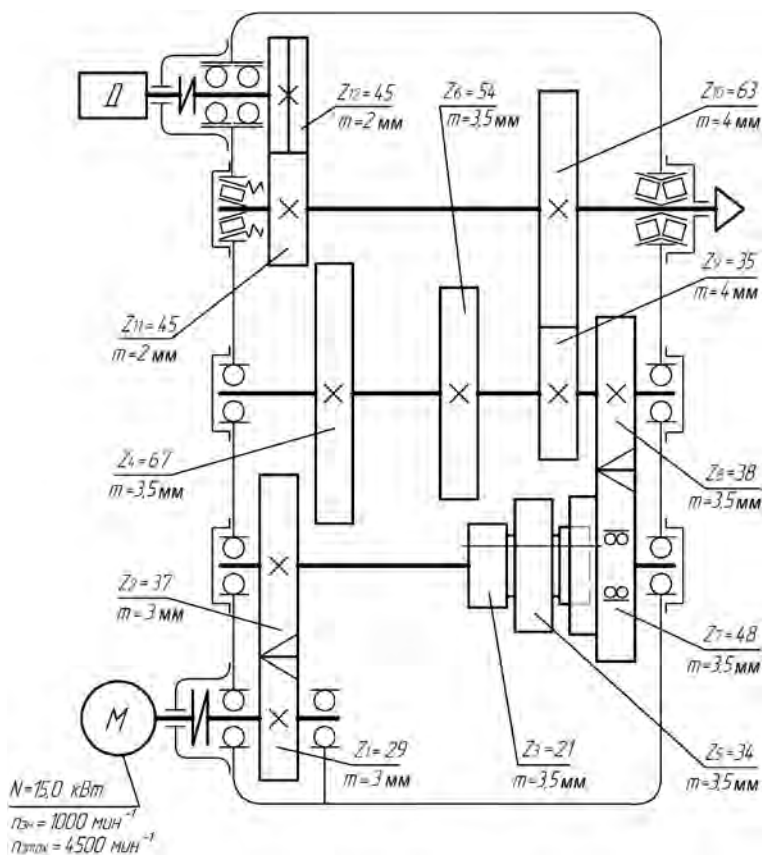


Рис. 1.3. Кинематическая схема шпиндельной бабки горизонтального многоцелевого станка со встроенными в единый корпус шпиндельным узлом и коробкой скоростей

Шпиндель консольной частью со стороны задней опоры соединяется с выходным валом коробки скоростей через шлицевое соединение или зубчатую муфту, через которые на него передается крутящий момент (рис. 1.4), а коробка скоростей соединяется с приводным фланцевым электродвигателем – через присоединительную муфту с упругим элементом.

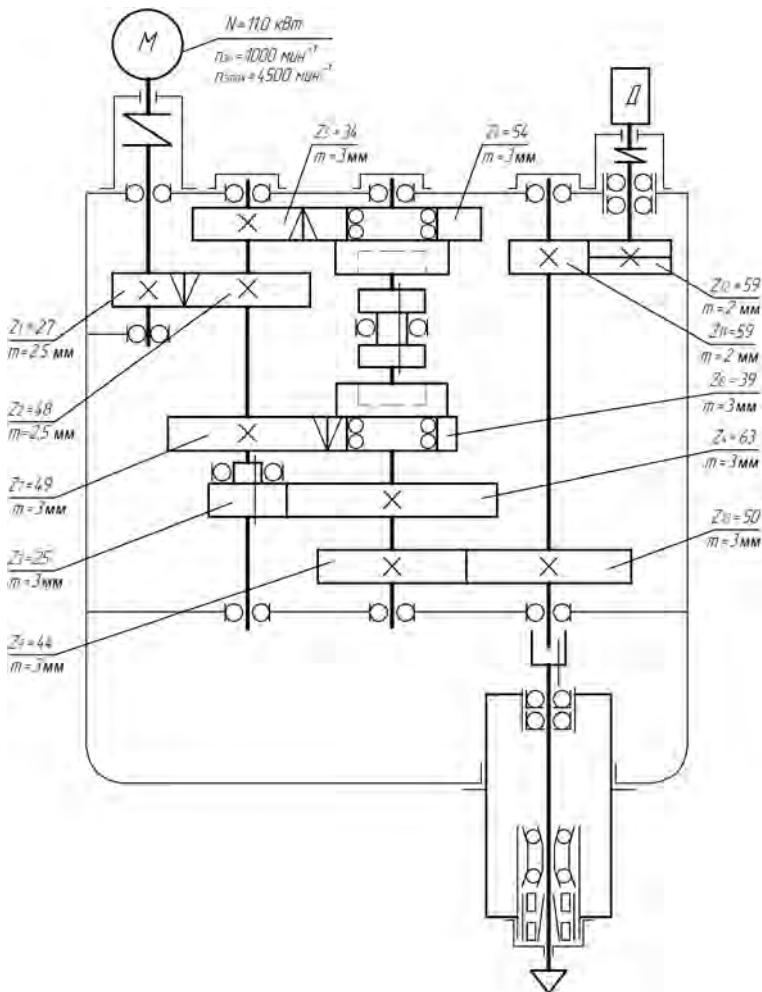


Рис. 1.4. Кинематическая схема шпиндельной бабки вертикального многоцелевого станка с автономным шпиндельным узлом в виде шпиндельной группы

Главные приводы с использованием приводных зубчатых передач менее скоростные, так как на максимальные частоты вращения шпинделя накладываются ограничения, однако такие приводы могут передавать большие крутящие моменты и имеют меньшие габаритные размеры.

В современных высокоскоростных токарных, фрезерных и многооперационных станках с ЧПУ шпиндельная группа главного привода с широким диапазоном регулирования может напрямую соединяться с регулируемым электродвигателем или выполняться в виде единой конструкции с электродвигателем в виде специального электромеханического устройства «мотор-шпиндель» (рис. 1.5).

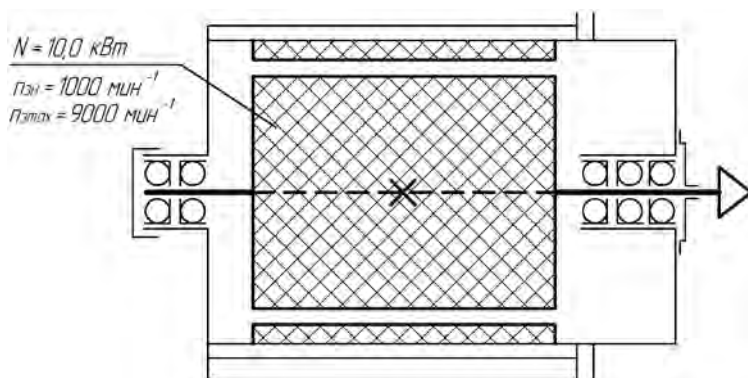


Рис. 1.5. Кинематическая схема шпиндельной бабки с мотор-шпинделем

Для повышения точности работы шпиндельного узла в некоторых главных приводах исключается действие на шпиндель сил от приводного элемента, который располагается на консольной части шпинделя со стороны задней опоры. Приводное зубчатое колесо или шкив в этом случае устанавливаются не на сам консольный конец шпинделя, а на подшипниках качения на специальный стакан. При этом к приводным элементам крепится фланец со шлицевым отверстием для соединения с консольной частью шпинделя. Приводные элементы также могут устанавливаться с помощью шпо-

ночного или шлицевого соединения на полый вал с двумя опорами на подшипниках качения и со шлицевым отверстием (рис. 1.6).

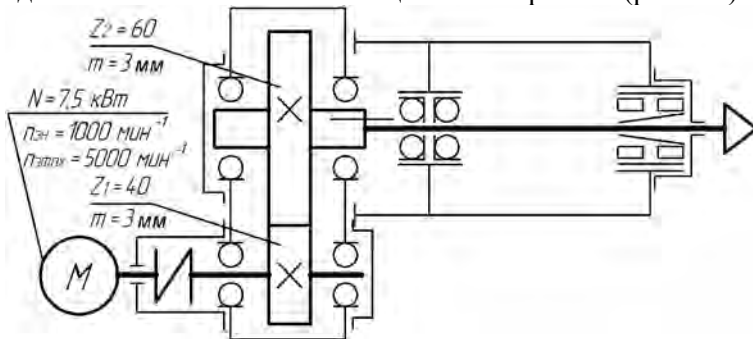


Рис. 1.6. Кинематическая схема главного привода с разгрузкой шпинделя от сил приводного элемента

Шпиндель разгружается от сил приводных передач, а крутящий момент на него передается через шлицевое или шпоночное соединение.

2. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1. Структура пояснительной записки курсового проекта

Пояснительная записка курсового проекта имеет следующую структуру:

- 1) титульный лист;
- 2) задание на курсовое проектирование;
- 3) аннотация;
- 4) содержание;
- 5) введение;
- 6) описательная и расчетная часть;
- 7) литература;
- 8) спецификации;
- 9) приложения.

В *аннотации* приводится краткая информация о цели выполнения курсового проекта и объеме выполненной работы, а также описание конструктивных особенностей спроектированных узлов станка и их новизны.

Содержание пояснительной записки выполняется на листе с основной надписью для текстовых документов, с обозначением и названием привода, например, ТС 01.00.000 ПЗ. Привод главный токарного станка с ЧПУ.

Во *введении* дается оценка состояния современного уровня развития станкостроения и приводятся его основные перспективные направления.

Описательная и расчетная часть содержат:

1. Обзор конструкции современных станков, аналогичных проектируемому. Анализируются назначение, компоновка, конструктивные особенности и технические характеристики станков-прототипов.

2. Описание конструкции и назначение станка-прототипа, технологических схем обработки, основных движений и принципа работы.

3. Описание кинематической схемы станка. Описывается кинематическая схема станка и записываются расчетные перемещения и в общем виде – уравнения кинематического баланса кинематических цепей.

4. Описание назначения, принципа работы и конструкции проектируемого привода.

5. Расчет и обоснование технических характеристик привода. На основании нормативов резания и исходных данных обосновываются материал обрабатываемых заготовок и режущего инструмента, глубина резания, пределы скоростей резания и подач, пределы усилий резания и эффективной мощности.

6. Расчет мощности привода и выбор двигателя. По эффективной мощности резания определяется мощность привода и по каталогу выбираются тип электродвигателя и его характеристики.

7. Кинематический расчет главного привода. Обосновывается кинематическая схема привода, его коробки скоростей и расположение постоянных передач и муфт. Определяются диапазон регулирования частот и частота вращения шпинделя. Рассчитываются диапазоны регулирования частот вращения электродвигателя, а также механической коробки скоростей и знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя. Строится график частот вращения шпинделя и определяются передаточные отношения. Рассчитываются и подбираются числа зубьев зубчатых колес. Вычерчивается кинематическая схема привода.

8. Расчет крутящих моментов на валах. По графику частот определяются расчетные частоты вращения на валах и рассчитываются номинальные крутящие моменты на каждом валу.

9. Обоснование применения, выбор типа и расчеты постоянных ременных передач привода.

10. Расчет зубчатых передач. Выбираются материалы и термообработка зубчатых колес. Производятся проектировочный и проверочный расчеты зубчатых передач на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе в соответствии с ГОСТ 21354. Для каждой групповой передачи определяются начальные диаметры наиболее нагруженных зубчатых колес и модуль, округляемый до стандартного значения, а также действующие в передачах контактные напряжения и напряжения изгиба. Составляются таблицы параметров зубчатых колес и определяются межосевые расстояния между валами.

11. Проектный расчет валов и шпинделя. Производится расчет диаметров валов по крутящим моментам и допускаемым касательным напряжениям и диаметра шейки шпинделя в передней опоре по параметру быстроходности и максимальной частоте.

12. Проверочный расчет вала. Вычерчивается схема поперечной компоновки и определяется наиболее нагруженный вал. Определяются действующие на него нагрузки, составляется расчетная схема, строятся эпюры моментов и выполняется проверочный расчет с определением по эквивалентному моменту диаметра вала в опасном сечении. Рассчитываются только наиболее нагруженные шлицевые и шпоночные соединения. К соединениям составляются расчетные схемы.

13. Расчет опор валов. Обосновывается тип подшипников опор валов, назначается их класс точности и определяется типоразмер – из конструктивных соображений или рассчитывается по динамической грузоподъемности для наиболее нагруженных опор.

14. Расчет нагрузок на шпиндель. Вычерчивается расчетная схема нагрузок на шпиндель в виде поперечной компоновки шпинделя с приводным элементом и с обрабатываемой заготовкой или режущим инструментом, в зависимости от типа станка. К шпинделю прикладываются составляющие силы резания и силы, действующие от приводного элемента, и определяются действующие нагрузки на шпиндель.

15. Расчет шпиндельного узла. Обосновывается компоновка шпиндельного узла и шпиндельных опор, выбирается материал и термо-

обработка. Составляются расчетные схемы шпинделя на жесткость в двух плоскостях. Производится расчет смещения δ переднего конца шпинделя и угла наклона θ упругой линии его оси на передней опоре при деформации самого шпинделя и податливости опор в двух плоскостях. Определяются суммарные значения δ и θ и сравниваются с допускаемыми значениями $[\delta]$ и $[\theta]$. Виброустойчивость шпинделя определяется сравнением частот его собственных и вынужденных колебаний.

16. Описание регулирования натяга подшипников шпиндельных опор. Вычерчивается компоновка шпиндельного узла, обозначаются основные элементы регулирования зазора в опорах и подробно описывается процесс создания натяга в подшипниках передней и задней опор шпинделя.

17. Описание смазывания подшипников шпиндельных опор. Вычерчивается компоновка шпиндельного узла, обозначаются все каналы и отверстия подачи и отвода смазки. Стрелками указываются потоки смазки через подшипники, описывается система смазывания передней и задней опор шпинделя и применяемые смазочные материалы.

18. Механизм зажима-разжима детали или инструмента. Вычерчивается механизм с приводом зажима-разжима обрабатываемой детали или режущего инструмента в зависимости от типа станка, описывается принцип работы, составляется расчетная схема и определяются усилие зажима механизма и тяговое усилие привода.

19. Механизм переключения диапазонов регулирования частот коробкой скоростей. Вычерчивается механизм переключения коробки скоростей, описывается конструкция и принцип работы, составляется расчетная схема, и выполняются необходимые расчеты механизма.

20. Обоснование основных технических требований. Описываются требования к точности монтажа, настройке, регулированию и качеству, а также к условиям и методам испытаний и смазыванию проектируемого привода.

21. Охрана труда. Описываются конструктивные особенности станка, обеспечивающие безопасную работу, и общие требования техники безопасности при его эксплуатации.

22. Охрана окружающей среды. Описываются мероприятия, исключающие загрязнение окружающей среды смазочно-охлаждающими жидкостями и маслами и т. д.

23. Техничко-экономические показатели. Проводится обоснование экономической эффективности и описываются основные технико-экономические показатели проектируемого привода.

В *список литературы* записываются все используемые источники в порядке алфавита или их номеров, присвоенных при ссылках в тексте пояснительной записки. При этом необходимо указывать фамилии и инициалы авторов, название, место издания, издательство и год издания в порядке, соответствующем требованиям стандарта.

Спецификации составляются на каждую сборочную единицу на отдельных листах формата А4 по формам ГОСТ 2.106 с основными надписями для текстовых документов по формам ГОСТ 2.104. В общем случае спецификация состоит из разделов, которые располагаются в следующей последовательности: документация, сборочные единицы, детали, стандартные изделия и материалы с соответствующими обозначениями. Например, привод токарного станка: сборочный чертеж ТС.01.00.000 СБ; пояснительная записка ТС.01.00.000 ПЗ; сборочные единицы – блок зубчатых колес сборный ТС.01.01.000, гидроцилиндр ТС.01.02.000,...; детали – шпиндель ТС. 01.00.001, зубчатое колесо ТС.01.00.002 и т. д.

Приложения оформляются как продолжение пояснительной записки, и на первой странице каждого из них записывается слово «Приложение» и указывается его обозначение и название в виде заголовка, например: Приложение А «Результаты расчета с применением компьютерной техники».

2.2. Содержание графической части курсового проекта

Графическая часть курсового проекта состоит из сборочных чертежей шпиндельной бабки или главного привода. Спроектированный привод должен вычерчиваться так, чтобы его разрезы и сечения могли бы обеспечивать возможность полного понимания конструкции, принципа работы и последовательности сборки. При этом выполняются продольный разрез проектируемого узла по валам в виде развертки, поперечный разрез в виде свертки и продольный разрез по механизму переключения частот вращения коробки скоростей.

Развертка проектируемого узла представляет собой его продольный разрез и выполняется так, чтобы все валы располагались в

одной плоскости. При этом наглядно показывается его конструкция в целом, т. е. количество валов и их расположение, размещение зубчатых колес, муфт, шкивов и т. д. и их способы крепления, расположение передвижных блоков зубчатых колес с исключением их одновременного зацепления с неподвижными колесами соседнего вала, конструкции подшипников и способы их регулирования.

Свертка проектируемого узла представляет собой его поперечный разрез. При этом показываются расположенные в пространстве все валы, положение центров которых определяется из условия обеспечения минимальных поперечных размеров корпуса, сидящие на валах зубчатые колеса и другие детали. Кроме того, на свертке даются поперечное сечение и расположение элементов механизма переключения диапазонов регулирования частот вращения, поперечное сечение корпуса, а также характер соединения узла с основными базовыми деталями станка.

Разрез по механизму переключения коробки скоростей вычерчивается так, чтобы были полностью ясны его конструкция и принцип работы. При этом применяются прогрессивные автоматические механизмы переключения с электрическим или гидравлическим принципом действия и, по возможности, простые и малогабаритные. Они должны обеспечивать безопасное и легкое переключение диапазонов регулирования частот с помощью передвижных блоков зубчатых колес или зубчатых муфт и иметь конечные выключатели и фиксаторы для отключения механизма и фиксации передвижного элемента после переключения.

Сборочные чертежи привода должны содержать размеры с предельными отклонениями, проверяемые при сборке, условные обозначения посадок в ответственных сопряжениях поверхностей, расстояния между осями валов и допуски на их отклонения, габаритные и присоединительные размеры. На сборочных чертежах все составные элементы сборочной единицы обозначаются номерами позиций, которые располагаются на полках линий-выносок параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируются в колонку или строчку. Линии-выноски позиций не должны пересекаться между собой, а размер шрифта номеров позиции должен быть на один-два размера больше, чем шрифты размерных чисел. Кроме того, на сборочных чертежах на свободном поле чертежа над основной надписью в виде текстовой части помещаются

технические требования. Текст записывается сверху вниз, имеет нумерацию, и каждый пункт записывается с новой строки. В случае недостатка места пункты продолжают слева от основной надписи, причем длина каждой строки не должна превышать 185 мм. При выполнении чертежа на двух и более листах текстовую часть технических требований помещают только на первом листе.

3. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКА

3.1. Основные технические параметры главного привода

Основными техническими характеристиками главного привода металлорежущих станков, определяющими в процессе эксплуатации степень экономической эффективности и технологические возможности, являются его геометрические и рабочие параметры.

Геометрические параметры определяют предельные размеры обрабатываемых поверхностей заготовок и габариты рабочего пространства на данном станке. Геометрическими параметрами являются:

а) для токарных станков – наибольший параметр D обрабатываемой детали над станиной и наибольшая длина L обрабатываемой поверхности;

б) для сверлильных – наибольший условный диаметр сверления d и ход пиноли со шпинделем h ;

в) для фрезерных – размеры рабочей поверхности $B \times L$ и ход H стола.

Рабочие характеристики определяют допустимые режимы обработки на станках при выполнении процесса резания и могут представлять собой кинематические и силовые параметры.

Рабочими кинематическими параметрами, определяющими производительность станка, являются:

а) число диапазонов регулирования частот вращения шпинделя z_n ;

б) предельные n_{\min} и n_{\max} и промежуточные n_i частоты вращения шпинделя.

Рабочим силовым параметром является мощность электродвигателя привода главного движения $N_{эв}$, определяющая возможность применения станка для чистовой или черновой обработки.

Определение основных технических характеристик станка необходимо производить, исходя из обеспечения возможности его работы в разнообразных условиях при обработке различных материалов соответствующими режущими инструментами. Скорости резания v должны изменяться в широком диапазоне с целью получения более выгодных режимов резания при выполнении разнообразных операций. Учитывая тенденции дальнейшего совершенствования и развития процессов резания и технический прогресс в области режущих инструментов, нужно иметь достаточные резервы повышения режимов обработки.

3.2. Расчет и обоснование режимов резания

Расчет режимов резания следует выполнять с целью получения их оптимальных значений на основании анализа физико-механических свойств материалов заготовок и размеров обрабатываемой детали, установив характерные операции и параметры режущих инструментов. Подачи, скорости, силы и эффективные мощности резания рассчитываются по эмпирическим формулам теории резания или выбираются по нормативным таблицам режимов обработки резанием. Выбрав оптимальную глубину резания t , определяют оптимальные предельные значения подач s_{\min} и s_{\max} и, задавшись соответствующим периодом стойкости инструмента T , предельные оптимальные значения скоростей резания v_{\min} и v_{\max} , а затем – максимальные силы резания P_x , P_y , P_z и максимальную эффективную мощность резания N_v .

Для сокращения затрат времени на выполнение курсового проекта и с учетом его учебного характера в задании могут быть указаны некоторые исходные проектные параметры станка, такие как предельные частоты вращения шпинделя и максимальная эффективная мощность резания, на основании которых определяются основные технические характеристики. В этом случае производится анализ обрабатываемых заготовок и применяемых режущих инструментов на станке, устанавливаются и обосновываются операции, для которых заданы предельные режимы резания и максимальные силовые параметры. Затем из условия обеспечения оптимальных режимов обработки уточняются и корректируются проектные характеристики главного привода.

Максимальные скорости резания v_{\max} наиболее вероятны при обработке мягких сталей твердосплавным инструментом с малыми сечениями стружки, а минимальные v_{\min} – при обработке легированных сталей и твердых чугунов.

Для токарных операций v_{\max} соответствует продольному точению резцом с твердосплавной режущей частью типа ТК с наименьшими глубиной резания и подачей при наименьшей стойкости $T = 30$ мин, а v_{\min} – с наибольшей глубиной резания и подачей, резцом с режущей частью из быстрорежущей стали при стойкости $T = 60$ мин.

Для сверлильных операций v_{\max} определяется при сверлении с наименьшими диаметром сверла и подачей, а при расчете v_{\min} – с наибольшими их значениями. Максимальное значение скорости резания сравнивается с допустимыми скоростями резания при выполнении других работ на станке.

Для фрезерных операций v_{\max} соответствует фрезерованию минимальным диаметром фрезы с твердосплавной режущей частью при минимальных стойкости, глубине резания и подаче на зуб фрезы и наименьшей ширине фрезерования. При определении v_{\min} принимают: материал режущей части фрезы – быстрорежущая сталь, диаметр фрезы и стойкость – наибольшие, а глубина резания, подача на зуб фрезы и ширина фрезерования – максимальные.

3.3. Определение предельных частот вращения шпинделя

Предельные частоты вращения шпинделя определяются по формулам

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi D_{\min}} \quad \text{и} \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot v_{\min}}{\pi D_{\max}},$$

где n_{\min} и n_{\max} – предельные частоты вращения шпинделя, мин^{-1} ;

v_{\min} и v_{\max} – предельные значения скоростей резания, м/мин;

D_{\min} и D_{\max} – предельные значения диаметров обрабатываемых деталей или режущих инструментов, мм.

Выбор предельных расчетных диаметров обрабатываемых заготовок или режущих инструментов влияет на установление диапазонов регулирования частот вращения шпинделя, а для некоторых стан-

ков – и на установление проектной мощности. Для станков токарной, сверлильной и фрезерной групп рекомендуется следующее соотношение между наибольшим и наименьшим расчетным диаметром: $D_{\max} = (4 - 8)D_{\min}$.

Наибольший расчетный диаметр принимается:

а) для токарных станков $D_{\max} = (0,75-1,0)D$;

б) для сверлильных $D_{\max} = (0,75-1,0)d$;

в) для фрезерных $D_{\max} = (8-12)\sqrt{B}$,

где D , d , B – максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, условный диаметр сверления и ширина стола для соответствующего станка, мм.

Диапазоны регулирования частот вращения шпинделя определяются как отношение предельных частот вращения:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}.$$

3.4. Определение сил резания и мощности привода

Наибольшие значения сил резания P_x , P_y , P_z для токарных операций определяются при точении твердосплавным инструментом с наименьшей стойкостью при наибольших глубине резания и подаче.

Для сверлильных операций максимальные осевая сила P_o и момент резания T соответствуют сверлению с наибольшей подачей и наибольшим диаметром сверла с режущей частью из быстрорежущей стали.

Окружная сила резания P_z для фрезерных операций принимает наибольшее значение при торцевом фрезеровании с твердосплавной режущей частью фрезы, а при цилиндрическом – из быстрорежущей стали с наибольшим диаметром фрезы и ее наименьшей стойкостью. Глубина резания и подача на зуб фрезы, а также ширина фрезерования принимаются наибольшими.

Наибольшая эффективная мощность резания N_o для токарных и фрезерных станков определяется по максимальной окружной силе P_z и соответствующей скорости резания v по формуле

$$N_v = \frac{P_z \cdot v}{6 \cdot 10^4},$$

где N_v – кВт; P_z – Н; v – м/мин,

а для сверлильных станков – по максимальному моменту резания T , соответствующей скорости резания и диаметру сверла d по формуле

$$N_v = \frac{T \cdot v}{6 \cdot 10^4 \cdot d},$$

где – T – Н·м; v – м/мин; d – мм.

Мощность привода должна учитывать необходимую полезную мощность, расходуемую на процесс обработки, и мощность на преодоление различных вредных сопротивлений. Полезная мощность является эффективной мощностью резания N_v , необходимой для осуществления процесса обработки при главном движении резания. Мощность вредных сопротивлений зависит от степени быстроходности привода, величины полезной нагрузки и других факторов и возрастает при их увеличении. Она состоит из мощности, затрачиваемой на холостой ход, и мощности на дополнительные потери при передаче полезной нагрузки.

Мощность привода главного движения металлорежущего станка при проектном расчете определяется по выбранному ориентировочно КПД главного привода $\eta_v = 0,7-0,85$, который после выполнения кинематического расчета определяется через произведение КПД отдельных элементов η_i по формуле

$$\eta_v = \prod \eta_i,$$

где η_i – КПД зубчатых передач, подшипников, муфт и т. д.

Необходимая мощность привода главного движения рассчитывается по формуле

$$N_{zv} = \frac{N_v}{\eta_v}.$$

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНОГО ПРИВОДА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТАНКА С ЧПУ

4.1. Особенности электромеханического регулирования частот вращения главного привода

В регулируемых электромеханических приводах главного движения станков с ЧПУ в общем случае имеется регулируемый электродвигатель M и коробка скоростей (рис. 4.1).

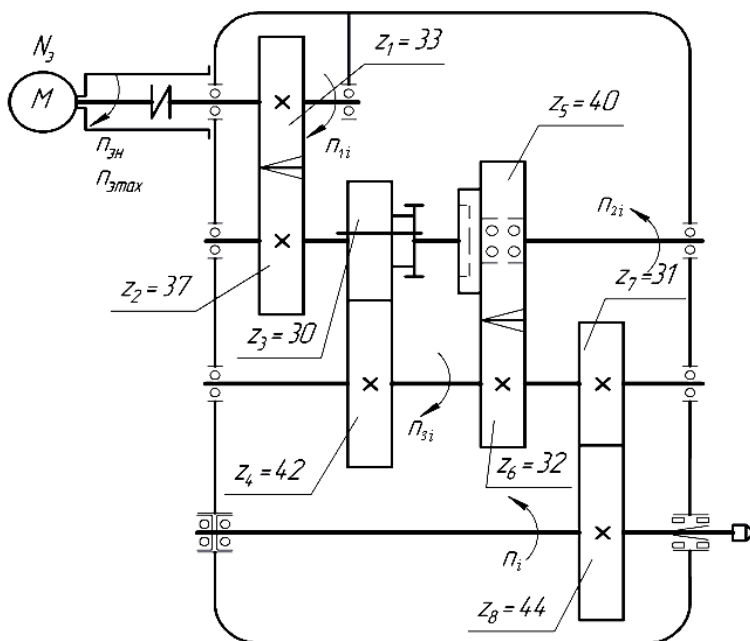


Рис. 4.1. Кинематическая схема главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и двухступенчатой коробкой скоростей станка с ЧПУ

Общий диапазон регулирования частот вращения шпинделя (рис. 4.2) равен

$$R_n = R_{\text{э1}} \cdot R_M \quad \text{или} \quad R_n = R_{\text{э}} \cdot R_M,$$

где R_n – диапазон регулирования частот вращения шпинделя:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}},$$

$R_{\text{э1}}$ и $R_{\text{э}}$ – диапазоны бесступенчатого электрического регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя; $R_{\text{э1}} = R_{\text{э}}$:

$$R_{\text{э}} = \frac{n_{\text{эmax}}}{n_{\text{эmin}}},$$

R_M – диапазон регулирования частот вращения механической коробки скоростей:

$$R_M = \varphi_M^{z-1};$$

n_{\min} и n_{\max} – предельные частоты вращения шпинделя;

$n_{\text{эmin}}$ и $n_{\text{эmax}}$ – предельные частоты вращения электродвигателя;

φ_M и z – знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей.

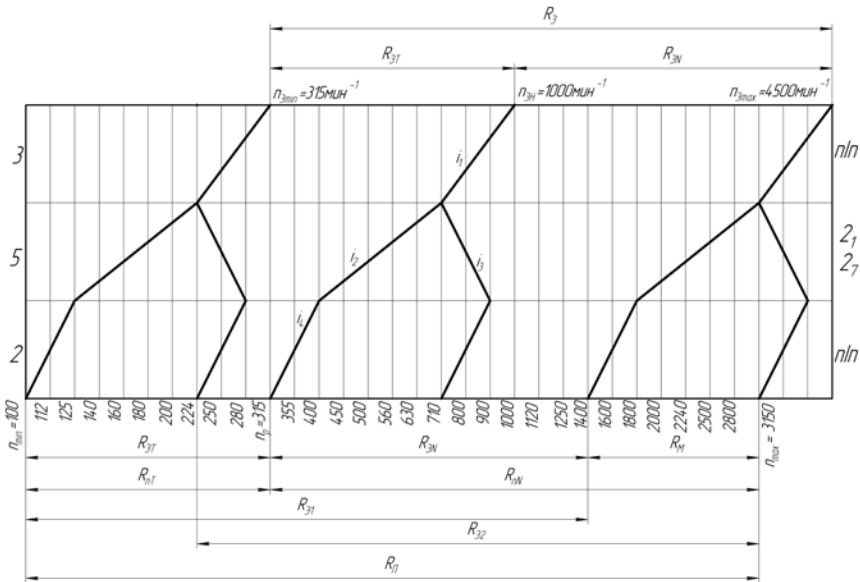


Рис. 4.2. График частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и двухступенчатой коробкой скоростей станка с ЧПУ

Кинематика коробки скоростей в сочетании с электрическим регулированием двигателем позволяет получить на шпинделе число электрических диапазонов частот вращения $R_{эi}$, равное числу ступеней z коробки скоростей при бесступенчатом регулировании в каждом диапазоне, т. е. $R_{э1}, R_{э2}, \dots, R_{эz}$.

При применении электродвигателя с системой двухзонного регулирования с постоянным моментом $R_{эT}$ и постоянной мощностью $R_{эN}$ и коробки скоростей с диапазоном механического регулирования R_M общий диапазон регулирования частот вращения шпинделя (см. рис. 4.2) может иметь вид

$$R_n = R_{нT} \cdot R_{нN} = R_э \cdot R_M = R_{эT} \cdot R_{эN} \cdot R_M,$$

где $R_{нT}$ и $R_{эT}$ – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянном моменте, при этом $R_{нT} = R_{эT}$;

$R_{нN}$ и $R_{эN}$ – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянной мощности, при этом $R_{нN} = R_{эN} \cdot R_M$;

R_3 – диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения электродвигателя, при этом $R_3 = R_{3T} \cdot R_{3N}$.

Из графика частот (см. рис. 4.2) следует, что имеются следующие зависимости диапазонов регулирования частот вращения:

$$R_{nT} = \frac{n_p}{n_{\min}} = R_{3T} = \frac{n_{\text{ЭН}}}{n_{\text{Э}\min}}; R_{nN} = \frac{n_{\max}}{n_p}; R_{3N} = \frac{n_{\text{Э}\max}}{n_{\text{ЭН}}}; R_M = \frac{R_{nN}}{R_{3N}} = \frac{R_n}{R_3},$$

где $n_{\text{Э}\min}$, $n_{\text{ЭН}}$ и $n_{\text{Э}\max}$ – минимальная фактическая для данного привода, номинальная и максимальная частоты вращения электродвигателя;

n_{\max} и n_p – максимальная и расчетная частоты вращения шпинделя:

$$n_{\min} \sqrt[4]{R_n} \leq n_p \leq n_{\min} \sqrt[3]{R_n};$$

n_{\min} и R_n – минимальная частота и диапазон регулирования частот вращения шпинделя.

Коробка скоростей состоит из последовательно расположенных элементарных и групповых двухваловых передач, переключение которых может обеспечиваться передвижными блоками, зубчатыми муфтами и т. д. Групповая передача представляет собой совокупность передач, связывающих вращение двух соседних валов. Она характеризуется количеством передач в группе z_j , величиной их передаточных отношений i_j , характеристикой x_j и диапазоном регулирования R_j . Приводы с коробкой скоростей, имеющей одну групповую передачу, имеют ограниченный диапазон механического регулирования

$$R_M = \varphi_M^{z-1} \leq 8,$$

где φ_M и z – знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей.

В связи с ограничением диапазона регулирования групповой передачи знаменатель ряда частот вращения φ_M одногрупповой коробки скоростей тоже имеет ограниченные значения:

$$\varphi_M = z^{-1} \sqrt[3]{R_M} \quad \text{и} \quad \varphi_M \leq z^{-1} \sqrt[3]{8}.$$

Следовательно, знаменатель ряда φ_m частот вращения, переключаемых коробкой скоростей, имеет определенные предельные значения в зависимости от числа ее ступеней z :

а) при $z = 2_1$ $\varphi_m \leq 8,0$;

б) при $z = 3_1$ $\varphi_m \leq 2,8$;

в) при $z = 4_1$ $\varphi_m \leq 2,0$ и при $z = 4 = 2_1 \ 2_2$ $\varphi_m \leq 2,8$.

Допускаемые стандартные значения знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя φ_m в зависимости от числа ступеней коробки скоростей z могут приниматься равными: 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0 (т. е. при $z = 4$, $\varphi_m = 1,12-2,0$); 2,24; 2,5; 2,8 (т. е. при $z = 3$ и $z = 2 \cdot 2$, $\varphi_m = 1,12-2,8$); 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0 (т. е. при $z = 2$, $\varphi_m = 1,12-8,0$).

Если знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, включаемых механической коробкой скоростей φ_m равен диапазону регулирования электродвигателя при постоянной мощности $R_{эN}$, т. е. $\varphi_m = R_{эN}$ (рис. 4.3), то получается бесступенчатое регулирование частот при постоянной мощности R_{nN} и непрерывный ряд частот вращения шпинделя от $n_p = 224 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$.

При $\varphi_m < R_{эN}$ привод будет иметь перекрытие частот вращения на шпинделе при постоянной мощности R_{nN} при $n = 800 - 1000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4.4) и сокращение общего диапазона регулирования R_n , а также снижение максимальной частоты вращения шпинделя до $n_{\max} = 3550 \text{ мин}^{-1}$.

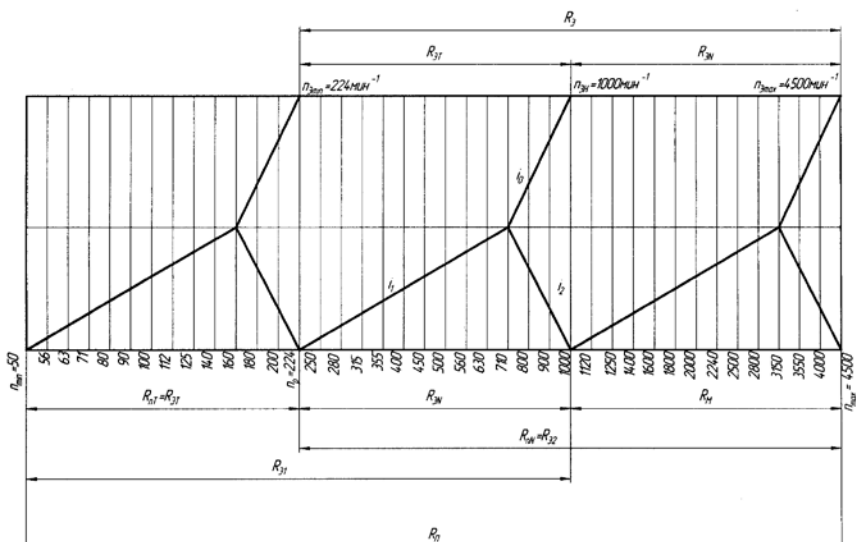


Рис. 4.3. График частот вращения главного привода с непрерывным бесступенчатым регулированием при постоянной мощности при $\varphi_M = R_{3N}$

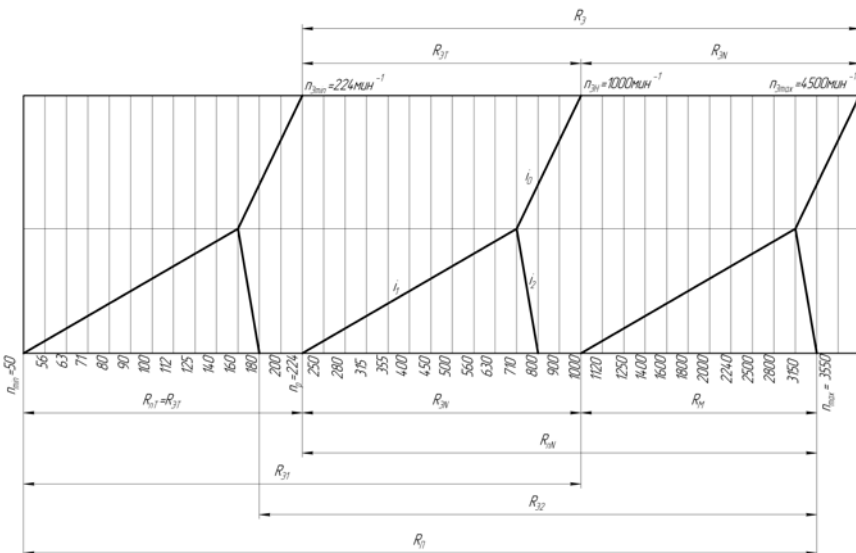


Рис. 4.4. График частот вращения главного привода с наложением диапазонов регулирования при постоянной мощности при $\varphi_M < R_{3N}$

Если $\varphi_M > R_{эN}$, то имеет место выпадение частот вращения на отдельных участках диапазона бесступенчатого регулирования при постоянной мощности R_{nN} , например на участке при $n = 1000\text{--}1120 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4.5), которые перекрываются диапазонами регулирования при постоянном моменте, а общий диапазон регулирования частот R_n увеличивается и максимальная частота вращения шпинделя повышается до $n_{\max} = 5000 \text{ мин}^{-1}$.

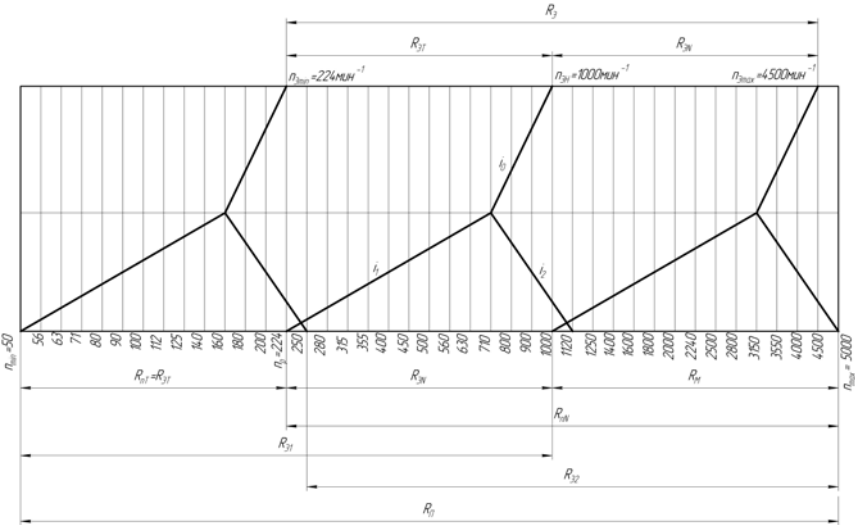


Рис. 4.5. График частот вращения главного привода с разрывом в бесступенчатом диапазоне регулирования при постоянной мощности $\varphi_M > R_{эN}$

Число ступеней одногрупповой коробки скоростей может определяться по формуле

$$z = 1 + \frac{\lg R_M}{\lg \varphi_M},$$

а из условия непрерывного бесступенчатого регулирования частот при $\varphi_M = R_{эN}$ и при условии ограничения $R_M \leq 8$ соответственно по выражениям

$$z = 1 + \frac{\lg R_M}{\lg R_{эN}} \quad \text{или} \quad z = \frac{\lg R_{nN}}{\lg R_{эN}} \quad \text{и} \quad z \leq 1 + \frac{\lg 8}{\lg \varphi_M} \quad \text{или} \quad z \leq 1 + \frac{\lg 8}{\lg R_{эN}}.$$

4.2. Этапы кинематического расчета главного привода станков с ЧПУ

4.2.1. Особенности кинематического расчета главного привода с электромеханическим регулированием станков с ЧПУ

Кинематический расчет главного привода заключается в подборе оптимального конструктивного и кинематического вариантов и определении оптимальных передаточных отношений и передаточных чисел зубьев зубчатых передач. Кинематический расчет регулируемого электромеханического привода главного движения металлорежущих станков с ЧПУ производится по известной методике с составлением структурной формулы и построением графика частот вращения. Однако кинематический расчет этих приводов имеет особенности, так как электродвигатель имеет бесступенчатое регулирование частот вращения, а подсоединенная к нему механическая коробка скоростей с небольшим числом ступеней – ступенчатое регулирование частот вращения. В общем случае кинематический расчет главного привода с электромеханическим регулированием делится на ряд этапов.

4.2.2. Исходные данные для расчета и их анализ

Исходными данными для кинематического расчета являются:

- а) предельные частоты вращения шпинделя n_{\min} и n_{\max} ;
- б) предельные и номинальные частоты вращения электродвигателя $n_{\text{эmin}}$, $n_{\text{эн}}$ и $n_{\text{эmax}}$;
- в) число ступеней коробки скоростей z (задается или рассчитывается).

4.2.3. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя R_n определяется через отношение его предельных частот n_{\min} и n_{\max} , т. е.

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}.$$

4.2.4. Определение расчетной частоты вращения шпинделя

Расчетная частота вращения шпинделя n_p определяется через его минимальную частоту n_{\min} и общий диапазон регулирования частот R_n , т. е.

$$n_{\min} \sqrt[4]{R_n} \leq n_p \leq n_{\min} \sqrt[3]{R_n}.$$

4.2.5. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности R_{nN} определяется как отношение его максимальной n_{\max} и расчетной n_p частот, т. е.

$$R_{nN} = \frac{n_{\max}}{n_p}.$$

4.2.6. Определение диапазона регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности

Диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности $R_{\varepsilon N}$ определяется как отношение его максимальной частоты вращения $n_{\varepsilon \max}$ к номинальной $n_{\varepsilon H}$, т. е.

$$R_{\varepsilon N} = \frac{n_{\varepsilon \max}}{n_{\varepsilon H}}.$$

4.2.7. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей, R_M равен отношению диапазонов регулирования шпинделя R_{nN} и электродвигателя $R_{\varepsilon N}$ при постоянной мощности, т. е.

$$R_M = \frac{R_{nN}}{R_{\varepsilon N}}.$$

4.2.8. Расчет знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей

Знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей, φ_M определяется через число ступеней z и диапазон регулирования R_M коробки скоростей, т. е.

$$\varphi_M = z^{-1} \sqrt[z]{R_M}.$$

4.2.9. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте R_{nT} определяется как отношение его диапазонов полного регулирования R_n и при постоянной мощности R_{nN} или его расчетной n_p и минимальной n_{\min} частот, т. е.

$$R_{nT} = \frac{R_n}{R_{nN}} \quad \text{или} \quad R_{nT} = \frac{n_p}{n_{\min}}.$$

4.2.10. Расчет фактической минимальной частоты вращения электродвигателя

Фактическая минимальная частота вращения электродвигателя $n_{\varepsilon \min}$ рассчитывается по его номинальной частоте $n_{\varepsilon H}$ и диапазонам регулирования частот вращения при постоянном моменте $R_{\varepsilon T}$ и R_{nT} , т. е.

$$n_{\varepsilon \min} = \frac{n_{\varepsilon H}}{R_{\varepsilon T}} = \frac{n_{\varepsilon H}}{R_{nT}}.$$

4.2.11. Определение числа делений, изображающих на графике частот частоты вращения электродвигателя и шпинделя

Числа делений $y_{\varepsilon \min}$, $y_{\varepsilon H}$, $y_{\varepsilon \max}$ и y_{\max} , изображающие на графике частот минимальную $n_{\varepsilon \min}$, номинальную $n_{\varepsilon H}$ и максимальную ча-

стоты вращения электродвигателя $n_{\text{э max}}$ и максимальную частоту вращения шпинделя n_{max} , определяются через минимальную частоту шпинделя n_{min} , и знаменатель геометрического ряда $\varphi = 1,12$ частот, включаемых системой ЧПУ, с целью получения более мелкой сетки для оптимизации передаточных отношений:

$$y_{\text{э min}} = \frac{\lg(n_{\text{э min}} / n_{\text{min}})}{\lg \varphi}; \quad y_{\text{эH}} = \frac{\lg(n_{\text{эH}} / n_{\text{min}})}{\lg \varphi};$$

$$y_{\text{э max}} = \frac{\lg(n_{\text{э max}} / n_{\text{min}})}{\lg \varphi}; \quad y_{\text{max}} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}.$$

4.2.12. Определение числа делений, изображающих на графике частот знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей

Число делений $k_{\varphi_{\text{M}}}$, изображающее на графике частот знаменатель геометрического ряда φ_{M} частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей:

$$k_{\varphi_{\text{M}}} = \frac{\lg \varphi_{\text{M}}}{\lg \varphi}.$$

4.2.13. Оптимизация структурной формулы привода

Оптимизацию структурной формулы проводят с целью выбора наилучшего конструктивного варианта привода, соответствующим образом располагая постоянные передачи и коробку скоростей.

Структурная формула в общем случае может иметь вид

$$z = z_{\text{п1}} \cdot z_{x_0} \cdot z_{\text{п2}},$$

где $z_{\text{п1}}$ и $z_{\text{п2}}$ – число ступеней постоянных передач, т. е. $z_{\text{п1}} = z_{\text{п2}} = 1$;
 z и x_0 – число ступеней и характеристика основной групповой передачи.

Характеристика основной передачи $x_0 = 1$ при φ_m или $x_0 = k_{\varphi_m}$ при $\varphi = 1,12$, так как групповая передача имеет характеристику x_0 , которая на графике частот будет изображаться числом делений, равным k_{φ_m} , и тогда структурная формула имеет вид

$$z = 1 \cdot z_1 \cdot 1 \quad \text{или} \quad z = 1 \cdot z_{k_{\varphi_m}} \cdot 1.$$

4.2.14. Построение графика частот вращения шпинделя

График частот вращения шпинделя строится с целью оптимизации и определения передаточных отношений главного привода.

Производится разбивка числа делений $y_{\varepsilon \min}$, изображающих на графике минимальную частоту электродвигателя $n_{\varepsilon \min}$, на деления для понижающих передач, снижающих частоту вращения электродвигателя с $n_{\varepsilon \min}$ до n_{\min} шпинделя. Для этого определяется коэффициент диапазона регулирования групповой передачи $k_j = x_j (z_j - 1) = k_{\varphi_m} (z_j - 1)$. Выбираются допустимые значения чисел делений $+m_j$ и $|-m_j|$, перекрываемых лучами, изображающими повышающую и понижающую передачи групповой передачи, и $|-m_i|_п$ постоянных передач, так как передаточные отношения должны быть в пределах $1/4 \leq \varphi^{-m} = i = \varphi^{+m} \leq 2$. При $\varphi = 1,12$ допускается значение $k_{\max} \leq 18$, а значения делений перекрываемых лучами на графике частот для повышающих и понижающих передач могут быть меньше или равны допусжаем, т. е. $+m_j \leq 6$ и $|-m_j| \leq 12$. При фактическом значении k_j значения $-m_j$ и $|-m_j|$ для групповой передач взаимосвязаны, а именно: $k_j = +m_j + |-m_j|$. Выбрав значения $|-m_j|$, записывают выражение разбивки числа $y_{\varepsilon \min}$ на число делений для постоянных и групповой передач ($z_{x_0} = z_{k_{\varphi_m}}$), т. е.

$$y_{\varepsilon \min} = |-m_i|_п + |-m_j| + |-m_k|_п.$$

При построении графика частот главного привода изображаются валы привода, наносится сетка с интервалом условно $\lg \varphi$, отмечаются числа делений $y_{\varepsilon \min}$, $y_{\varepsilon н}$, $y_{\varepsilon \max}$ и y_{\max} , обозначаются частоты $n_{\varepsilon \min}$, $n_{\varepsilon н}$ и $n_{\varepsilon \max}$ на изображении вала электродвигателя и n_{\min} , n_p и

n_{\max} на изображении шпинделя. Проводятся лучи, изображающие соответствующие передачи, и начинается построение графика из $n_{\varepsilon \min}$ с выходом в n_{\min} по разбивке делений $y_{\varepsilon \min}$, а затем проводятся лучи, параллельные ранее полученным из $n_{\varepsilon \text{н}}$ и $n_{\varepsilon \text{макс}}$, с выходом соответственно в точки n_p и n_{\max} . Ниже приведены примеры графиков частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и коробкой скоростей с небольшим числом ступеней станков с ЧПУ:

а) график частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и трехступенчатой коробкой скоростей $z = 3$ (рис. 4.6) соответствует структурной формуле

$$z = 3 = 1 \cdot 3_1 \cdot 1 \quad \text{или} \quad z = 3 = 1 \cdot 3_5 \cdot 1.$$

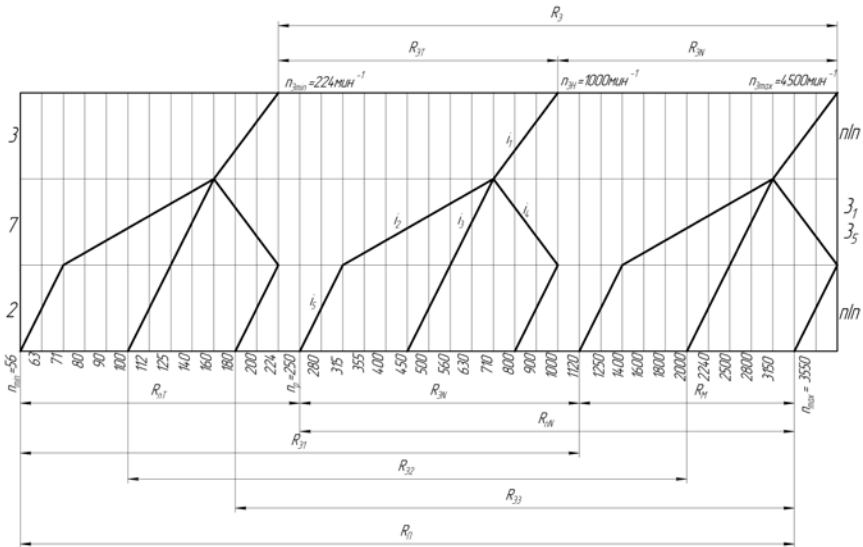


Рис. 4.6. График частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и трехступенчатой коробкой скоростей с ЧПУ

При этом коэффициент k_j лимитирующей групповой передачи z_5

$$k_j = x_j \cdot (z_j - 1) = k_{\text{фМ}} \cdot (z_j - 1) = 5 \cdot (3 - 1) = 10$$

$$\text{и} \quad k_j = +m_j + |-m_j| = 10 = +3 + |-7|.$$

Разбивка числа $y_{\text{э min}}$ имеет вид

$$y_{\text{э min}} = 12 = |-3|_{\text{II}} + |-7|_3 + |-2|_{\text{II}},$$

а числа делений, перекрываемых лучами на графике частот вращения привода, равны

$$m_1 = -3, \quad m_2 = -7, \quad m_3 = -2, \quad m_4 = +3, \quad m_5 = -2;$$

б) график частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и четырехступенчатой коробкой скоростей $z = 4$ (рис. 4.7) соответствует структурной формуле

$$z = 4 = 1 \cdot 4_1 \cdot 1 \quad \text{или} \quad z = 4 = 1 \cdot 4_4 \cdot 1.$$

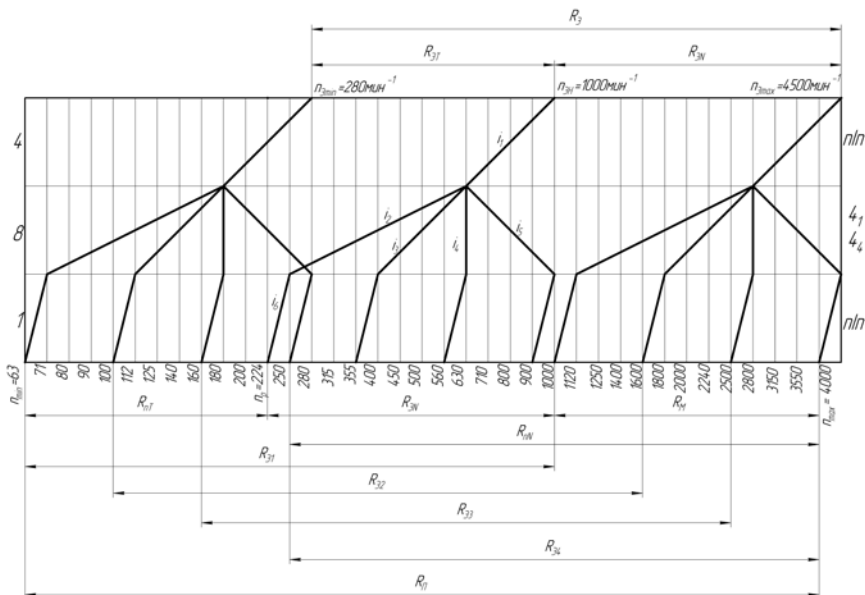


Рис. 4.7. График частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и четырехступенчатой коробкой скоростей станка с ЧПУ

При этом коэффициент k_j лимитирующей групповой передачи 4_4

$$k_j = x_j \cdot (z_j - 1) = k_{\text{фМ}} \cdot (z_j - 1) = 4 \cdot (4 - 1) = 12$$

$$\text{и } k_j = +m_j + |-m_j| = 12 = +4 + |-8|.$$

Разбивка числа $y_{\text{э min}}$ имеет вид

$$y_{\text{э min}} = 13 = |-4|_{\text{п}} + |-8|_4 + |-1|_{\text{п}},$$

а числа делений, перекрываемых лучами на графике частот вращения привода, равны

$$m_1 = -4, \quad m_2 = -8, \quad m_3 = -4, \quad m_4 = 0, \quad m_5 = +4, \quad m_6 = -1;$$

в) график частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и четырехступенчатой двухгрупповой коробкой скоростей $z = 4 = 2 \cdot 2$ (рис. 4.8) соответствует структурной формуле

$$z = 4 = 1 \cdot 2_1 \cdot 2_2 \quad \text{или} \quad z = 4 = 1 \cdot 2_4 \cdot 2_8.$$

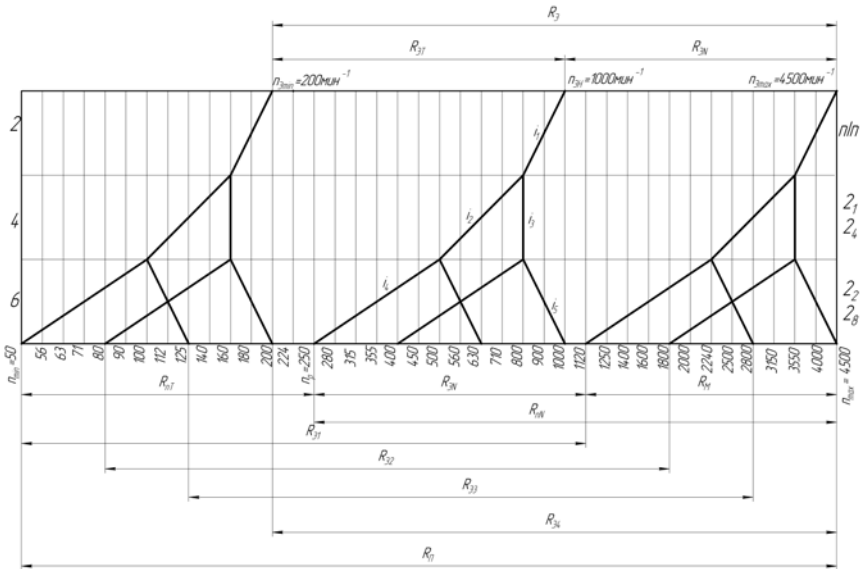


Рис. 4.8. График частот вращения главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и четырехступенчатой коробкой скоростей при $z = 4 = 2 \cdot 2$ станка с ЧПУ

При этом коэффициент k_j лимитирующей групповой передачи 2_8

$$k_j = x_j \cdot (z_j - 1) = k_{\varphi_M} \cdot (z_j - 1) = 8 \cdot (2 - 1) = 8$$

$$\text{и } k_j = +m_j + |-m_j| = 8 = +2 + |-6|.$$

Разбивка числа $y_{3 \min}$ имеет вид

$$y_{3 \min} = 12 = |-2|_1 + |-4|_2 + |-6|_2,$$

а числа делений, перекрываемых лучами на графике частот вращения:

$$m_1 = -2, \quad m_2 = -4, \quad m_3 = 0, \quad m_4 = -6, \quad m_5 = +2.$$

4.2.15. Определение передаточных отношений и чисел передач привода

Расчет передаточных отношений передач i_j привода осуществляется на основании графика частот вращения по знаменателю геометрического ряда частот вращения шпинделя $\varphi = 1,12$ и числу делений $\pm m_j$, перекрываемых лучами, изображающими соответствующую повышающую (знак «плюс») или понижающую (знак «минус») передачу. Передаточные числа u_j рассчитываются только для понижающих передач, что необходимо для дальнейших расчетов, и определяются как величины, обратные передаточным отношениям, т. е.

$$i_j = \varphi^{\pm m_j}; \quad u_j = \frac{1}{i_j} = \frac{1}{\varphi^{-m_j}} = \varphi^{+m_j}.$$

4.3. Определение числа зубьев колес зубчатых передач привода

Числа зубьев колес зубчатых передач могут определяться аналитическим или табличным методом с использованием расчетных зависимостей или подбором по таблицам. При аналитическом методе числа зубьев z_i зубчатых колес рассчитывают, предварительно выбрав сумму зубьев $\sum Z_j$ для групповой передачи, по формулам

$$z_1 = \frac{i_1 \cdot \sum Z_1}{i_1 + 1} \quad \text{и} \quad z_2 = \frac{\sum Z_1}{i_1 + 1}; \quad z_3 = \frac{i_2 \cdot \sum Z_1}{i_2 + 1} \quad \text{и} \quad z_4 = \frac{\sum Z_1}{i_2 + 1} \quad \text{и т. д.}$$

При табличном методе по таблицам выбираются суммы зубьев $\sum Z_j$ для постоянных и групповых передач. По передаточным числам u_1 для понижающих передач или по передаточным отношениям i_2 для повышающей передачи определяются числа зубьев меньших колес, т. е. z_1 ведущего колеса понижающей передачи по u_1 , а z_4 ведомого колеса повышающей передачи по i_2 , так как в таблице приведены значения $i_j \geq 1$ и $u_j \geq 1$.

Числа зубьев больших колес рассчитываются по формулам

$$z_2 = \sum Z_1 - z_1 \quad \text{и} \quad z_3 = \sum Z_1 - z_4.$$

Рекомендуемое минимальное число зубьев колес $z_{\min} \geq 18-19$, а максимальная сумма зубьев сопряженных колес $\sum Z_{\max} \leq 100$.

5. РАСЧЕТ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ

5.1. Расчет крутящего момента на валу электродвигателя

Для определения крутящего момента на валу электродвигателя привода главного движения (рис. 5.1) используются номинальная мощность и номинальная частота вращения двигателя:

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3}{n_{3н}},$$

где T_3 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м;

N_3 – мощность электродвигателя, кВт;

$n_{эн}$ – номинальная частота вращения электродвигателя, мин^{-1} .

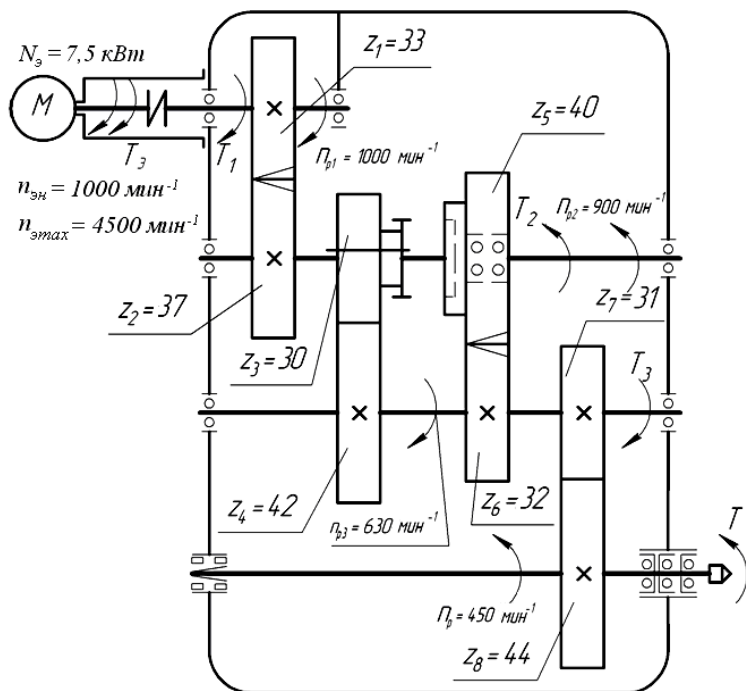


Рис. 5.1. Кинематическая схема шпиндельной бабки с двухступенчатой коробкой скоростей с расчетными частотами и крутящими моментами на валах станка с ЧПУ

5.2. Расчет крутящих моментов на любом валу привода

Крутящий момент на любом валу привода главного движения (см. рис. 5.1) определяется по расчетным частотам вращения соответствующего вала из графика частот (рис. 5.2) по формуле

$$T_j = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_{эj}}{n_{pj}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт;

$\eta_{эj}$ – КПД участка цепи от электродвигателя до данного j вала:
 $\eta_{эj} = \prod \eta_j$;
 η_j – КПД зубчатых передач, подшипников, муфт и т. д.;
 n_{pj} – расчетная частота вращения вала, мин^{-1} (рис. 5.2).

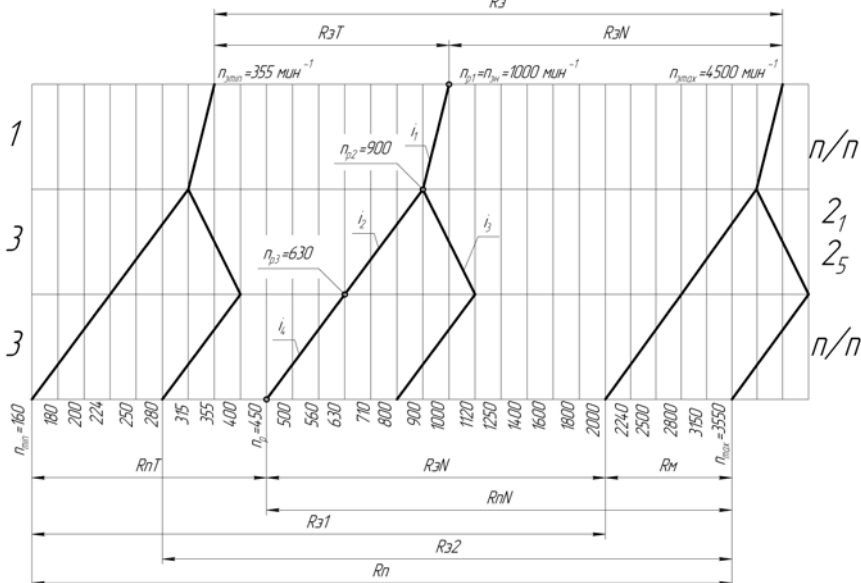


Рис. 5.2. График частот вращения главного привода с расчетными частотами вращения валов станка с ЧПУ

Расчетная частота вращения валов принимается по графику частот по ветке из номинальной частоты вращения электродвигателя $n_{эл}$ до расчетной частоты вращения шпинделя n_p .

5.3. Расчет крутящего момента на шпинделе

Крутящий момент на шпинделе привода главного движения определяется по расчетной частоте вращения шпинделя:

$$T_{ш} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_{э} \cdot \eta_{\nu}}{n_p}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $N_{э}$ – мощность электродвигателя, кВт;

η_{ν} – КПД привода главного движения: $\eta_{\nu} = \prod \eta_j$;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} .

6. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ

Методика расчета зубчатых передач на прочность устанавливается ГОСТ 21354. Расчет зубчатых передач имеет ряд этапов его выполнения.

6.1. Выбор материала и термообработки зубчатых колес

Основными условиями для выбора материала и термообработки колес являются:

- а) критерии работоспособности, условия нагружения и назначение привода;
- б) условие равнопрочности зубьев шестерни и колеса;
- в) технология изготовления колес;
- г) конструкция и точность зубчатых колес;
- д) методы обработки и виды термообработки зубьев.

6.2. Определение допускаемых напряжений

6.2.1. Определение допускаемого контактного напряжения

Допускаемое контактное напряжение поверхности зуба определяется по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_{\nu} \cdot K_L \cdot K_{xH}}{S_H} \quad \text{или} \quad \sigma_{HP} = \sigma'_{HP} \cdot K_{HL}, \text{ МПа},$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа;

Z_R, Z_v, K_L, K_{xH} – коэффициенты, учитывающие соответственно шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, окружную скорость, влияние смазки, размеры зубчатого колеса;

S_H – коэффициент безопасности;

σ'_{HP} – допускаемые контактные напряжения, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

6.2.2. Определение допускаемого напряжения изгиба зубьев

Допускаемое напряжение изгиба зубьев определяется по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF}}{S_F} \quad \text{или} \quad \sigma_{FP} = \sigma'_{FP} \cdot K_{FL}, \text{ МПа?}$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе при заданном числе циклов перемены напряжений, МПа;

Y_R, Y_S, K_{XF} – коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости переходной поверхности зубьев, концентрацию напряжений у основания зуба, размеры зубчатого колеса;

S_F – коэффициент безопасности;

σ'_{FP} – допускаемое напряжение, соответствующее базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;

K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на выносливость при изгибе.

6.3. Проектировочный расчет зубчатых передач

6.3.1. Расчет диаметра начальной окружности шестерни зубчатой передачи по допускаемому контактному напряжению

Ориентировочное значение диаметра начальной окружности наиболее нагруженной шестерни для каждой групповой передачи рассчитывается из условия контактной выносливости поверхностей зубьев:

$$d_{w1} \geq K_d \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{H1} \cdot K_{HB}}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}}, \text{ мм,}$$

где K_d – вспомогательный коэффициент: $K_d = 770$ и $K_d = 680$ соответственно для прямозубых и косозубых передач;

T_{H1} – расчетный крутящий момент на шестерне, Н·м;

K_{HP} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

u_1 – передаточное число наиболее нагруженной передачи;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

ψ_{bd} – отношение ширины венца к диаметру шестерни: $\psi_{bd} = 0,2–0,4$; указанные значения отношения ψ_{bd} для коробок скоростей принимаются из условия, чтобы ширина колеса $b = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$ была равна $b = \psi_{bm} \cdot m = (8–10) \cdot m$, следовательно, $\psi_{bm} = 8–10$, а значения отношений ψ_{bd} и ψ_{bm} взаимосвязаны:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{bm}}{z_1} \quad \text{и} \quad \psi_{bd} = \frac{(8–10)}{z_1}$$

$$\text{или} \quad \psi_{bm} = \psi_{bd} \cdot z_1 \quad \text{и} \quad \psi_{bm} = (0,2–0,4) \cdot z_1;$$

ψ_{bm} – отношение ширины венца к модулю шестерни: $\psi_{bm} = 8–10$;

b и m – ширина и модуль зубчатого колеса, мм;

z_1 – число зубьев шестерни.

6.3.2. Определение модуля из расчета на контактную выносливость поверхности зубьев

Модуль или нормальный модуль зубчатых колес из условия контактной выносливости соответственно для прямозубых и косозубых колес определяется по формулам

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \quad \text{и} \quad m_n = \frac{d_{w1} \cdot \cos\beta}{z_1},$$

где m – модуль прямозубых и нормальный модуль косозубых зубчатых колес, мм;

d_w – диаметр начальной окружности; мм;

z_1 – число зубьев шестерни;

β – угол наклона зуба косозубых колес; градус.

6.3.3. Определение модуля из расчета на изгибную выносливость зубьев

Модуль зубчатых колес определяется по допускаемому напряжению изгиба зубьев по одной из формул:

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{F1} \cdot K_{FB} \cdot Y_F}{z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}}, \text{ мм, или } m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{F1} \cdot K_{FB} \cdot Y_F}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot \sigma_{FP}}},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент: $K_m = 13$ и $K_m = 12$ соответственно для прямозубых и косозубых передач;

T_{F1} – расчетный крутящий момент на шестерне, Н·м;

K_{FB} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

z_1 – число зубьев шестерни;

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа.

6.3.4. Выбор модуля зубчатых передач

Из полученных значений модуля выбирается большее значение, которое округляется до стандартной величины. Предпочтительные значения модуля в наиболее употребительном диапазоне приводятся ниже и указаны в первом ряду:

1-й ряд: 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0, мм;

2-й ряд: 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0, мм.

6.4. Проверочный расчет зубчатых передач

6.4.1. Определение расчетного контактного напряжения поверхностей зубьев

Расчетное контактное напряжение определяется по формуле

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}}, \text{ МПа,}$$

где Z_H, Z_M, Z_ε – коэффициенты, учитывающие форму сопряженных поверхностей, механические свойства сопряженных колес, суммарную длину контактных линий;

W_{Ht} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

d_{w1} – диаметр начальной окружности шестерни, мм;

u_1 – передаточное число передачи.

Полученное расчетное контактное напряжение поверхностей зубьев сопоставляется с допусκαемым для проверки выполнения условия

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

6.4.2. Определение расчетного напряжения изгиба зубьев

Расчетное напряжение изгиба зубьев определяется по формуле

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \text{ МПа,}$$

где $Y_F, Y_\varepsilon, Y_\beta$ – коэффициенты, учитывающие форму зуба, перекрытие зубьев, наклон зуба;

W_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

m – модуль зубчатых колес, мм.

Полученное расчетное напряжение изгиба зубьев сопоставляется с допусκαемым для проверки выполнения условия

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}.$$

7. РАСЧЕТ ВАЛОВ ПРИВОДА СТАНКА

7.1. Особенности расчета валов коробки скоростей

Расчет валов коробок скоростей главных приводов имеет специфические особенности, так как валы передают различные крутящие моменты в зависимости от передаточных отношений зубчатых ко-

лес, вводимых в зацепление путем их осевого перемещения или включаемых с помощью муфт. Поэтому составляется несколько расчетных схем при различных вариантах включения зубчатых колес и устанавливаются случаи с наибольшими нагрузками на опоры и наибольшими изгибающими моментами на валах.

Валы коробок скоростей располагаются в разных плоскостях, поэтому для составления расчетных схем необходимо иметь их поперечную компоновку, т. е. свертку (рис. 7.1), на которой устанавливаются положения зацеплений зубчатых колес и направления сил в этих зацеплениях.

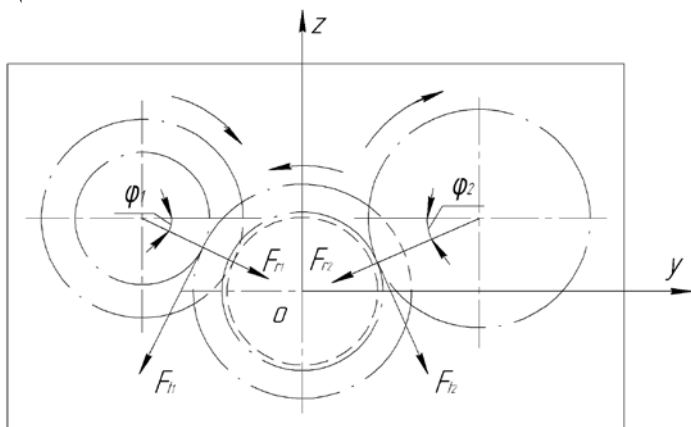


Рис. 7.1. Расчетная схема нагрузок на промежуточный вал шпиндельной бабки

В общем случае плоскости действия нагрузок для различных валов не совпадают. В связи с этим при расчетах все силы, действующие на валы со стороны различных передач, выражаются через их проекции на две взаимно перпендикулярные плоскости. Реакции опор и изгибающие моменты определяются геометрическим суммированием результатов их расчетов, полученных отдельно для этих плоскостей.

7.2. Проектировочный расчет валов

В результате проектировочного расчета определяются ориентировочные значения диаметров концов входных и выходных валов и под шестерней всех валов, а также выбираются диаметры шеек ва-

лов под подшипники. Этот расчет ведется только на кручение по известному крутящему моменту T_j , передаваемому валом, и допускаемому касательному напряжению $[\tau_k]$.

При проектировочном расчете диаметры входного и выходного концов вала определяют, принимая $[\tau_k] = 20\text{--}25$ МПа, а диаметр вала под шестерней для каждого вала – при $[\tau_k] = 10\text{--}20$ МПа по формуле

$$d_j = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_j}{|\tau_k|}}, \text{ мм,}$$

где T_j – расчетный крутящий момент на валу, Н·м;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Остальные диаметры вала принимают, изменяя на 2–5 мм каждую последующую ступень, при этом должна обеспечиваться сборка. Полученные диаметры округляются до ближайших стандартных значений.

Диаметры валов под подшипники качения должны соответствовать значениям: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 и т. д.

Диаметры валов, на которые посажены зубчатые колеса, муфты, шкивы и т. п., выбирают из ряда: 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 и т. д.

Диаметры шлицевых валов могут иметь размеры $z \times d \times D$, например:

а) легкой серии: 6×23×26; 6×26×30; 6×28×32; 8×32×36; 8×36×40; 8×42×46; 8×46×50; 8×52×58 и т. д.;

б) средней серии: 6×21×25; 6×23×28; 6×26×32; 6×28×34; 8×32×38; 8×36×42; 8×42×48; 8×46×54; 8×52×60 и т. д.

7.3. Проверочный расчет валов на статическую прочность

При проверочном расчете определяется диаметр наиболее нагруженного сечения вала по эквивалентному моменту. Для этого необходимо знать расположение валов на свертке и нагрузки, действующие на них (см. рис. 7.1), расстояния между подшипниками и сидящими на валу зубчатыми колесами, муфтами и т. д. Кроме того,

нужно установить, при каких включениях зубчатых колес на валы действуют наибольшие изгибающие моменты, а на их опоры – наибольшие силы. Составляются расчетные схемы в двух плоскостях на основании анализа реакций опор и изгибающих моментов при различных включениях зубчатых колес либо муфт. Определяются окружные F_{ti} , радиальные F_{ri} и осевые F_{ai} силы в зацеплениях зубчатых передач, действующие на вал, которые рассчитываются соответственно для прямозубых и косозубых передач по формулам

$$F_{ti} = \frac{2 \cdot T_j}{d_{\text{вк}}}; \quad F_{ri} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{ai} = \frac{F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_{ai} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где T_j – крутящий момент на расчетном валу, Н·м;

$d_{\text{вк}}$ – диаметры начальных окружностей зубчатых колес, передающих крутящий момент, м;

α – угол зацепления зубчатых колес, градус: $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зубьев косозубых колес, градус.

Суммарные проекции окружных и радиальных сил на вертикальную и горизонтальную оси координат (см. рис. 7.1) рассчитываются по формулам:

$$F_{y1} = F_{r1} \cdot \cos \varphi_1 - F_{t1} \cdot \sin \varphi_1 \quad \text{и} \quad F_{y2} = -F_{r2} \cdot \cos \varphi_2 + F_{t2} \cdot \sin \varphi_2;$$

$$F_{z1} = -F_{r1} \cdot \sin \varphi_1 - F_{t1} \cdot \cos \varphi_1 \quad \text{и} \quad F_{z2} = -F_{r2} \cdot \sin \varphi_2 - F_{t2} \cdot \cos \varphi_2.$$

Затем определяются реакции опор вала и строятся эпюры:

- а) изгибающих моментов в двух плоскостях;
- б) суммарных результирующих изгибающих моментов;
- в) крутящих моментов;
- г) эквивалентных моментов.

Диаметр вала рассчитывается в наиболее нагруженном сечении и определяется по наибольшему эквивалентному моменту по формуле

$$d = 21,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_3}{|\sigma_n|}}, \text{ мм},$$

где d – диаметр вала в опасном сечении;

M_3 – эквивалентный момент в наиболее нагруженном сечении вала, Н·м;

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение при изгибе: $[\sigma_{и}] = 50\text{--}60$ МПа.

Установленные ранее значения диаметра вала анализируются и при необходимости производится их корректировка.

Проверочный расчет по эквивалентному моменту трудоемкий и производится только для наиболее нагруженных валов.

7.4. Расчет валов на усталостную прочность

Коэффициент запаса прочности n для опасных сечений вала определяется из условия прочности $n \geq [n]$ и рассчитывается по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n],$$

где n_{σ} и n_{τ} – коэффициенты запаса прочности соответственно по касательным и нормальным напряжениям;

$[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности: $[n] = 1,3\text{--}1,8$.

В случае необходимости повышения требуемой жесткости принимают $[n] = 2,5\text{--}3,0$. Если $n < [n]$, то необходимо изменить конструкцию вала или применить сталь с более высоким коэффициентом выносливости.

8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

8.1. Назначение шпиндельного узла и основные требования

Шпиндельный узел станка предназначен для сообщения режущему инструменту или обрабатываемой заготовке главного вращательного движения резания. Шпиндельные узлы в большей степени, чем другие, влияют на точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей и производительность станка. В связи с этим к ним предъявляются повышенные требования и при проектировании шпиндельных узлов должны обеспечиваться соответствующие проектные критерии.

1. Точность вращения шпинделя регламентируется допускаемым радиальным и осевым биением его переднего конца.

2. Жесткость шпиндельного узла определяется допустимой упругой деформацией переднего конца шпинделя под нагрузкой.

3. Виброустойчивость и динамические качества определяются допустимой амплитудой колебаний переднего конца шпинделя во всем диапазоне частот вращения и допустимой частотой собственных колебаний шпинделя.

4. Долговечность шпиндельных узлов определяется долговечностью опор шпинделя и зависит от частот вращения, эффективности системы смазывания, величины предварительного натяга в подшипниках и т. д.

5. Тепловыделение и температурные деформации шпиндельного узла регламентируются допустимым нагревом подшипников.

6. Быстроходность и передаваемая мощность устанавливаются на основании технических требований к обрабатываемой заготовке и режимов резания.

7. Быстродействие и точность зажимных устройств шпиндельного узла регламентируются допустимыми погрешностями центрирования.

8. Минимальные затраты на изготовление, сборку и эксплуатацию шпиндельного узла оптимизируются при условии удовлетворения остальных проектных критериев.

8.2. Основные задачи при проектировании шпиндельного узла

Шпиндельный узел состоит из шпинделя, условно имеющего передний конец и межопорный участок, приводного элемента и шпиндельных опор. Проектирование шпиндельного узла включает:

- а) определение мощности на шпинделе и нагрузок на него;
- б) выбор привода и типа опор;
- в) определение диаметра шпинделя, вылета консоли и расстояния между опорами;
- г) разработку конструкции шпинделя;
- д) выбор устройств для смазывания опор и уплотнений и т. д.

На шпиндель действуют нагрузки, определяемые силами резания, силами от привода (ременного, зубчатого и др.) и центробеж-

ными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла.

При проектировании шпиндельного узла необходимо обеспечивать высокую работоспособность переднего подшипника и приводной зубчатой передачи. Требуется ограничить радиальное и осевое биение переднего конца шпинделя, а также его радиальное и осевое перемещение под действием сил резания и сил со стороны привода. Кроме того, необходимо ограничить амплитуды колебаний переднего конца шпинделя, а также нагрев его опор. Эти свойства должны сохраняться шпиндельным узлом в течение длительного времени при изменении, обычно в широких интервалах, нагрузок и частоты вращения.

8.3. Кинематические схемы шпиндельных узлов

Важной кинематической характеристикой шпиндельных узлов является параметр быстроходности

$$k = d \cdot n_{\max}, \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1},$$

где d – диаметр шейки шпинделя в передней опоре, мм;

n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} .

Быстроходность шпиндельного узла определяется типом и быстроходностью подшипников шпиндельных опор. Шариковые подшипники имеют большую быстроходность по сравнению с роликовыми, но последние обладают большей жесткостью и допускают большую нагрузку. Кинематическая схема шпиндельного узла выбирается в зависимости от требуемой быстроходности и нагруженности. При этом с увеличением быстроходности узла уменьшаются передаваемая мощность, жесткость и виброустойчивость. Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов (рис. 8.1) условно разделены на три группы в зависимости от показателя быстроходности $k = d \cdot n_{\max}$.

1. Низкоскоростные схемы (1 и 2 на рис. 8.1) обладают повышенной жесткостью и применяются в токарных и фрезерных станках с высокими нагрузками и при работе на умеренных скоростях. В указанных схемах чаще применяются радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники и упорные шариковые или радиально-упорные конические двухрядные роликоподшипники.

2. Среднескоростные схемы (3–11 на рис. 8.1) рекомендуются для токарных, фрезерных, сверлильных и шлифовальных станков с более высокой быстроходностью и применяются при работе на средних скоростях при умеренных нагрузках в связи с несколько меньшей осевой жесткостью. В данных станках чаще применяются радиально-упорные конические однорядные роликоподшипники или радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники и упорно-радиальные шариковые с углом контакта 60° .

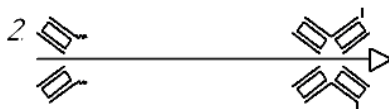
3. Высокоскоростные схемы (12 и 13 на рис. 8.1) рекомендуются для токарных, расточных и шлифовальных станков, работающих на высоких скоростях, в связи с тем что они обладают высокой быстроходностью. Эти схемы имеют опоры на радиально-упорных шариковых подшипниках, обычно собранных в комплекты.



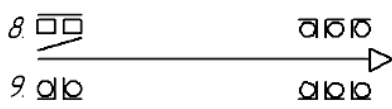
$$k = (1,5 - 1,8) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



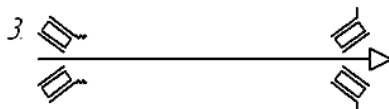
$$k = (3,5 - 4,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



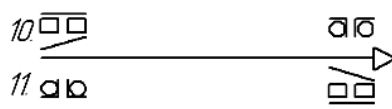
$$k = (1,6 - 2,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



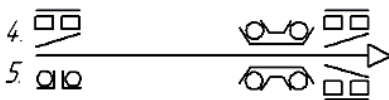
$$k = (3,5 - 5,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



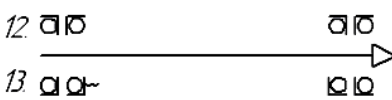
$$k = (2,0 - 3,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



$$k = (4,0 - 5,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



$$k = (3,0 - 4,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$



$$k = (4,0 - 6,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$$

Рис. 8.1. Кинематические схемы и показатели быстроходности шпиндельных узлов

8.4. Виды приводных передач шпинделя

Приводная передача шпинделя, ее вид и расположение зависят от типа станка, требуемой точности, предельных частот вращения и величины передаваемого усилия и может быть зубчатой, ременной и др.

Зубчатые передачи отличаются простотой и компактностью конструкции и возможностью передавать большие крутящие моменты (рис. 8.2, а) и применяются в токарных, сверлильных, фрезерных и многооперационных станках. Однако в связи с погрешностью шага передач не обеспечивается высокое качество обработанной поверхности, и их применение ограничивается частотой вращения до 35 с^{-1} . Зубчатые передачи не рекомендуется использовать в прецизионных станках.

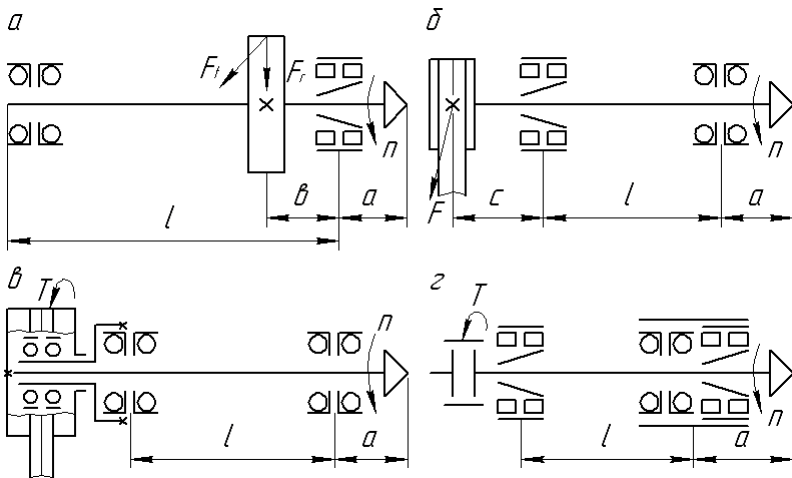


Рис. 8.2. Кинематические схемы привода шпинделя с различными видами приводных элементов и их расположение на шпинделе

Ременные передачи отличаются высокой плавностью вращения и уменьшением динамических нагрузок в приводе станка (рис. 8.2, б) и применяются в основном в токарных станках. Однако при этом

несколько увеличиваются размеры привода и усложняется конструкция в связи с необходимостью наличия механизма натяжения ремня и в отдельных случаях – установки шкива на самостоятельные опоры для разгрузки шпинделя (рис. 8.2, в).

Кроме того в многооперационных станках с автономным шпиндельным узлом для привода шпинделя могут применяться зубчатые муфты (рис. 8.2, з) или шлицевые соединения, что повышает точность обработки в связи с исключением действия на шпиндель вибраций и тепла от работы зубчатых передач коробки скоростей.

Расположение приводного элемента (шестерни, шкива, зубчатой полумуфты и др.) шпинделя влияет на схему его нагружения, а следовательно, на его прогиб и реакции опор, поэтому необходимо выбирать оптимальный вариант. В общем случае приводные элементы могут располагаться на межопорной части шпинделя (см. рис. 8.2, а) на расстоянии b от передней опоры или на консольной его части со стороны задней опоры на расстоянии c (см. рис. 8.2, б). При применении разгрузочного устройства на подшипниках качения (см. рис. 8.2, в) и зубчатой муфты (рис. 8.2, з) или шлицевого соединения величина c не имеет значения.

При этом на шпиндель от приводного элемента действуют соответственно окружная F_t и радиальная F_r силы зубчатого зацепления (см. рис. 8.2, а), радиальная нагрузка ременной передачи F (см. рис. 8.2, б) и крутящий момент T при разгрузке шпинделя и зубчатой муфте (см. рис. 8.2, в, з), а также при шлицевом соединении.

Зубчатые колеса, располагающиеся на межопорном участке шпинделя, должны быть ближе к его передней опоре, т. е. b должно быть минимальным.

8.5. Основные конструктивные параметры шпиндельного узла

Шпиндельный узел характеризуется соответствующими конструктивными параметрами. Главными размерами, устанавливаемыми при его расчете (см. рис. 8.2), являются диаметры шеек шпинделя в передней d и задней d_3 опорах, величина вылета консоли его переднего конца a и расстояние между опорами l .

Диаметр шпинделя d в передней опоре может предварительно определяться по показателю быстроходности $k = d \cdot n_{\max}$ для выбранной кинематической схемы, т. е.

$$d = k / n_{\max}.$$

Диаметр шпинделя d_3 в задней опоре может предварительно определяться из условия

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

Длина консоли переднего конца шпинделя a (см. рис. 8.2) в первом приближении принимается равной диаметру шпинделя в передней опоре, т. е. $a = d$.

Расстояние между опорами шпинделя l (см. рис. 8.2) в общем случае должно приниматься

$$l = (2,5-3,5) \cdot a$$

из условия обеспечения виброустойчивости и точности вращения при $l \geq 2,5 a$ и оптимальной жесткости при $l \leq 3,5 a$.

Расстояния от передней или задней опоры b и c , на которых располагаются приводные элементы, выбираются конструктивно.

8.6. Особенности конструкции шпиндельного узла

В целом конструкция шпиндельного узла определяется типом станка, классом его точности, предельными параметрами процесса обработки и т. д. Конструкция шпинделя разрабатывается на основании данных о передаваемой мощности шпинделем, расстоянии между его опорами и наличии отверстия, расположении приводных звеньев на шпинделе, конструкции опор и типах подшипников и способе крепления патрона или инструмента.

Конструктивное оформление шпинделя имеет свои специфические особенности по сравнению с обычным валом. Шпиндель станка (рис. 8.3) имеет передний конец с вылетом a и межопорный участок длиной l . Диаметры шеек шпинделя под подшипники в передней и задней опорах d и d_3 выбираются по стандарту после предварительного расчета по вышеприведенным формулам. Диаметры ше-

ек резьбовых соединений d_1 и d_3 и диаметры фланца переднего конца d_5 и d_6 также выбираются по стандарту, а диаметры шеек со свободным размером d_2 и для посадки зубчатого колеса d_4 выбираются конструктивно. При этом должна обеспечиваться сборка шпиндельного узла, а для этого необходимо, чтобы диаметры шеек шпинделя имели постепенное увеличение их значений, т. е. выполнялось условие, имеющее выражение $d_1 < d_3 < d_2 < d_3 < d_4 < d$.

Шпиндели токарных, фрезерных и многооперационных станков выполняются полыми для размещения прутковой заготовки или устройства зажима заготовки или режущего инструмента. Для центрирования инструмента или приспособления в шпинделе применяются конусы Морзе, метрические и с конусностью 7 : 24 или 1 : 3. Диаметр внутреннего отверстия шпинделя d_0 и его конфигурация определяются конструкцией зажимного устройства.

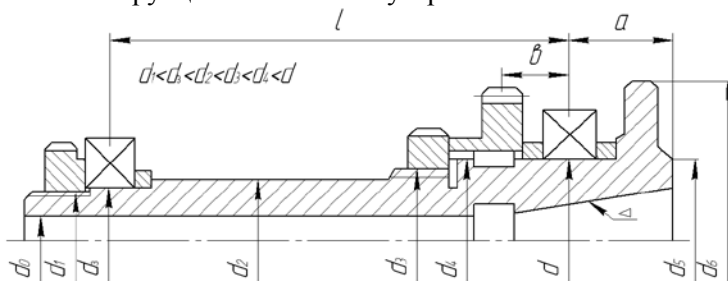


Рис. 8.3. Конструктивная схема шпиндельного узла и основные конструктивные размеры

Конструкция переднего конца шпинделя выбирается в зависимости от типа станка и способа крепления заготовки или инструмента. Конфигурация и основные размеры переднего конца шпинделя для большинства типов станков стандартизованы (рис. 8.4). На переднем конце шпинделя выполняются специальные фланцы и наружные или внутренние конусы для закрепления патрона или инструмента. Шпиндели токарных станков имеют резьбовой или фланцевый передний конец под поворотную шайбу с цилиндрической торцевой шпонкой и конической посадочной шейкой (рис. 8.4, а), а шпиндели фрезерных станков не имеют поворотной шайбы, но на переднем конце в пазах установлены две торцевые призматические шпонки (рис. 8.4, б). Цилиндрическая и призматические шпонки служат для передачи кру-

тящих моментов соответственно патрону токарного станка или оправке режущего инструмента фрезерного станка.

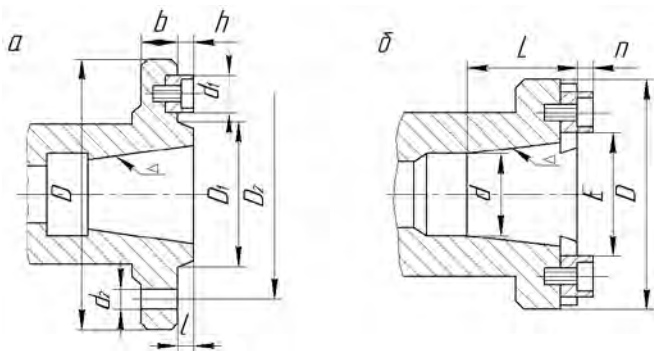


Рис. 8.4. Форма передних концов шпинделей под поворотную шайбу с цилиндрической шпонкой для токарных (а) и с двумя призматическими шпонками для фрезерных и многооперационных сверлильно-фрезерно-расточных станков (б)

8.7. Расчетные схемы и определение действующих нагрузок, действующих на шпиндельный узел

Основными расчетами шпиндельного узла являются расчет на жесткость для шпинделей всех типов и расчет на виброустойчивость для высокоскоростных шпинделей. Для расчета нагрузок на шпиндель составляется пространственная расчетная схема в соответствии со сверткой привода и в зависимости от типа станка и выполняемой операции указываются действующие на шпиндель составляющие сил резания и нагрузки от принятого приводного элемента (рис. 8.5). Затем выбираются оси координат $Y-Z$, при этом желательно, чтобы ось Y была направлена параллельно составляющей силы резания P_y или P_h , а ось Z соответственно $-P_z$ или P_v для упрощения расчета их проекций.

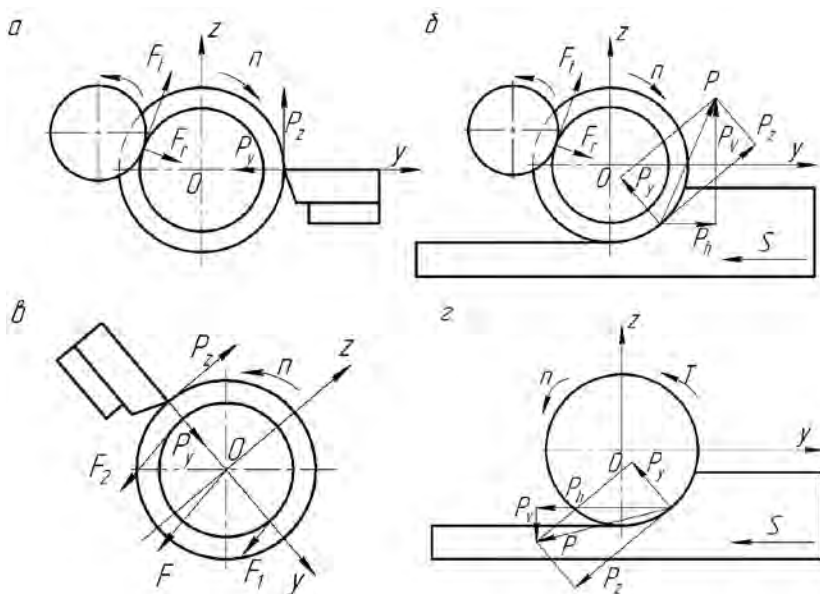


Рис. 8.5. Расчетные схемы нагрузок на шпиндель от сил резания и приводного элемента в виде зубчатого колеса (*а, б*), шкива ременной передачи (*в*) и зубчатой муфты, шлицевого соединения или шкива на разгрузочном устройстве (*г*)

Ниже приведены примеры расчетных схем нагрузок на шпиндель от сил резания и приводного элемента:

а) для токарного горизонтального станка с приводом шпинделя зубчатым колесом, с действующими окружной F_t и радиальной F_r силами зубчатого зацепления и радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющими силами резания (рис. 8.5, *а*);

б) для горизонтального фрезерного или многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатым колесом, с действующими окружной F_t и радиальной F_r силами зубчатого зацепления и с горизонтальной силой подачи P_h и с вертикальной перпендикулярной подаче P_v составляющими силами резания при попутном фрезеровании (рис. 8.5, *б*);

в) для токарного станка с наклонной станиной с приводом шпинделя ременной передачей, с действующими окружными силами натяжения ремня F_1 и F_2 , радиальной силой F ременной передачи, радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющими силами ре-

зания и с наклонной системой координат $Y-Z$ для удобства проектирования сил (рис. 8.5, в);

г) для горизонтального фрезерного или многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатой муфтой, шлицевым соединением или шкивом на разгрузочном устройстве, с действующими крутящим моментом T от приводного элемента и горизонтальной силой подачи P_h и вертикальной P_v составляющими силами резания при встречном фрезеровании (рис. 8.5, з).

Окружные F_t , радиальные F_r и осевые силы F_a в зацеплениях зубчатых передач, действующие на шпиндель, рассчитываются по формулам

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_w}; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где T – крутящий момент на шпинделе, Н·м;

d_w – диаметр начальной окружности приводного зубчатого колеса, м;

α – угол зацепления зубчатых колес, градус: $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зубьев косозубых колес, градус.

Исходной формулой для расчета тангенциальной составляющей сил резания P_z может быть выражение эффективной мощности резания N_v через расчетную скорость резания v_p :

$$N_v = \frac{P_z \cdot v_p}{6 \cdot 10^4},$$

отсюда

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{v_p}.$$

Расчетная скорость резания v_p определяется по расчетной частоте вращения шпинделя n_p и максимальному расчетному диаметру D_{\max} обрабатываемой детали или режущего инструмента:

$$v_p = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_p}{1000}.$$

Величины остальных составляющих силы резания P , а именно, осевой P_x и радиальной P_y для различных видов процессов обработки, а также горизонтальной силы подачи P_h и вертикальной, перпендикулярной подаче, P_v составляющих для операций фрезерования определяются из соотношения их с главной тангенциальной составляющей силы резания P_z .

Так, например, для процесса фрезерования торцевой или концевой фрезой составляющие силы резания P_x и P_y могут быть определены по формулам

$$P_x = k_x \cdot P_z = (0,50-0,55) \cdot P_z, \quad P_y = k_y \cdot P_z = (0,3-0,4) \cdot P_z,$$

а горизонтальная P_h и вертикальная P_v составляющие силы резания определяются в зависимости от вида фрезерования:

а) симметричное:

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,3-0,4) \cdot P_z, \quad P_v = k_v \cdot P_z = (0,85-0,95) \cdot P_z;$$

б) несимметричное встречное:

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,6-0,8) \cdot P_z, \quad P_v = k_v \cdot P_z = (0,85-0,95) \cdot P_z;$$

в) несимметричное попутное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,2-0,3) \cdot P_z, \quad P_v = k_v \cdot P_z = (0,9-1,0) \cdot P_z.$$

8.8. Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость

При проектных расчетах шпиндельный узел рассматривается как балка на двух опорах. Для расчета шпинделя на жесткость составляются две расчетные схемы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XOY и XOZ , проходящих через ось шпинделя. На этих схемах указываются суммарные проекции на эти плоскости действующих сил от приводного элемента F_y, F_z и составляющих сил резания P_y, P_z при токарных или P_v, P_h при фрезерных операциях. Если на шпиндель от приводного элемента действует только крутящий момент T , то расчетная схема может составляться в одной плоскости с приложением общей силы резания P .

Ниже приведены примеры расчетных схем шпиндельных узлов на жесткость при действии сил резания и нагрузок от приводного элемента:

а) расчетные схемы шпиндельного узла с расположенным приводным зубчатым колесом на межопорной части шпинделя (рис. 8.6, а) и с приложенными суммарными проекциями F_{ytr} , F_{ztr} действующих сил F_r , F_t от зубчатой передачи и составляющих сил резания P_y , P_z (рис. 8.5, а) или P_v и P_h (рис. 8.5, б);

б) расчетные схемы шпиндельного узла с расположенным приводным шкивом ременной передачи на консольной задней части шпинделя (рис. 8.6, б) и с приложенными суммарными проекциями F_y , F_z действующей силы F от ременной передачи и составляющих сил резания P_y , P_z (рис. 8.5, в);

в) расчетная схема шпиндельного узла с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента (рис. 8.6, в) и с приложенными крутящим моментом T от приводной передачи и составляющими силами резания P_v и P_h или общей силой резания P (см. рис. 8.5, г).

К консольной части шпинделя на расстоянии a от передней опоры прикладываются суммарные проекции составляющих сил резания P_y , P_z или P_v , P_h , в зависимости от вида обработки (рис. 8.6, а и б) или общая сила резания

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_z^2} = \sqrt{P_v^2 + P_h^2},$$

если составляется одна расчетная схема в одной плоскости (см. рис. 8.6, в). Место приложения суммарных проекций сил приводного элемента F_y и F_z зависит от его расположения на шпинделе и может быть:

а) на межопорной части на расстоянии b от передней опоры (см. рис. 8.6, а);

б) на консольной части на расстоянии c от задней опоры (см. рис. 8.6, б);

в) со стороны задней опоры в виде крутящего момента T (см. рис. 8.6, в).

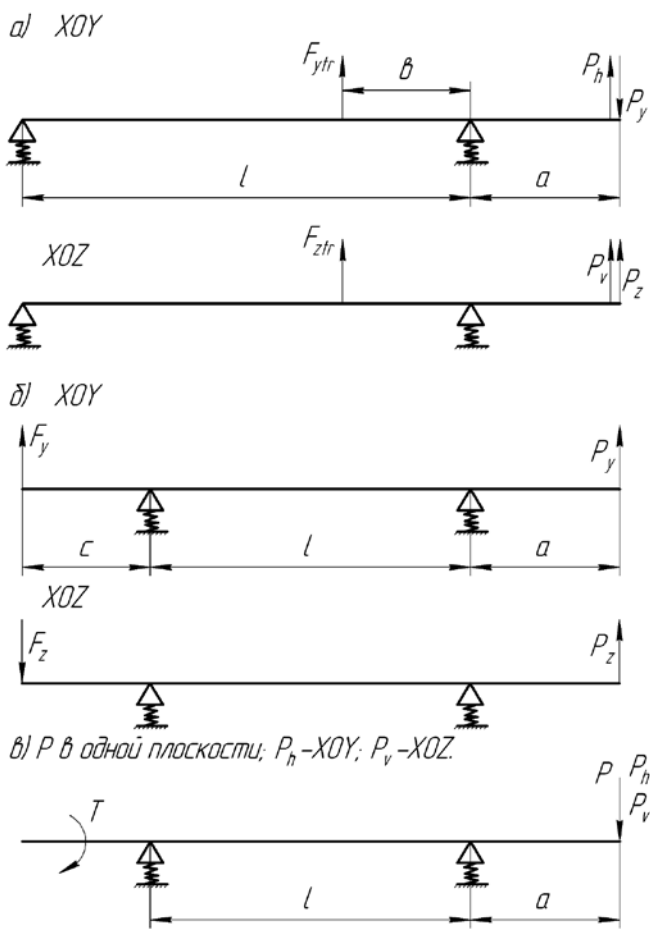


Рис. 8.6. Расчетные схемы шпиндельных узлов на жесткость

Если в передней опоре шпинделя расположено несколько подшипников качения, то в передней опоре появляется защемляющий момент, который учитывается соответствующим коэффициентом защемления ϵ , зависящим от кинематической схемы шпиндельного узла и вида подшипников в опорах:

а) $\epsilon = 0,45-0,65$, схема 1 (см. рис. 8.1), радиальные двухрядные роликовые подшипники в передней и задней опорах и упорные шариковые в передней опоре;

б) $\varepsilon = 0,30-0,45$, схема 2 (см. рис. 8.1), радиально-упорные конические роликовые двухрядные подшипники в передней и однорядные в задней опорах;

в) $\varepsilon = 0,30-0,45$, схема 4 (см. рис. 8.1), радиальные роликовые подшипники в передней и задней опорах и упорно-радиальные шариковые в задней опоре;

г) $\varepsilon = 0,20-0,30$, схема 9 (см. рис. 8.1), комплекты триплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и дуплекс в задней опорах;

д) $\varepsilon = 0,15-0,20$, схема 12 (см. рис. 8.1), комплекты дуплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и задней опорах.

8.9. Расчет шпиндельного узла на жесткость

Расчет шпинделя на жесткость выполняется для шпиндельного узла в целом. Оценка радиальной жесткости производится по величине прогиба переднего конца шпинделя δ как комплексного показателя, происходящего за счет упругой деформации при изгибе консольной и межопорной части собственно шпинделя и деформации (податливости) его опор, и по величине угла поворота упругой линии оси деформированного шпинделя θ в передней опоре. При этом перемещениями, вызванными сдвигом от действия поперечных сил, пренебрегают. В общем случае расчет δ и θ осуществляется в двух плоскостях и определяются их суммарные значения:

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{XY}^2 + \delta_{XZ}^2} \quad \text{и} \quad \theta_{\Sigma} = \sqrt{\theta_{XY}^2 + \theta_{XZ}^2},$$

где δ_{XY} и δ_{XZ} – прогибы переднего конца шпинделя в плоскостях XY и XZ ;

θ_{XY} и θ_{XZ} – углы поворота упругой линии шпинделя в плоскостях XY и XZ .

В зависимости от требуемой точности обработки назначаются допустимые величины прогиба переднего конца $[\delta]$ и угла поворота упругой линии шпинделя $[\theta]$:

$$[\delta] = (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot l, \text{ мм, и } [\theta] = 0,0001 - 0,00015 \text{ рад,}$$

где l – межопорное расстояние шпинделя, мм.

При этом должны выполняться условия жесткости $\delta_{\Sigma} \leq [\delta]$ и $\theta_{\Sigma} \leq [\theta]$.

Расчетные формулы для определения прогиба δ и угла поворота θ имеют различный вид в зависимости от положения приводного элемента на шпинделе. В приведенных ниже формулах учитывается: заземляющий момент в передней опоре (коэффициентом заземления ε) и различные возможные варианты действующих нагрузок на шпиндель, т. е. суммарных проекций сил от приводного элемента F_y, F_z и составляющих сил резания P_y, P_z при токарных и P_v, P_h – при фрезерных операциях (см. рис. 8.5). При этом верхний знак перед силой F соответствует ее одинаковому направлению с силой P , а нижний – условиям их противоположных направлений. Формулы имеют вид:

а) для расчетной схемы шпинделя с приводным звеном в виде его зубчатого колеса (см. рис. 8.5, а и б) на участке между опорами шпинделя (см. рис. 8.6, а)

$$\sigma = P(P_y; P_z); (P_h; P_v) \cdot \left[\frac{a^3}{3E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1-\varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] \pm$$

$$\pm F(-F_y; +F_z); (+F_y; +F_z) \cdot (1-\varepsilon) \cdot \left[\frac{j_B \cdot (l+a) - j_A \cdot (l-b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot (b^3 + 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l)}{3E \cdot J_2 \cdot l} \right];$$

$$\theta = \frac{1}{3E \cdot J_2} \cdot \left[P(P_y; P_z); (P_h; P_v) \cdot a \cdot l \mp F(+F_y; -F_z); (-F_y; -F_z) \cdot \frac{b^3 - 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l}{2l} \right];$$

б) для расчетной схемы шпинделя с приводным звеном в виде шкива ременной передачи (см. рис. 8.5, в) на задней консольной части шпинделя (см. рис. 8.6, б)

$$\delta = P(P_y; P_z) \cdot \left[\frac{a^3}{3E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1-\varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] \pm$$

$$\pm F(+F_y; -F_z) \cdot (1-\varepsilon) \cdot \left[\frac{a \cdot c \cdot l}{6E \cdot J_2} - \frac{j_B \cdot (l+a) \cdot c + j_A \cdot (l+c) \cdot a}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right];$$

$$\theta = \frac{1}{3E \cdot J_2} \cdot \left[P(P_y; P_z) \cdot a \cdot l \pm F(+F_y; -F_z) \cdot \frac{c \cdot l}{2} \right];$$

в) для расчетной схемы шпинделя (см. рис. 8.5, з), разгруженного от действия сил приводного звена (см. рис. 8.6, в):

$$\delta = P; (P_h; P_v) \cdot \left[\frac{a^3}{3E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1-\varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} + \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{G \cdot l \cdot S_2} \right];$$

$$\theta = \frac{P; (P_h; P_v) \cdot a \cdot l}{3E \cdot J_2},$$

где P и $P_y, P_z; P_h, P_v$ – сила резания и составляющие силы резания, Н;

F и F_y, F_z – сила приводного элемента и суммарные проекции радиальной F_r и тангенциальной F_t составляющих сил на оси координат Y и Z , Н;

a – вылет консоли переднего конца шпинделя, мм;

l – расстояние между передней и задней опорами шпинделя, мм;

b и c – расстояния от расположения приводного элемента на межопорной части шпинделя до передней опоры и от расположения приводного элемента на задней консоли до задней опоры, мм;

J_1 и J_2 – средние осевые моменты инерции сечения консоли переднего конца шпинделя и сечения межопорной части шпинделя, мм⁴;

S_1 и S_2 – средние площади сечений переднего конца шпинделя и межопорной части шпинделя, мм²;

j_A и j_B – радиальные жесткости передней и задней опоры шпинделя, Н/мм;

ε – коэффициент защемления в передней опоре шпиндельного узла;

E – модуль упругости материала шпинделя, МПа; $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа;

G – модуль сдвига материала шпинделя, МПа; $G = 0,8 \cdot 10^4$ Н/мм².

8.10. Расчет шпиндельных опор

Выбираются тип и класс точности подшипников и с использованием расчетной схемы шпинделя определяются величины и направление сил, действующих на опоры. Затем рассчитываются эквива-

лентные динамические нагрузки и по каталогу устанавливается динамическая грузоподъемность для выбранного типоразмера подшипников, на основании которых определяется их расчетная долговечность. Расчет подшипников шпиндельных опор имеет особенности, связанные с их работой при переменных режимах нагружения и частотах вращения, а также с необходимостью учета дополнительных нагрузок на подшипники от предварительного натяга и динамических усилий, возникающих в процессе резания. Поэтому долговечность подшипников рассчитывается по приведенной эквивалентной нагрузке, которая определяется на основании эквивалентных нагрузок для различных режимов нагружения. Полученная расчетная долговечность сравнивается с заданной и если оказывается меньше ее, то выбирается подшипник с большей динамической грузоподъемностью.

8.11. Конструирование шпиндельных узлов

Заключительным этапом является конструкторская проработка шпиндельного узла, при этом уточняется конструкция шпинделя, конструируются шпиндельные опоры и осуществляется разработка конструкции шпиндельного узла в целом с оптимизацией компоновки, возможности сборки и регулировки, системы смазки шпиндельных опор и т. д.

8.11.1. Схемы установки подшипников шпиндельных опор

Для предотвращения осевых перемещений шпиндели должны быть зафиксированы в опорах. В зависимости от возможности фиксации шпинделя опоры могут быть:

- а) фиксирующие и плавающие;
- б) по схеме враспор;
- в) по схеме врастяжку.

В фиксирующих опорах осевое перемещение шпинделя ограничивается в обоих направлениях, а в плавающих – не ограничивается. При этом фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении – осевую нагрузку и обычно является передней, а плавающая – только радиальную и чаще является задней опорой.

Применяются также схемы, в которых осевое фиксирование шпинделя происходит в двух опорах. При этом в каждой из них переме-

шение ограничивается в одном направлении и опоры воспринимают радиальную и только в одном направлении – осевую нагрузку. В зависимости от типа, способа установки и регулировки подшипников эти схемы могут быть враспор и врастяжку.

При установке подшипников враспор наружные кольца имеют ограничение перемещения с внешней стороны опоры и регулирование зазора осуществляется при их осевом перемещении.

При установке подшипников в растяжку наружные кольца фиксируются с внутренней стороны опоры, а регулирование зазора и создание предварительного натяга осуществляются одновременно в обеих опорах при осевом перемещении внутренних колец одной регулировочной гайкой.

8.11.2. Способ создания предварительного натяга в подшипниках

Способ создания предварительного натяга в подшипниках назначается в зависимости от их типа:

а) в радиальных цилиндрических двухрядных роликовых подшипниках радиальный натяг регулируется благодаря конической отверстию во внутреннем кольце, при осевом смещении которого относительно конической шейки шпинделя оно упруго деформируется и выбирается радиальный зазор;

б) в радиально-упорных роликовых конических двухрядных подшипниках и упорно-радиальных шариковых двухрядных с углом контакта 60° натяг регулируется благодаря проставочному кольцу между внутренними кольцами. При их осевом смещении ширина проставочного кольца обуславливает величину предварительного натяга между рабочими поверхностями дорожек колец и телами качения;

в) в комплектах радиально-упорных шариковых подшипников зазор и натяг регулируются проставочными втулками между внутренними и наружными кольцами при осевом смещении последних. Соотношение длин распорных втулок обуславливает величину предварительного натяга в зависимости от схемы установки, и, например, при дуплекс О-образной схеме наружная втулка должна быть длиннее внутренней, а при дуплекс Х-образной – наоборот.

8.11.3. Виды смазки подшипников шпиндельных опор

Выбирается вид смазки подшипников шпиндельных опор и тип конструкции уплотнений и т. д. Смазывание шпиндельных подшипников качения может осуществляться с помощью пластичных и жидких смазочных материалов. Методы смазывания пластичным материалом, циркуляционным без охлаждения масла, масляным туманом, масловоздушным или импульсным жидким способом и впрыскиванием с охлаждением масла выбираются исходя из быстроходности шпинделя, его положения, возможной конструкции уплотнений и условий подвода смазочного материала.

Пластичные смазочные материалы применяются при сравнительно невысокой быстроходности шпинделя и если не требуется специальное охлаждение опор. Особенно целесообразно их применять в автономных шпиндельных узлах, не имеющих зубчатых передач, которые обычно смазываются жидким маслом, а также в шпиндельных узлах, расположенных вертикально или наклонно, так как при применении пластичных смазочных материалов уплотнения становятся более простыми.

Жидкие смазочные материалы хорошо отводят тепло от шпиндельных опор, уносят из подшипников продукты изнашивания и на рабочих поверхностях подшипников в зоне контакта обеспечивают образование гидродинамической пленки. Для смазывания шпиндельных опор часто применяется циркуляционное смазывание, при этом масло подается в шпиндельные опоры или в карман, из которого оно попадает в опору. Для циркуляции масла предусматриваются отверстия в корпусе и наружном кольце подшипников. Если два подшипника установлены рядом, то масло необходимо вводить между ними, а при вертикальном положении шпинделя масло подводится к самому верхнему подшипнику. Из опор шпинделя предусматривается свободный слив масла через специальные каналы в корпусе, благодаря чему не допускается застой масла и снижается температура опоры.

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГЛАВНОГО ПРИВОДА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО СВЕРЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА С ЧПУ

9.1. Определение мощности привода и выбор двигателя

Мощность главного привода определяется по формуле

$$N_э = \frac{N_v}{\eta_{п}},$$

где $N_э$ – мощность электродвигателя; кВт;

N_v – эффективная мощность резания; кВт: $N_v = 6$ кВт (по заданию);

$\eta_{п}$ – КПД главного привода; принимается при проектных расчетах;

$$\eta_{п} = 0,70-0,85.$$

$$N_э = \frac{6}{0,70-0,85} = 8,57-7,06 \text{ кВт}.$$

Выбирается регулируемый электродвигатель и его параметры, необходимые для расчета привода:

а) номинальная мощность $N_э = 7,5$ кВт;

б) номинальная частота вращения $n_{эн} = 1000$ мин⁻¹;

в) максимальная частота вращения $n_{э\max} = 4500$ мин⁻¹.

9.2. Кинематический расчет главного привода

9.2.1. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя

Диапазон регулирования частот вращения определяется по формуле

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}},$$

где R_n – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин⁻¹: $n_{\max} = 4000$ мин⁻¹;

n_{\min} – минимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_{\min} = 50 \text{ мин}^{-1}$.

$$R_n = \frac{4000}{50} = 80.$$

9.2.2. Определение диапазона регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности

Диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности $R_{эN}$ определяется по формуле

$$R_{эN} = \frac{n_{э\max}}{n_{эн}},$$

где $n_{эн}$ – номинальная частота вращения электродвигателя: $n_{эн} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;

$n_{э\max}$ – максимальная частота вращения электродвигателя: $n_{э\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$.

$$R_{эN} = \frac{4500}{1000} = 4,5.$$

9.2.3. Определение расчетной частоты вращения шпинделя

Расчетная частота вращения шпинделя определяется из выражения

$$n_{\min} \sqrt[4]{R_n} \leq n_p \leq n_{\min} \sqrt[3]{R_n},$$

где n_{\min} – минимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_{\min} = 50 \text{ мин}^{-1}$;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} ;

R_n – диапазон регулирования частот вращения шпинделя: $R_n = 80$.

$$50 \cdot \sqrt[4]{80} \leq n_p \leq 50 \cdot \sqrt[3]{80};$$

$$150 \leq n_p \leq 215.$$

9.2.4. Округление расчетной частоты вращения шпинделя до стандартного значения

Расчетная частота вращения шпинделя округляется до стандартного значения ряда предпочтительных чисел $n_p = 224 \text{ мин}^{-1}$.

9.2.5. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности R_{nN} определяется по формуле

$$R_{nN} = \frac{n_{\max}}{n_p},$$

где n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_{\max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

n_p – стандартная расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_p = 224 \text{ мин}^{-1}$.

$$R_{nN} = \frac{4000}{224} = 17,86.$$

9.2.6. Расчет диапазона регулирования частот вращения коробки скоростей

Диапазон регулирования частот вращения коробки скоростей R_M определяется по формуле

$$R_M = \frac{R_{nN}}{R_{\omega N}},$$

где R_{nN} и $R_{\omega N}$ – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянной мощности: $R_{nN} = 17,86$ и $R_{\omega N} = 4,5$.

$$R_M = \frac{17,86}{4,5} = 3,97.$$

9.2.7. Определение знаменателя геометрического ряда частот вращения коробки скоростей

Знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей определяется по формуле

$$\varphi_M = z^{-1} \sqrt[z]{R_M},$$

где φ_M – знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей;

z – число диапазонов регулирования коробки скоростей: $z = 2$;

R_M – диапазон регулирования частот вращения коробки скоростей: $R_M = 3,97$.

$$\varphi_M = 2^{-1} \sqrt[2]{3,97} = R_M = 3,97.$$

9.2.8. Округление знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя до стандартного значения

Знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя округляется до стандартного значения ряда предпочтительных чисел т. е.

$$\varphi_M \rightarrow \varphi_{M \text{ ст}} \quad \text{и} \quad \varphi_{M \text{ ст}} = 4,0.$$

9.2.9. Выбор знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых системой ЧПУ

Знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых системой ЧПУ, обычно принимается $\varphi = 1,12$.

9.2.10. Расчет фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности R_{nN}^ϕ определяется по формуле

$$R_{nN}^\phi = R_{эN} \cdot \varphi_M^{z-1},$$

где $R_{эN}$ – диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности: $R_{эN} = 4,5$.

φ_M – знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей: $\varphi_M = 4,0$;

z – число диапазонов регулирования частот вращения шпинделя:
 $z = 2$.

$$R_{nN}^{\Phi} = 4,5 \cdot 4,0^{2-1} = 18.$$

9.2.11. Определение фактической расчетной частоты вращения шпинделя

Фактическая расчетная частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p^{\Phi} = \frac{n_{\max}}{R_{nN}^{\Phi}},$$

где n_p^{Φ} – фактическая расчетная частота вращения шпинделя: мин^{-1} ;
 n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_{\max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$;

R_{nN}^{Φ} – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности: $R_{nN}^{\Phi} = 18$.

$$n_p^{\Phi} = \frac{4000}{18} = 222 \text{ мин}^{-1}.$$

9.2.12. Округление фактической расчетной частоты вращения шпинделя до стандартного значения

Фактическая расчетная частота вращения шпинделя округляется до стандартного значения ряда предпочтительных чисел $n_p \rightarrow n_{p \text{ ст}}$, т. е. $n_p^{\Phi} = 224 \text{ мин}^{-1}$.

9.2.13. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте R_{nT} определяется по формуле

$$R_{nT} = \frac{R_n}{R_{nN}^\Phi},$$

где R_n – диапазон регулирования частот вращения шпинделя: $R_n = 80$;

R_{nN}^Φ – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности: $R_{nN}^\Phi = 18$.

$$R_{nT} = \frac{80}{18} = 4,44.$$

9.2.14. Определение минимальной частоты вращения электродвигателя

Минимальная частота вращения электродвигателя определяется по формуле

$$n_{\text{Э min}} = \frac{n_{\text{Эн}}}{R_{nT}},$$

где $n_{\text{Э min}}$ – минимальная частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ;
 $n_{\text{Эн}}$ – номинальная частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ;
 $n_{\text{Эн}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;

R_{nT} – диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте: $R_{nT} = 4,44$.

$$n_{\text{Э min}} = \frac{1000}{4,44} = 225 \text{ мин}^{-1}.$$

9.2.15. Округление минимальной частоты вращения электродвигателя до стандартного значения

Минимальная частота вращения электродвигателя округляется до стандартного значения ряда предпочтительных чисел $n_{\text{Э min}} \rightarrow n_{\text{Э min ст}}$, т. е. $n_{\text{Э min ст}} = 224 \text{ мин}^{-1}$.

9.2.16. Определение фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте R_{nT}^{Φ} определяется по формуле

$$R_{nT}^{\Phi} = \frac{n_{\text{ЭН}}}{n_{\text{Э min ст}}},$$

где $n_{\text{ЭН}}$ – номинальная частота вращения электродвигателя: $n_{\text{ЭН}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;

$n_{\text{Э min ст}}$ – минимальная частота вращения электродвигателя, округленная до стандартного значения, мин^{-1} : $n_{\text{Э min ст}} = 224 \text{ мин}^{-1}$.

$$R_{nT}^{\Phi} = \frac{1000}{224} = 4,5.$$

9.2.17. Определение фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя R_n^{Φ} определяется по формуле

$$R_n^{\Phi} = R_{nT}^{\Phi} \cdot R_{nN}^{\Phi},$$

где R_{nT}^{Φ} и R_{nN}^{Φ} – фактические диапазоны регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте и постоянной мощности:

$$R_{nT}^{\Phi} = 4,5; R_{nN}^{\Phi} = 18.$$

$$R_n^{\Phi} = 4,5 \cdot 18 = 81.$$

9.2.18. Определение фактической минимальной частоты вращения шпинделя

Фактическая минимальная частота вращения шпинделя

$$n_{\min}^{\phi} = \frac{n_{\max}}{R_n^{\phi}},$$

где n_{\min}^{ϕ} – фактическая минимальная частота вращения шпинделя, мин⁻¹;

n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин⁻¹: $n_{\max} = 4000$ мин⁻¹;

R_n^{ϕ} – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя: $R_n^{\phi} = 81$.

$$n_{\min}^{\phi} = \frac{4000}{81} = 49,4 \text{ мин}^{-1}.$$

9.2.19. Расчет числа делений, изображающих максимальную частоту вращения шпинделя, и частоты вращения электродвигателя

Для определения числа делений, изображающих на графике частот максимальную частоту вращения шпинделя y_{\max} и номинальную $y_{\text{эн}}$ и максимальную $y_{\text{эмакс}}$ частоты электродвигателя, используются формулы

$$y_{\max} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}; \quad y_{\text{эн}} = \frac{\lg(n_{\text{эн}} / n_{\min})}{\lg \varphi}; \quad y_{\text{эмакс}} = \frac{\lg(n_{\text{эмакс}} / n_{\min})}{\lg \varphi},$$

где R_n – диапазон регулирования частот вращения шпинделя: $R_n = 80$;

n_{\min} – минимальная частота вращения шпинделя, мин⁻¹: $n_{\min} = 50$ мин⁻¹;

$n_{\text{эн}}$, $n_{\text{эмакс}}$ – номинальная и максимальная частоты вращения электродвигателя, мин⁻¹: $n_{\text{эн}} = 1000$ мин⁻¹; $n_{\text{эмакс}} = 4500$ мин⁻¹.

$$y_{\max} = \frac{\lg 80}{\lg 1,12} = 38; \quad y_{\text{эн}} = \frac{\lg(1000/50)}{\lg 1,12} = 26;$$

$$y_{\text{э max}} = \frac{\lg(4500/50)}{\lg 1,12} = 38.$$

9.2.20. Определение числа делений, изображающих минимальную частоту вращения электродвигателя

Число делений, изображающих минимальную частоту вращения электродвигателя, определяется по формуле

$$y_{\text{э min}} = \frac{\lg(n_{\text{э min}}^{\phi} / n_{\text{min}}^{\phi})}{\lg \varphi},$$

где $y_{\text{э min}}$ – число делений, изображающих минимальную частоту вращения электродвигателя;

n_{min}^{ϕ} и $n_{\text{э min}}^{\phi}$ – фактические минимальные частоты вращения шпинделя и электродвигателя, мин^{-1} : $n_{\text{min}}^{\phi} = 50 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{э min}}^{\phi} = 224 \text{ мин}^{-1}$;

φ – знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых системой ЧПУ: $\varphi = 1,12$.

$$y_{\text{э min}} = \frac{\lg(224/50)}{\lg 1,12} = 13.$$

9.2.21. Определение числа делений, изображающих знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей $\varphi_{\text{м}}$

Число делений $k_{\varphi_{\text{м}}}$, изображающих знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей $\varphi_{\text{м}}$, определяется по формуле

$$k_{\varphi_{\text{м}}} = \frac{\lg \varphi_{\text{м}}}{\lg \varphi},$$

где $\varphi_{\text{м}}$ и φ – знаменатели геометрического ряда частот вращения шпинделя переключаемых коробкой скоростей и системой ЧПУ: $\varphi_{\text{м}} = 4,0$ и $\varphi = 1,12$.

$$k_{\varphi_M} = \frac{\lg 4,0}{\lg 1,12} = 12.$$

9.2.22. Оптимизация структурной формулы главного привода

Выбирается структурная формула главного привода с одной постоянной передачей $z_{II} = 1$ и с двухступенчатой групповой передачей $z = 2_x$ в виде

$$z = 2 = 1 \cdot 2_{x_0},$$

где x_0 – характеристика основной групповой передачи: $x_0 = 1$ при $\varphi_M = 4,0$ и $x_0 = k_{\varphi_M} = 12$ при $\varphi = 1,12$.

Структурная формула привода с учетом характеристик групповой передачи имеет вид

$$z = 2 = 1 \cdot 2_1; \quad z = 2 = 1 \cdot 2_{12}.$$

9.2.23. Построение графика частот вращения шпинделя

График частот вращения шпинделя (рис. 9.1) строится по разбивке числа $y_{\ominus \min}$ на деления для понижающих передач снижающих частоту вращения электродвигателя от $n_{\ominus \min}$ до n_{\min} шпинделя.

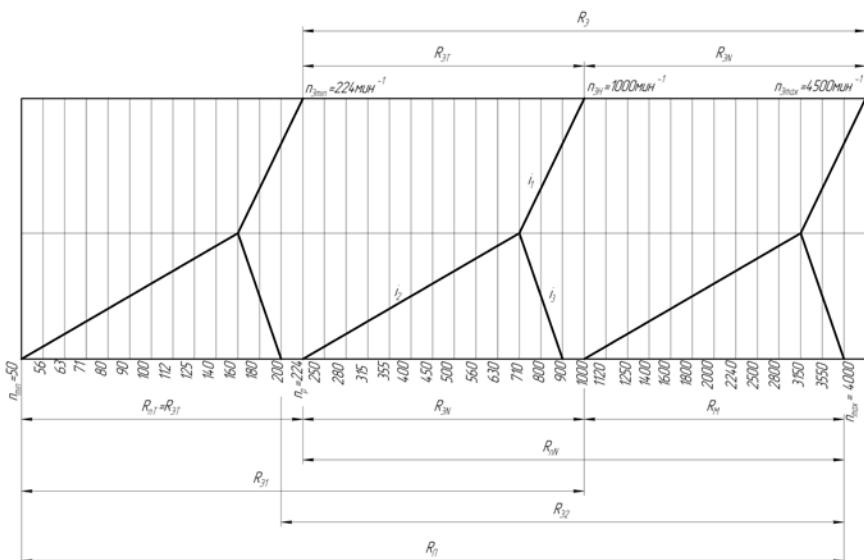


Рис. 9.1. График частот вращения главного привода многоцелевого горизонтального станка

Показатель диапазона регулирования групповой передачи k_i рассчитывается по формуле

$$k_i = x_i \cdot (z_i - 1),$$

где x_i – характеристика групповой передачи, определяющая последовательность переключения групповых передач: $x_0 = k_0 = k_{\varphi_m} = 12$;

z_i – общее число ступеней групповой передачи: $z_i = 2$;

φ – знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых системой ЧПУ: $\varphi = 1, 12$.

Для основной групповой передачи при $z = 2$ показатель диапазона регулирования соответственно $k_0 = 12(2-1) = 12$.

Показатель диапазона регулирования групповой передачи ограничивается условием $R_i = \varphi^{k_i} \leq 8$, а передаточные отношения должны быть в пределах $\frac{1}{4} \leq \varphi^{-m} = i = \varphi^{+m} \leq 2$ поэтому при $\varphi = 1, 12$ допускаются значения $k_{\max} \leq 18$, а делений перекрываемых лучами на графике частот для повышающих и понижающих передач соответ-

ственно $+m \leq 6$ и $|-m| \leq 12$. Фактически при $k_0 = 12$ значения $+m$ и $|-m|$ могут приниматься:

$$+m \quad 6; 5; 4; 3; 2; 1; 0.$$

$$|-m| \quad 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12.$$

При $k_0 = 12$ принимается, например, вариант $+m = 2$ и $|-m| = 10$, тогда выражение разбивки числа $y_{\text{э min}} = 13$ на число делений для по-стоянной (п/п) и групповой передач ($z = 2_1, z = 2_{12}$) может иметь вид

$$y_{\text{э min}} = 13 = 3 + 10 \\ \text{п/п} \quad 2_1(2_{12}).$$

9.2.24. Определение передаточных отношений и чисел передач

При подборе чисел зубьев по таблицам используются передаточные отношения для повышающих передач и передаточные числа – для понижающих.

Передаточные отношения и числа рассчитываются с помощью полученного графика частот (см. рис. 9.1) по следующим формулам:

$$i_j = \varphi^{\pm m_j}; \quad u_j = \frac{1}{i_j} = \frac{1}{\varphi^{\pm m_j}},$$

где i_j – передаточное отношение передач;

φ – знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя: $\varphi = 1,12$;

$\pm m_j$ – число делений, перекрываемых лучом, изображающим соответственно, повышающие и понижающие передачи (знак «плюс» ставится для повышающих передач, а «минус» – когда передача понижающая);

u_j – передаточное число передач;

Из графика частот следует, что $m_0 = -3$; $m_1 = -10$; $m_2 = 2$, и соответственно передаточные отношения и числа будут:

$$i_0 = \varphi^{-3} = 1,12^{-3} = \frac{1}{1,12^3} = \frac{1}{1,41} = 0,71;$$

$$u_0 = \frac{1}{i_0} = \frac{1}{\varphi^{-3}} = \varphi^3 = 1,12^3 = 1,41;$$

$$i_1 = \varphi^{-10} = 1,12^{-10} = \frac{1}{1,12^{10}} = \frac{1}{3,16} = 0,32;$$

$$u_1 = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{\varphi^{-10}} = \varphi^{10} = 1,12^{10} = 3,16;$$

$$i_2 = \varphi^2 = 1,12^2 = 1,26;$$

$$u_2 = \frac{1}{i_2} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,12^2} = \frac{1}{1,26} = 0,79.$$

9.2.25. Определение чисел зубьев зубчатых колёс

Числа зубьев колес определяются табличным методом исходя из принятой суммы чисел зубьев Σz ведущего и ведомого колес каждой групповой передачи. По передаточному числу u_j для понижающей передачи и по передаточному отношению i_j для повышающей по таблице выбираются числа зубьев меньшего колеса передачи, т. е. ведущего колеса для понижающей передачи и ведомого – для повышающей.

Для постоянной передачи с передаточным числом $u_0 = 1,41$ принимается суммарное число зубьев колес, равное $\Sigma z_1 = 96$ зубьев. По таблице выбирается число зубьев колеса z_1 при $\Sigma z_1 = 96$ и $u_0 = 1,41$ и рассчитывается число зубьев z_2 :

$$z_1 = 40; \quad z_2 = \Sigma z_1 - z_1 = 96 - 40 = 56.$$

Для групповой передачи с передаточным числом $u_1 = 3,16$ для понижающей передачи и с передаточным отношением $i_2 = 1,26$ для

повышающей передачи принимается суммарное число зубьев колес, равное $\Sigma z_2 = 99$ зубьев. По таблице выбираются числа зубьев меньших колес z_3 и z_6 при $\Sigma z_2 = 99$ и рассчитываются числа зубьев z_4 и z_5 :

$$z_3 = 24; \quad z_4 = \Sigma z_2 - z_3 = 99 - 24 = 75;$$

$$z_6 = 44; \quad z_5 = \Sigma z_2 - z_6 = 99 - 44 = 55.$$

По известным числам зубьев колес строится кинематическая схема привода.

9.3. Описание кинематической схемы главного привода станка

Главный привод многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка (рис. 9.2) состоит из регулируемого электродвигателя М, двухступенчатой коробки скоростей КС и шпиндельного узла ШУ. В соответствии с кинематической схемой шпиндельной бабки вращение с вала электродвигателя М передается через муфту с упругим элементом *l* на вал I коробки скоростей.

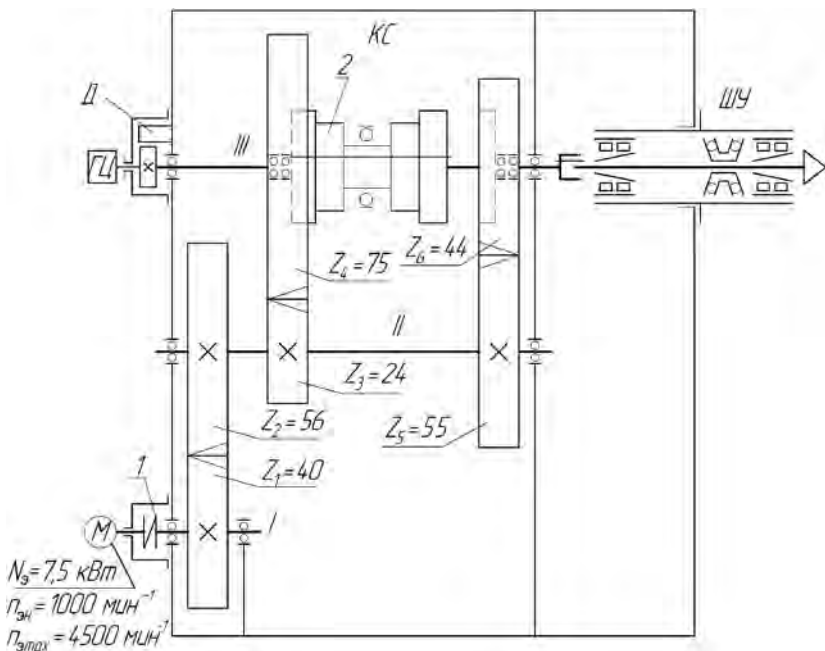


Рис. 9.2. Кинематическая схема шпиндельной бабки с автономным шпиндельным узлом многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного горизонтального станка

С вала I вращение передается на вал II коробки скоростей через косозубую передачу z_1-z_2 и далее на вал III – через косозубые передачи z_3-z_4 или z_5-z_6 , в зависимости от включения левого или правого положения двухсторонней зубчатой муфты 2, и затем – на шпиндель через шлицевое соединение.

Коробка скоростей двухступенчатая, имеет косозубые передачи для повышения плавности вращения и переключается зубчатой муфтой 2.

Конечные звенья: электродвигатель М → шпиндель.

Расчетные перемещения: $n_э$, мин⁻¹, электродвигателя М → $n_ш$, мин⁻¹, шпинделя.

Уравнение кинематического баланса

$$(n_{э \min} - n_{э \max}) \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \left(\frac{z_5}{z_6}\right) = n_{\min} - n_{\max},$$

где $n_{\text{э min}}$, $n_{\text{э max}}$ – минимальная и максимальная частоты вращения электродвигателя, мин^{-1} : $n_{\text{э min}} = 224 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\text{э max}} = 4500 \text{ мин}^{-1}$;

$z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$ – числа зубьев зубчатых колес: $z_1 = 40, z_2 = 56, z_3 = 24, z_4 = 75, z_5 = 55, z_6 = 44$;

n_{min} и n_{max} – минимальная и максимальная частоты вращения шпинделя при соответствующих диапазонах регулирования частот, мин^{-1} .

$$(224 - 4500) \cdot \frac{40}{56} \cdot \frac{24}{75} \cdot \left(\frac{55}{44}\right) = (50 - 1000); (200 - 4000) \text{ мин}^{-1}.$$

9.4. Расчет крутящих моментов на валах и шпинделе

9.4.1. Расчет крутящего момента на валу электродвигателя

Крутящий момент на валу электродвигателя рассчитывается по формуле

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3}{n_{\text{эн}}},$$

где T_3 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м;

N_3 – мощность электродвигателя, кВт: $N_3 = 7,5 \text{ кВт}$;

$n_{\text{эн}}$ – номинальная частота вращения электродвигателя, мин^{-1} :
 $n_{\text{эн}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{7,5}{1000} = 71,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.4.2. Расчет крутящего момента на валах привода

Крутящий момент на валах привода рассчитывается по формуле

$$T_j = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_{\text{эj}}}{n_{\text{pj}}},$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт: $N_3 = 7,5$ кВт;

$\eta_{э1}$ – КПД участка привода от электродвигателя до соответствующего вала;

$n_{р1}$ – расчетная частота вращения соответствующего вала, принимается по графику частот, мин^{-1} .

9.4.3. Расчет крутящего момента на первом валу привода

Крутящий момент на первом валу привода рассчитывается по формуле

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_{э1}}{n_{р1}},$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт: $N_3 = 7,5$ кВт;

$\eta_{э1}$ – КПД участка привода от электродвигателя до первого вала;

$n_{р1}$ – расчетная частота вращения первого вала; принимаемая по графику частот: $n_{р1} = 1000$ мин^{-1} .

КПД участка привода до первого вала рассчитывается по формуле

$$\eta_{э1} = \eta_m \cdot \eta_n,$$

где η_m – КПД муфты: $\eta_m = 0,98$;

η_n – КПД подшипников: $\eta_n = 0,99$;

$$\eta_{э1} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97.$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,97}{1000} = 69,48 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.4.4. Расчет крутящего момента на втором валу привода

Крутящий момент на втором валу привода рассчитывается по формуле

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_{э2}}{n_{р2}},$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт: $N_3 = 7,5$ кВт;

$\eta_{э2}$ – КПД участка привода от электродвигателя до второго вала;

n_{p2} – расчетная частота вращения второго вала, принимаемая по графику частот: $n_{p2} = 710$ мин⁻¹.

КПД участка привода до второго вала рассчитывается по формуле

$$\eta_{э2} = \eta_m \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_{зп},$$

где η_m – КПД муфты: $\eta_m = 0,98$;

$\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи: $\eta_{зп} = 0,98$;

η_n – КПД подшипников: $\eta_n = 0,99$;

$\eta_{э2} = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,94$.

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,94}{710} = 94,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.4.5. Расчет крутящего момента на шпинделе

Крутящий момент на третьем валу и шпинделе рассчитывается по формуле

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_{э3}}{n_{p3}},$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт; $N_3 = 7,5$ кВт;

$\eta_{э3}$ – КПД участка привода от электродвигателя до третьего вала;

n_{p3} – расчетная частота вращения третьего вала, принимается по графику частот, $n_{p3} = 224$ мин⁻¹.

КПД участка привода до третьего вала рассчитывается по формуле

$$\eta_{э2} = \eta_m \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_{зп}^2,$$

где η_m – КПД муфты: $\eta_m = 0,98$;

$\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи: $\eta_{зп} = 0,98$;

η_n – КПД подшипников: $\eta_n = 0,99$;

$\eta_{э2} = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98^2 = 0,91$.

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{7,5 \cdot 0,91}{224} = 290,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.5. Проектный и проверочный расчеты зубчатых передач

9.5.1. Расчет цилиндрической косозубой постоянной передачи z_1-z_2

9.5.1.1. Исходные данные

1. Расчетный крутящий момент на первом валу привода $T_1 = 69,48 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
2. Число зубьев шестерни $z_1 = 40$.
3. Число зубьев колеса $z_2 = 56$.
4. Передаточное число передачи $u_0 = 1,41$.

9.5.1.2. Выбор материала зубчатых колес и вида термической обработки

В качестве материала для зубчатых колес назначается сталь 40Х, которая отвечает обходимым техническим и эксплуатационным требованиям. В качестве термической обработки выбирается закалка с нагревом ТВЧ, позволяющая получить твердость зубьев 48–52 HRC₃.

9.5.1.3. Проектный расчет косозубой постоянной передачи z_1-z_2 на контактную выносливость зубьев

Диаметр начальной окружности шестерни z_1 рассчитывается по формуле

$$d_{w1} \geq K_d \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP1}^2} \cdot \frac{u_0 + 1}{u_0}}, \text{ мм},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; для косозубых передач $K_d = 680$;

T_1 – расчетный крутящий момент на первом валу привода, Н·м:
 $T_1 = 69,48 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

K_H – коэффициент нагрузки для шестерни равный 1,3–1,5; принимается $K_H = 1,5$;

u_0 – передаточное число передачи: $u_0 = 1,41$;

Ψ_{bd} – отношение рабочей ширины венца передачи к начальному диаметру шестерни: $\Psi_{bd} = 0,2-0,4$;

σ_{HP1} – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Допускаемое контактное напряжение для косозубых передач рассчитывается по формуле

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Hlimb1} – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений: $\sigma_{Hlimb1} = 1050$ МПа;

S_H – коэффициент безопасности: $S_H = 1,2$.

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} = 787,5 \text{ МПа.}$$

Коэффициент отношения рабочей ширины венца передачи к начальному диаметру шестерни может приниматься в пределах $0,2 \leq \psi_{bd} \leq 0,4$ или определяться по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{bm}}{z_1},$$

где ψ_{bd} – отношение рабочей ширины венца передачи к начальному диаметру шестерни;

ψ_{bm} – отношение рабочей ширины венца передачи к модулю:

$\psi_{bm} = 6-10$; принимается, например, $\psi_{bm} = 8$;

z_1 – число зубьев шестерни: $z_1 = 40$.

$$\psi_{bd} = \frac{8}{40} = 0,20.$$

Полученное значение отношения рабочей ширины венца передачи к начальному диаметру шестерни $\psi_{bd} = 0,2$ и находится в допустимых пределах, т. е.

$$0,2 = \psi_{bd} = 0,2 < 0,4.$$

Таким образом, диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{w1} \geq 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{69,48 \cdot 1,5}{0,20 \cdot 787,5^2} \cdot \frac{1,41+1}{1,41}} = 76,72 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль передачи определяется из условия расчета на контактную выносливость зубьев по рассчитанному значению диаметра начальной окружности шестерни по формуле

$$m_{n1} \geq \frac{d_{w1} \cdot \cos \beta}{z_1}, \text{ мм,}$$

где d_{w1} – диаметр начальной окружности шестерни, мм: $d_{w1} = 76,72$ мм;

β – угол наклона зубьев, град: $\beta = 8-16^\circ$, принимается $\beta = 11^\circ$;

z_1 – число зубьев шестерни: $z_1 = 40$.

$$m_{n1} \geq \frac{76,72 \cdot \cos 11^\circ}{40} = 1,9 \text{ мм.}$$

9.5.1.4. Проектный расчёт косозубой постоянной передачи z_1-z_2 на выносливость зубьев при изгибе

Нормальный модуль передачи при проектном расчете зубьев на изгибную выносливость рассчитывается по формуле

$$m_{n1} \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot \sigma_{FP1}}}, \text{ мм,}$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, зависящий от коэффициента осевого перекрытия: $K_m = 12$;

T_1 – расчетный крутящий момент на первом валу привода, Н·м: $T_1 = 69,48$ Н·м;

K_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_F = 1,5$;

Y_{F1} – коэффициент, учитывающий форму зуба: $Y_{F1} = 3,9$;
 z_1 – число зубьев шестерни: $z_1 = 40$;
 ψ_{bm} – значение отношения рабочей ширины венца передачи к модулю;
 $\psi_{bm} = 6-10$; принято $\psi_{bm} = 8$;
 σ_{FP1} – допускаемое напряжение зубьев при изгибе, МПа.
 Допускаемое напряжение зубьев при изгибе рассчитывается по формуле

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot \sigma_{Flimb1} \cdot K_{FL}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Flimb1} – предел выносливости материала зубьев, МПа: $\sigma_{Flimb1} = 500$ МПа;

K_{FL} – коэффициент режима нагрузки и долговечности: $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot 500 \cdot 1 = 200 \text{ МПа.}$$

Таким образом, нормальный модуль передачи при проектном расчете зубьев на изгибную выносливость

$$m_{n1} \geq 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{69,48 \cdot 1,5 \cdot 3,9}{40 \cdot 8 \cdot 200}} = 2,2 \text{ мм.}$$

9.5.1.5. Определение нормального модуля косозубой постоянной передачи z_1-z_2

По контактной выносливости нормальный модуль передачи должен быть $m_{n1} \geq 1,9$ мм, а по выносливости зубьев при изгибе $m_{n1} \geq 2,2$ мм, тогда следует принимать стандартное большее значение нормального модуля $m_{n1} = 2,5$ мм или из конструктивных соображений можно выбрать $m_{n1} = 3,0$ мм.

9.5.1.6. Расчет геометрических параметров косозубой постоянной передачи

Геометрические параметры косозубой передачи определяются по формулам:

1. Делительные диаметры шестерни z_1 и колеса z_2

$$d_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_1 = \frac{3 \cdot 40}{\cos 11^\circ} = 122,25 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{3 \cdot 56}{\cos 11^\circ} = 171,14 \text{ мм}.$$

2. Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_{n1}; \quad d_{a1} = 122,25 + 2 \cdot 3 = 128,25 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_{n1}; \quad d_{a2} = 171,14 + 2 \cdot 3 = 177,14 \text{ мм}.$$

3. Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_{n1}; \quad d_{f1} = 122,25 - 2,5 \cdot 3 = 114,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_{n1}; \quad d_{f2} = 171,14 - 2,5 \cdot 3 = 163,64 \text{ мм}.$$

4. Межосевое расстояние:

$$a_{w1} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2);$$

$$a_{w1} = 0,5 \cdot (122,25 + 171,14) = 146,7 \text{ мм}.$$

5. Ширина зубчатого венца:

$$b_{w1} = b_{w2} = \frac{\Psi_{bm} \cdot m_{n1}}{\cos \beta};$$

$$b_{w1} = b_{w2} = \frac{8 \cdot 3}{\cos 11^\circ} = 24,5 \text{ мм}.$$

Результаты вычислений сводятся в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Геометрические параметры постоянной косозубой передачи z_1-z_2

<i>Наименование параметра</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Значение</i>
1. Передаточное число	u_0	1,41
2. Модуль нормальный, мм	m_{n1}	3
3. Число зубьев шестерни	z_1	40
4. Число зубьев колеса	z_2	56
5. Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	122,25
6. Делительный диаметр колеса, мм	d_2	171,14
7. Диаметр окружности вершин зубьев шестерни, мм	d_{a1}	128,25
8. Диаметр окружности вершин зубьев колеса, мм	d_{a2}	177,14
9. Диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм	d_{f1}	114,75
10. Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	d_{f2}	163,64
11. Угол наклона зубьев, градус	β	11
12. Межосевое расстояние, мм	a_w	146,7
13. Ширина зубчатого венца, мм	b_w	25

9.5.1.7. Проверочный расчёт цилиндрической косозубой постоянной передачи z_1-z_2 на контактную выносливость зубьев

1. Удельная расчетная окружная сила рассчитывается по формуле

$$W_{H\beta} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w1} \cdot d_1} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \text{ Н/мм,}$$

где T_1 – расчетный крутящий момент на первом валу привода, Н·м:
 $T_1 = 69,48$ Н·м;

b_{w1} – ширина зубчатого венца, мм: $b_{w1} = 25$ мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм: $d_1 = 122,25$ мм;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении:
 $K_{HV} = 1,25$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_{H\beta} = 1,1$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями:
 $K_{H\alpha} = 1,0$.

$$W_{Ht1} = \frac{2000 \cdot 69,48}{25 \cdot 122,25} \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 62,5 \text{ Н/мм.}$$

2. Расчетное контактное напряжение определяется по выражению

$$\sigma_{H1} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht1}}{d_{w1}} \cdot \frac{u_0 + 1}{u_0}}, \text{ МПа,}$$

где W_{Ht1} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм: $W_{Ht1} = 62,5$ Н/мм;

d_{w1} – диаметр начальной окружности шестерни, мм: $d_{w1} = 122,25$ мм;

u_0 – передаточное число передачи: $u_0 = 1,41$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления: $Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta = 1,77 \cdot \cos 11^\circ = 1,74$;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных поверхностей зубьев: $Z_M = 275$ МПа;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, зависящий от коэффициента торцового перекрытия:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,71}} = 0,76;$$

ε_a – коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta,$$

где z_1 – число зубьев шестерни: $z_1 = 40$;

z_2 – число зубьев колеса: $z_2 = 56$;

β – угол наклона зубьев, градус: $\beta = 11^\circ$.

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{40} + \frac{1}{56} \right) \right] \cdot \cos 11 = 1,71.$$

Тогда расчетное контактное напряжение

$$\sigma_{H1} = 1,74 \cdot 275 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{62,5}{122,25} \cdot \frac{1,41+1}{1,41}} = 340,0 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое контактное напряжение для передач рассчитывается по формуле

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{HX} \cdot K_{HL}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Hlimb1} – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа: $\sigma_{Hlimb} = 1050$ МПа;

S_H – коэффициент безопасности: $S_H = 1,2$;

Z_R – коэффициент, учитывающий параметр шероховатости сопряжённых поверхностей зубьев: $Z_R = 1$;

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость: $Z_V = 1,06$;

K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки: $K_L = 1$;

K_{HX} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса: $K_{HX} = 1$;

K_{HL} – коэффициент режима нагружения и долговечности: $K_{HL} = 1$.

$$\sigma_{HP1} = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 927,5 \text{ МПа.}$$

4. Поскольку условие $\sigma_{H1} \leq \sigma_{HP1}$ обеспечивается, т. е. $340,0 \text{ МПа} \leq 927,5 \text{ МПа}$, то условие прочности косозубой постоянной передачи по контактным напряжениям выполняется.

9.5.1.8. Проверочный расчет цилиндрической косозубой постоянной передачи z_1-z_2 по напряжениям изгиба

1. Удельная расчетная окружная сила рассчитывается по формуле

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w1} \cdot d_1} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \text{ Н/мм,}$$

где T_1 – расчетный крутящий момент на первом валу привода, Н·м:
 $T_1 = 69,48 \text{ Н·м}$;

b_{w1} – ширина зубчатого венца, мм: $b_{w1} = 25 \text{ мм}$;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм: $d_1 = 122,25 \text{ мм}$;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении: $K_{FV} = 1,15$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_{F\beta} = 1,2$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент распределение нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1,0$;

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot 69,48}{25 \cdot 122,25} \cdot 1,15 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 62,75 \text{ Н/мм.}$$

2. Расчетное напряжение изгиба зубьев рассчитывается по формуле

$$\sigma_{F1} = \frac{W_{Ft1}}{m_{n1}} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \text{ МПа,}$$

где W_{Ft1} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм: $W_{Ft1} = 62,75 \text{ Н/мм}$;

m_{n1} – нормальный модуль постоянной передачи, мм: $m_{n1} = 3,0 \text{ мм}$;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба: $Y_F = 3,75$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев: $Y_\varepsilon = 1$;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \beta/140,$$

где β – угол наклона зубьев, градус: $\beta = 11^{\circ}$.

$$Y_{\beta} = 1 - 11/140 = 0,92.$$

Тогда расчетное напряжение изгиба зубьев

$$\sigma_{F1} = \frac{62,75}{3} \cdot 3,75 \cdot 1 \cdot 0,92 = 72,2 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое напряжение при расчете зубьев на выносливость при изгибе рассчитывается по формуле

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\text{lim}b1}}{S_F} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fx} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot Y_R, \text{ МПа,}$$

где $\sigma_{F\text{lim}b1}$ – предел выносливости материала зубьев, МПа: $\sigma_{F\text{lim}b1} = 500$ МПа;

S_F – коэффициент безопасности: $S_F = 1,75$;

K_{Fg} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зубьев: $K_{Fg} = 1,1$;

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий влияние упрочнения переходной поверхности зубьев в результате механической обработки: $K_{Fa} = 1,3$;

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий особенности работы зубьев при передаче реверсивной нагрузки: $K_{Fc} = 0,7$;

K_{Fx} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса: $K_{Fx} = 1$;

K_{FL} – коэффициент режима нагружения и долговечности: $K_{FL} = 1$;

Y_R – коэффициент, учитывающий параметры шероховатости переходной поверхности зубьев: $Y_R = 1,2$;

Y_S – коэффициент, учитывающий чувствительность материала зубьев к концентрации напряжений у основания зуба:

$$Y_S = 1,1 \cdot m_{n1}^{-0,09} = 1,1 \cdot 3^{-0,09} = 0,996.$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{500}{1,75} \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,996 \cdot 1,2 = 341,8 \text{ МПа.}$$

4. Поскольку обеспечивается условие $\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}$, т. е. $72,2 \text{ МПа} \leq 341,8 \text{ МПа}$, то условие прочности косозубой постоянной передачи по напряжениям изгиба выполняется.

9.5.2. Проектный расчёт цилиндрических косозубых передач z_3-z_4 и z_5-z_6 групповой передачи

9.5.2.1. Исходные данные

Производится расчет наиболее нагруженной передачи z_3-z_4 по следующим исходным данным:

1. Расчетный крутящий момент на первом валу привода $T_2 = 94,83 \text{ Н} \cdot \text{м}$.
2. Число зубьев шестерни $z_3 = 24$.
3. Число зубьев колеса $z_4 = 75$.
4. Передаточное число $u_1 = 3,16$.

9.5.2.2. Выбор материала зубчатых колес и вида термической обработки

В качестве материала для зубчатых колес выбирается сталь 40Х, которая отвечает необходимым техническим и эксплуатационным требованиям, и принимается термическая обработка – закалка с нагревом ТВЧ, позволяющая получить твердость зубьев 48–52 HRC₃.

9.5.2.3. Проектный расчёт косозубой передачи z_3-z_4 групповой передачи на контактную выносливость зубьев

Диаметр начальной окружности шестерни z_3 рассчитывается по формуле

$$d_{w3} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP3}^2} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}}, \text{ мм},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; для косозубых передач $K_d = 680$;

T_2 – расчетный крутящий момент на втором валу привода, Н·м;
 $T_2 = 94,83 \text{ Н·м}$;

K_H – коэффициент нагрузки для шестерни равный 1,3–1,5; принимается $K_H = 1,3$;

u_1 – передаточное число наиболее нагруженной передачи: $u_1 = 3,16$;

ψ_{bd} – значение отношения рабочей ширины венца передачи к начальному диаметру шестерни: $\psi_{bd} = 0,2\text{--}0,4$;

σ_{HP3} – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Допускаемое контактное напряжение для косозубых передач

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb3}}{S_H}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Hlimb3} – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа: $\sigma_{Hlimb3} = 1050 \text{ МПа}$;

S_H – коэффициент безопасности: $S_H = 1,2$.

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} = 787,5 \text{ МПа.}$$

Коэффициент отношения рабочей ширины венца к начальному диаметру шестерни определяется по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{bm}}{z_3},$$

где ψ_{bd} – значение отношения рабочей ширины венца к начальному диаметру шестерни: $\psi_{bd} = 0,2\text{--}0,4$;

ψ_{bm} – значение отношения рабочей ширины венца шестерни к модулю: $\psi_{bm} = 6\text{--}10$; принимается $\psi_{bm} = 9$;

z_3 – число зубьев шестерни: $z_3 = 24$.

$$\psi_{bd} = \frac{9}{24} = 0,375.$$

Полученное значение отношения рабочей ширины венца к начальному диаметру шестерни $\psi_{bd} = 0,375$ удовлетворяет допустимым значениям

$$0,2 < \psi_{bd} = 0,375 < 0,4.$$

Таким образом, диаметр начальной окружности шестерни z_3

$$d_{w3} \geq 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{94,83 \cdot 1,3}{0,375 \cdot 787,5^2} \cdot \frac{3,16 + 1}{3,16}} = 60,32 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль передачи при рассчитанном значении диаметра начальной окружности шестерни z_3 рассчитывается по формуле

$$m_{n2} \geq \frac{d_{w3} \cdot \cos \beta}{z_3}, \text{ мм,}$$

где d_{w3} – диаметр начальной окружности шестерни, мм: $d_{w3} = 60,32$ мм;

β – угол наклона зубьев, градус: $\beta = 8-16^\circ$, принимается $\beta = 11^\circ$;

z_3 – число зубьев шестерни: $z_3 = 24$.

$$m_{n2} \geq \frac{60,32 \cdot \cos 11^\circ}{24} = 2,47 \text{ мм.}$$

9.5.2.4. Проектный расчет косозубых передач z_3-z_4 групповой передачи на выносливость зубьев при изгибе

Нормальный модуль передачи при проектном расчете зубьев на изгибную выносливость рассчитывается по формуле

$$m_{n2} \geq k_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_F \cdot Y_{F3}}{z_3 \cdot \Psi_{bm} \cdot \sigma_{FP3}}}, \text{ мм,}$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, зависящий от коэффициента осевого перекрытия: $K_m = 12$;

T_2 – расчетный крутящий момент на втором валу привода, Н·м: $T_2 = 94,83$ Н·м;

K_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_F = 1,3$;

Y_{F3} – коэффициент, учитывающий форму зуба: $Y_{F3} = 4,1$;

z_3 – число зубьев шестерни: $z_3 = 24$;

ψ_{bm} – значение отношения рабочей ширины венца передачи к модулю: $\psi_{bm} = 6-10$; принимается $\psi_{bm} = 9$;

σ_{FP3} – допускаемое напряжение зубьев при изгибе, МПа.

Допускаемое напряжение зубьев при изгибе рассчитывается по формуле

$$\sigma_{FP3} = 0,4 \cdot \sigma_{Flimb3} \cdot K_{FL}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Flimb3} – предел выносливости материала зубьев, МПа: $\sigma_{Flimb3} = 500$ МПа;

K_{FL} – коэффициент режима нагрузки и долговечности: $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{FP3} = 0,4 \cdot 500 \cdot 1 = 200 \text{ МПа.}$$

Таким образом, нормальный модуль передачи при проектном расчете зубьев на изгибающую выносливость

$$m_{n2} \geq 12 \cdot 3 \sqrt{\frac{94,83 \cdot 1,3 \cdot 4,1}{24 \cdot 9 \cdot 200}} = 2,73 \text{ мм.}$$

9.5.2.5. Определение нормального модуля косозубых передач групповой передачи

По контактной выносливости нормальный модуль передачи $m_{n2} = 2,47$ мм, а по выносливости зубьев при изгибе – $m_{n2} = 2,73$ мм принимается стандартное большее значение нормального модуля $m_{n2} = 3,0$ мм.

9.5.2.6. Расчет геометрических параметров косозубых передач z_3-z_4 и z_5-z_6 групповой передачи

Расчет геометрических параметров косозубых z_3-z_4 и z_5-z_6 передач проводится по формулам:

1. Делительные диаметры зубчатых колес z_3-z_4 и z_5-z_6 :

$$d_3 = \frac{m_{n2} \cdot z_3}{\cos \beta}; \quad d_3 = \frac{3 \cdot 24}{\cos 11^\circ} = 73,35 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{m_{n2} \cdot z_4}{\cos \beta}; \quad d_4 = \frac{3 \cdot 75}{\cos 11^\circ} = 229,21 \text{ мм};$$

$$d_5 = \frac{m_{n2} \cdot z_5}{\cos \beta}; \quad d_5 = \frac{3 \cdot 55}{\cos 11^\circ} = 168,09 \text{ мм};$$

$$d_6 = \frac{m_{n2} \cdot z_6}{\cos \beta}; \quad d_6 = \frac{3 \cdot 44}{\cos 11^\circ} = 134,47 \text{ мм}.$$

2. Диаметры окружностей вершин зубьев колес z_3 – z_4 и z_5 – z_6 :

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_{n2}; \quad d_{a3} = 73,32 + 2 \cdot 3 = 79,35 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_{n2}; \quad d_{a4} = 229,21 + 2 \cdot 3 = 235,21 \text{ мм};$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_{n2}; \quad d_{a5} = 168,09 + 2 \cdot 3 = 174,09 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_{n2}; \quad d_{a6} = 134,47 + 2 \cdot 3 = 140,47 \text{ мм}.$$

3. Диаметры окружностей впадин зубьев колес z_3 – z_4 и z_5 – z_6 :

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_{n2}; \quad d_{f3} = 73,35 - 2,5 \cdot 3 = 65,85 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_{n2}; \quad d_{f4} = 229,21 - 2,5 \cdot 3 = 221,71 \text{ мм};$$

$$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot m_{n2}; \quad d_{f5} = 168,09 - 2,5 \cdot 3 = 160,59 \text{ мм};$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5 \cdot m_{n2}; \quad d_{f6} = 134,47 - 2,5 \cdot 3 = 126,97 \text{ мм}.$$

4. Межосевое расстояние

$$a_{w2} = a_{w3} = 0,5 \cdot (d_3 + d_4) = 0,5(d_5 + d_6);$$

$$a_{w2} = 0,5 \cdot (73,35 + 229,21) = 151,28 \text{ мм}.$$

5. Ширина зубчатого венца колес

$$b_{w3} = b_{w4} = b_{w5} = b_{w6} = \frac{\Psi_{bm} \cdot m_{n2}}{\cos \beta};$$

$$b_{w3} = b_{w4} = b_{w5} = b_{w6} = \frac{9 \cdot 3}{\cos 11^\circ} = 27,5 \text{ мм.}$$

Результаты вычислений сводятся в табл. 9.2

Таблица 9.2

Геометрические параметры косозубых передач z_3-z_4 и z_5-z_6

<i>Наименование параметра</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Значение</i>
1. Передаточное число и отношение	u_1	3,16
	i_2	1,26
2. Модуль нормальный, мм	m_{n2}	3
3. Число зубьев колес	z_3	24
	z_4	75
	z_5	55
	z_6	44
4. Делительный диаметр колес, мм	d_3	73,35
	d_4	229,21
	d_5	168,09
	d_6	134,47
6. Диаметр окружности вершин зубьев колес, мм	d_{a3}	79,35
	d_{a4}	235,21
	d_{a5}	174,09
	d_{a6}	140,47
7. Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	d_{f3}	65,85
	d_{f4}	221,71
	d_{f5}	160,59
	d_{f6}	126,97

8. Угол наклона зубьев, градус	β	11
9. Межосевое расстояние, мм	a_{w2} a_{w3}	151,28
10. Ширина зубчатого венца колес, мм	b_{w2} b_{w3}	30

9.5.2.7. Проверочный расчет цилиндрической косозубой передачи z_3-z_4 групповой ступени на контактную выносливость зубьев

1. Удельная расчетная окружная сила рассчитывается по формуле

$$W_{Ht3} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_{w3} \cdot d_3} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \text{ Н/мм},$$

где T_2 – расчетный крутящий момент на втором валу привода, Н·м:
 $T_2 = 93,83 \text{ Н·м}$;

b_{w3} – ширина зубчатого венца, мм: $b_{w3} = 30 \text{ мм}$;

d_3 – делительный диаметр шестерни, мм: $d_3 = 73,35 \text{ мм}$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении: $K_{HV} = 1,2$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_{H\beta} = 1,1$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1,0$;

$$W_{Ht3} = \frac{2000 \cdot 93,83}{30 \cdot 73,35} \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 112,6 \text{ Н/мм}.$$

2. Расчетное контактное напряжение определяется из выражения

$$\sigma_{H3} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht3}}{d_{w3}} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}}, \text{ МПа},$$

где W_{Ht3} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм: $W_{Ht3} = 112,6 \text{ Н/мм}$;

d_{w3} – диаметр начальной окружности шестерни z_3 , мм: $d_{w3} = 73,35 \text{ мм}$;

u_1 – передаточное число передачи: $u_1 = 3,16$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления: $Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cos 11^\circ = 1,74$;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колёс: $Z_M = 275$ МПа;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, зависящий от коэффициента торцового перекрытия:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,672}} = 0,77.$$

Коэффициент торцового перекрытия рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \cdot \cos \beta,$$

где z_3 – число зубьев шестерни: $z_3 = 24$;

z_4 – число зубьев колеса: $z_4 = 75$;

β – угол наклона зубьев, градус: $\beta = 11^\circ$.

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{75} \right) \right] \cdot \cos 11^\circ = 1,672.$$

Тогда расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 1,74 \cdot 275 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{112,6}{73,35} \cdot \frac{3,16 + 1}{3,16}} = 516,97 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое контактное напряжение для передач

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hlimb3}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{HX} \cdot K_{HL}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Hlimb3} – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа: $\sigma_{Hlimb3} = 1050$ МПа;

S_H – коэффициент безопасности: $S_H = 1,2$;

Z_R – коэффициент, учитывающий параметр шероховатости сопряженных поверхностей зубьев: $Z_R = 1$;

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость: $Z_V = 1,06$;

K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки: $K_L = 1$;

K_{HX} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса: $K_{HX} = 1$;

K_{HL} – коэффициент режима нагружения и долговечности: $K_{HL} = 1$.

$$\sigma_{HP3} = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 927,5 \text{ МПа.}$$

Поскольку обеспечивается условие $\sigma_{H3} \leq \sigma_{HP3}$, т. е. $516,97 \text{ МПа} \leq 927,50 \text{ МПа}$, то условие прочности косозубых передач групповой передачи по контактным напряжениям выполняется.

9.5.2.8. Проверочный расчет цилиндрической косозубой передачи z_3 – z_4 групповой ступени по напряжениям изгиба

1. Удельная расчетная окружная сила рассчитывается по формуле

$$W_{Ft3} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_{w3} \cdot d_3} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \text{ Н/мм,}$$

где T_2 – расчетный крутящий момент на втором валу привода, Н·м: $T_2 = 93,83 \text{ Н·м}$;

b_{w3} – ширина зубчатого венца, мм: $b_{w3} = 30 \text{ мм}$;

d_3 – делительный диаметр шестерни z_3 , мм: $d_3 = 73,35 \text{ мм}$;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении: $K_{FV} = 1,1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца: $K_{F\beta} = 1,1$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1,0$;

$$W_{Ft3} = \frac{2000 \cdot 93,83}{30 \cdot 73,35} \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 103,2 \text{ Н/мм.}$$

2. Расчетное напряжение изгиба зубьев

$$\sigma_{F3} = \frac{W_{Ft3}}{m_{n2}} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \text{ МПа,}$$

где W_{Ft3} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм: $W_{Ft3} = 103,2$ Н/мм;
 m_{n2} – нормальный модуль наиболее нагруженной передачи групповой передачи, мм: $m_{n2} = 3,0$ мм;
 Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба: $Y_F = 3,9$;
 Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев: $Y_\varepsilon = 1$;
 Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \beta/140,$$

где β – угол наклона зубьев, градус: $\beta = 11^\circ$.

$$Y_\beta = 1 - 11/140 = 0,92.$$

Тогда расчетное напряжение изгиба зубьев

$$\sigma_{F3} = \frac{103,2}{3} \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 0,92 = 123,42 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое напряжение при расчете зубьев на выносливость при изгибе рассчитывается по формуле

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{Flimb3}}{S_F} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fx} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot Y_R, \text{ МПа,}$$

где σ_{Flimb3} – предел выносливости материала зубьев, МПа: $\sigma_{Flimb3} = 500$ МПа;

S_F – коэффициент безопасности: $S_F = 1,75$;

K_{Fg} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зубьев: $K_{Fg} = 1,1$;

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий влияние упрочнения переходной поверхности зубьев в результате механической обработки: $K_{Fa} = 1,3$;

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий особенности работы зубьев при передаче реверсивной нагрузки: $K_{Fc} = 0,7$;

K_{Fx} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса:
 $K_{Fx} = 1$;

K_{FL} – коэффициент режима нагружения и долговечности: $K_{FL} = 1$;

Y_R – коэффициент, учитывающий параметры шероховатости переходной поверхности зубьев: $Y_R = 1,2$;

Y_S – коэффициент, учитывающий чувствительность материала зубьев к концентрации напряжений у основания зуба: $Y_S = 1,1 \cdot m_{n2}^{-0,09} = 1,1 \cdot 3^{-0,09} = 0,996$.

$$\sigma_{FP3} = \frac{500}{1,75} \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,996 \cdot 1,2 = 341,82 \text{ МПа.}$$

4. Поскольку условие $\sigma_{F3} \leq \sigma_{FP3}$ выполняется, т. е. $123,42 \text{ МПа} \leq 341,82 \text{ МПа}$, то проверочный расчет косозубых передач групповой передачи по напряжениям изгиба выполняется.

9.6. Проектный расчет валов и шпинделя

В результате проектного расчета определяются ориентировочные значения диаметров входных концов валов и под зубчатыми колесами. Данный расчет ведется по крутящим моментам исходя из условия прочности на кручение. Наиболее подходящим материалом для валов привода является сталь 45 и 40Х с термообработкой – улучшение, твердость – не менее НВ 200.

Предварительный диаметр вала рассчитывается по формуле

$$d_i = 17,1 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_i}{[\tau_k]}}, \text{ мм,}$$

где T_i – крутящий момент i -го вала, Н·м;

$[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении, МПа;

$[\tau_k] = 20\text{--}25 \text{ МПа}$ – для выходных концов валов; $[\tau_k] = 10\text{--}20 \text{ МПа}$ – для валов под зубчатыми колесами.

9.6.1. Проектный расчет диаметров первого вала

1. Предварительный диаметр входного конца первого вала

$$d_{1к} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{[\tau_k]}}, \text{ мм},$$

где T_1 – крутящий момент на первом валу, Н·м: $T_1 = 69,48$ Н·м;
 $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении для выходных концов валов, МПа: $[\tau_k] = 20\text{--}25$ МПа.

$$d_{1к} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{69,48}{20\text{--}25}} = 24,04\text{--}25,90 \text{ мм}.$$

Исходя из расчетных значений принимается диаметр входного конца первого вала $d_{1к} = 28$ мм, а под подшипник $d_{1п} = 30$ мм.

2. На данном валу устанавливается зубчатое колесо, соединенное с валом с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под шестерней

$$d_{1ш} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{[\tau_k]}}, \text{ мм},$$

где T_1 – крутящий момент на первом валу, Н·м: $T_1 = 69,48$ Н·м;
 $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении для валов под зубчатыми колесами, МПа: $[\tau_k] = 10\text{--}20$ МПа – для валов под зубчатыми колесами.

$$d_{1ш} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{69,48}{10\text{--}20}} = 25,90\text{--}32,63 \text{ мм}.$$

Исходя из расчетных значений принимается диаметр первого вала под шестерней $d_{1ш} = 35$ мм.

9.6.2. Проектный расчет диаметров второго вала

Предварительный диаметр второго вала под шестерней

$$d_{2ш} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\tau_k]}}, \text{ мм},$$

где T_2 – крутящий момент на втором валу, Н·м: $T_2 = 94,83$ Н·м;
 $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении для валов под зубчатыми колесами, МПа: $[\tau_k] = 10\text{--}20$ МПа.

$$d_{2ш} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{94,83}{10\text{--}20}} = 36,12\text{--}28,72 \text{ мм}.$$

Исходя из расчетного значения диаметра второго вала под шестерней принимаются размеры шлицевого вала $D - 8 \times 36 \times 42H7/h6 \times 7H9/d11$ со шлицевым соединением, а под подшипник $d_{2п} = 35$ мм.

9.6.3. Проектный расчет диаметров третьего вала

1. Предварительный диаметр выходного конца третьего вала определяется по формуле

$$d_{3к} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau_k]}}, \text{ мм},$$

где T_3 – крутящий момент на третьем валу, Н·м: $T_3 = 290,97$ Н·м;
 $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении для выходных концов валов, МПа: $[\tau_k] = 20\text{--}25$ МПа.

$$d_{3к} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{290,97}{20\text{--}25}} = 41,75\text{--}38,75 \text{ мм}.$$

Исходя из расчетных значений диаметра принимаются размеры шлицевого выходного конца третьего вала $D - 8 \times 36 \times 42H7/h6 \times 7H9/d11$, а диаметр вала под подшипник $d_{3п} = 45$ мм.

2. На данном валу устанавливается двухсторонняя зубчатая муфта, соединенная с валом с помощью шлицевого соединения. Диаметр шлицевого вала под муфтой рассчитывается по формуле

$$d_{3M} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau_k]}}, \text{ мм},$$

где T_3 – крутящий момент на третьем валу, Н·м: $T_3 = 290,97$ Н·м;
 $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение при кручении, МПа;
 $[\tau_k] = 10\text{--}20$ МПа – для валов под зубчатой муфтой.

$$d_{3M} = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{290,97}{10\text{--}20}} = 52,59\text{--}41,74 \text{ мм},$$

Исходя из расчетного значения диаметра третьего вала под подвижной зубчатой муфтой принимаются размеры шлицевого вала со шлицевым соединением $D - 8 \times 52 \times 58H7/f7 \times 10H9/d11$ по ГОСТ 1139–80.

9.6.4. Расчет геометрических параметров шпинделя

Диаметр шпинделя в передней опоре рассчитывается по формуле

$$d = \frac{k}{n_{\max}}, \text{ мм},$$

где k – быстроходность шпиндельного узла в зависимости от вида подшипников, $\text{мм} \cdot \text{мин}^{-1}$: $k = (3,0\text{--}4,0) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ (для заданной схемы шпиндельного узла);

n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_{\max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$.

$$d = \frac{(3,0\text{--}4,0) \cdot 10^5}{4000} = 75\text{--}100 \text{ мм}.$$

Конструктивно из стандартного ряда принимается $d = 110$ мм.

Диаметр шейки шпинделя в задней опоре рассчитывается по формуле

$$d_3 = (0,8\text{--}0,9) \cdot d, \text{ мм},$$

где d – диаметр шейки шпинделя в передней опоре, мм: $d = 110$ мм.

$$d_3 = (0,8-0,9) \cdot 110 = 88-99 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда принимается $d_3 = 90$ мм.

Расстояние между опорами рассчитывается по формуле

$$l = (2,5-3,5) \cdot a, \text{ мм,}$$

где a – вылет консоли, мм: $a = d = 110$ мм.

$$l = (2,5-3,5) \cdot 110 = 275-385 \text{ мм.}$$

Конструктивно принимается $l = 340$ мм.

9.7. Проверочный расчет наиболее нагруженного вала

1. Для проверочного расчета вала привода используется свертка шпиндельной бабки (рис. 9.3) и составляется расчетная схема для определения сил в зацеплении зубчатых колес, действующих на наиболее нагруженный вал шпиндельной бабки горизонтального сверльно-фрезерно-расточного станка (рис. 9.4).

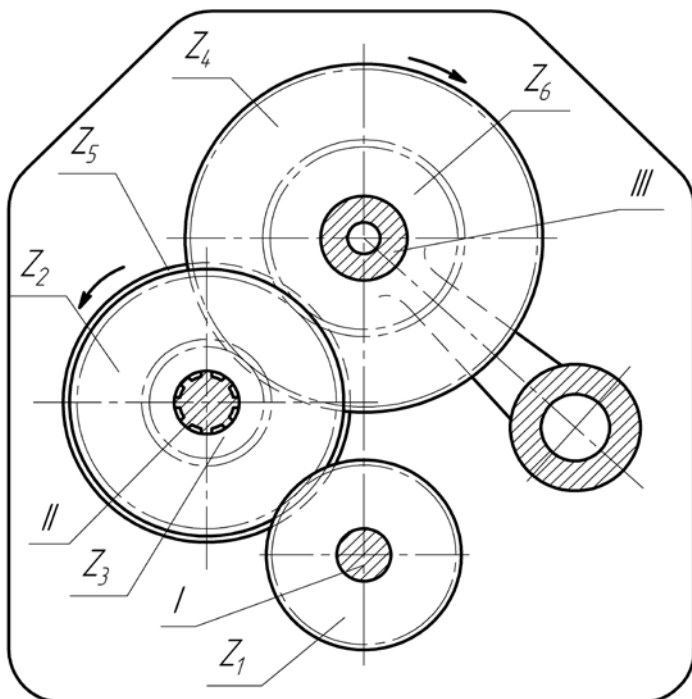


Рис. 9.3. Свертка центральной шпиндельной бабки горизонтального многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

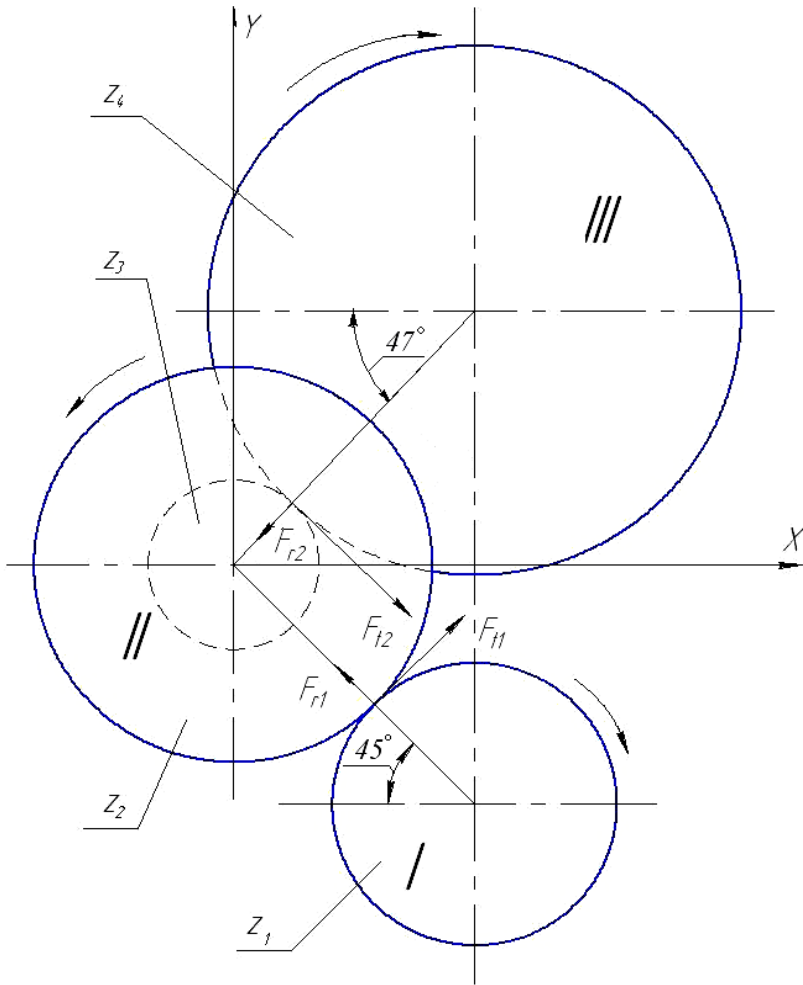


Рис. 9.4. Расчетная схема для определения сил в зацеплениях зубчатых колес, действующих на наиболее нагруженный вал шпиндельной бабки сверльно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

Составляются расчетные схемы второго вала для определения изгибающих моментов и строятся эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях, а также результирующего, крутящего и эквивалентного моментов (рис. 9.5).

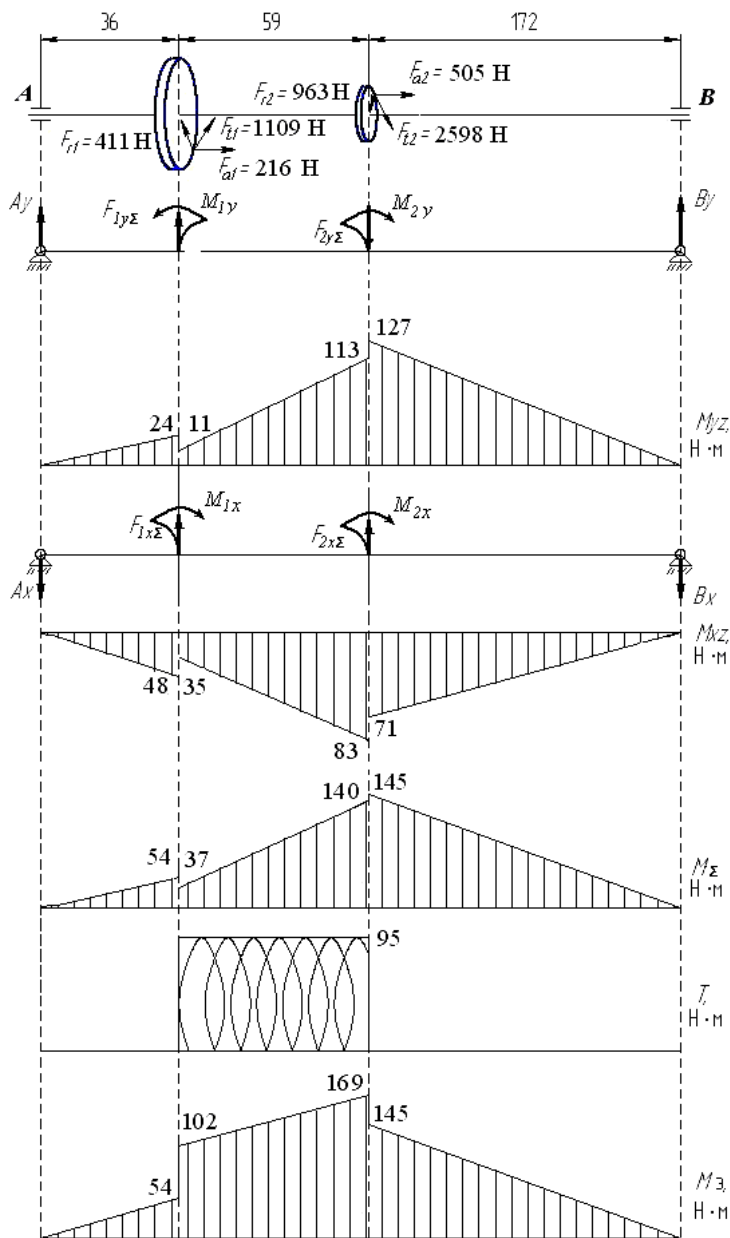


Рис. 9.5. Расчетные схемы вала II и эпюры изгибающих и крутящих моментов

Диаметр второго, наиболее нагруженного вала в опасных сечениях

$$d = 21,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_3}{[\sigma_{и}]}} \text{, мм,}$$

где M_3 – эквивалентный момент в опасном сечении вала, Н·м;

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение при изгибе для материала вала, МПа.

2. Окружная сила в зацеплении зубчатой передачи z_1-z_2 определяется по формуле

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2},$$

где T_2 – момент на втором промежуточном валу, Н·мм: $T_2 = 94,83$ Н·м;
 d_2 – делительный диаметр колеса, м: $d_2 = 0,171$ м.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 94,83}{0,171} = 1109 \text{ Н.}$$

3. Радиальная и осевая силы в зацеплении зубчатой передачи z_1-z_2 определяются по формулам:

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол наклона зубьев колеса: $\beta = 11^\circ$;

F_{t1} – окружная сила в зацеплении z_1-z_2 , Н: $F_{t1} = 1109$ Н.

$$F_{r1} = 1109 \cdot \frac{0,3639}{0,9816} = 411 \text{ Н} \quad \text{и} \quad F_{a1} = 1109 \cdot 0,1944 = 216 \text{ Н.}$$

4. Силы в зацеплении проецируются на вертикальную и горизонтальную оси координат, затем рассчитываются проекции сил:

$$F_{t1y} = F_{t1} \cdot \cos 45^\circ = 1109 \cdot 0,7071 = 784 \text{ Н;}$$

$$F_{t1x} = F_{t1} \cdot \sin 45^\circ = 1109 \cdot 0,7071 = 784 \text{ Н;}$$

$$F_{r1y} = F_{r1} \cdot \sin 45^\circ = 411 \cdot 0,7071 = 291 \text{ Н};$$

$$F_{r1x} = -F_{r1} \cdot \cos 45^\circ = -411 \cdot 0,7071 = -291 \text{ Н}.$$

5. Окружная сила в зацеплении зубчатой передачи z_3-z_4 определяется по формуле

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3},$$

где T_2 – момент на втором промежуточном валу, Н·м: $T_2 = 94,83 \text{ Н·м}$;
 d_3 – делительный диаметр шестерни z_3 , м: $d_3 = 0,073 \text{ м}$.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 94,83}{0,073} = 2598 \text{ Н}.$$

6. Определяются радиальная и осевая силы в зацеплении передачи z_3-z_4 :

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол наклона зубьев шестерни: $\beta = 11^\circ$;

F_{t2} – окружная сила в зацеплении z_3-z_4 , Н: $F_{t2} = 2598 \text{ Н}$.

$$F_{r2} = 2598 \cdot \frac{0,3639}{0,9816} = 963 \text{ Н} \quad \text{и} \quad F_{a2} = 2598 \cdot 0,1944 = 505 \text{ Н}.$$

7. Силы проецируются на вертикальную и горизонтальную оси координат, рассчитываются проекции данных сил:

$$F_{t2y} = -F_{t2} \cdot \cos 47^\circ = -2598 \cdot 0,6820 = -1772 \text{ Н};$$

$$F_{t2x} = F_{t2} \cdot \sin 47^\circ = 2598,08 \cdot 0,7314 = 1900 \text{ Н};$$

$$F_{r2y} = -F_{r2} \cdot \sin 47^\circ = -963,16 \cdot 0,7314 = -704 \text{ Н};$$

$$F_{r2x} = -F_{r2} \cdot \cos 47^\circ = -963 \cdot 0,6820 = -657 \text{ Н}.$$

8. Суммарные проекции окружных и радиальных сил на вертикальную и горизонтальную оси координат рассчитываются по формулам:

$$\begin{aligned}
F_{1y\Sigma} &= F_{t1y} + F_{r1y} = 784 + 291 = 1075 \text{ Н}; \\
F_{1x\Sigma} &= F_{t1x} - F_{r1x} = 784 - 291 = 493 \text{ Н}; \\
F_{2y\Sigma} &= -F_{t2y} - F_{r2y} = -1772 - 704 = -2476 \text{ Н}; \\
F_{2x\Sigma} &= F_{t2x} - F_{r2x} = 1900 - 657 = 1243 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

9. Моменты от осевых сил косозубых передач в двух плоскостях

$$\begin{aligned}
M_{1x} &= F_{a1} \cdot \frac{d_{w2}}{2} \cos 45^\circ \quad \text{и} \quad M_{1y} = F_{a1} \cdot \frac{d_{w2}}{2} \sin 45^\circ; \\
M_{2x} &= F_{a2} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \cos 47^\circ \quad \text{и} \quad M_{2y} = F_{a2} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \sin 47^\circ,
\end{aligned}$$

где F_{a1} и F_{a2} – осевые силы в зацеплении, Н; $F_{a1} = 216$ Н, $F_{a2} = 505$ Н;
 d_{w2} и d_{w3} – начальные диаметры окружностей зубчатых колес
 z_2 и z_3 , м: $d_{w2} = 0,171$ м и $d_{w3} = 0,073$ м.

$$M_{1x} = 216 \cdot \frac{0,171}{2} \cdot 0,7071 = 13,06 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{1y} = 216 \cdot \frac{0,171}{2} \cdot 0,7071 = 13,06 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2x} = 505 \cdot \frac{0,073}{2} \cdot 0,6820 = 12,57 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2y} = 505 \cdot \frac{0,073}{2} \cdot 0,7314 = 13,48 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

10. Далее определяются реакции опор в двух плоскостях, для этого составляются расчетные схемы вала и записываются уравнения равновесия в виде суммы моментов всех сил относительно опор (см. рис. 9.5):

а) в вертикальной плоскости:

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad -F_{1y\Sigma} \cdot 0,036 + F_{2y\Sigma} \cdot 0,095 - B_y \cdot 0,267 - M_{1y} + M_{2y} = 0;$$

$$B_y = \frac{-1075 \cdot 0,036 + 2476 \cdot 0,095 - 13,06 + 13,48}{0,267} = 738 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{By} = 0; \quad -F_{2y\Sigma} \cdot 0,172 + F_{1y\Sigma} \cdot 0,231 + A_y \cdot 0,267 + M_{2y} - M_{1y} = 0;$$

$$A_y = \frac{2476 \cdot 0,172 - 1075 \cdot 0,231 - 13,48 + 13,06}{0,267} = 663 \text{ Н.}$$

б) в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -F_{1x\Sigma} \cdot 0,036 - F_{2x\Sigma} \cdot 0,095 + B_x \cdot 0,297 + M_{1x} + M_{2x} = 0;$$

$$B_x = \frac{493 \cdot 0,036 + 1243 \cdot 0,095 - 13,06 - 12,57}{0,267} = 413 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{Bx} = 0; \quad F_{2x\Sigma} \cdot 0,172 + F_{1x\Sigma} \cdot 0,231 - A_x \cdot 0,267 + M_{2x} + M_{1x} = 0;$$

$$A_x = \frac{1243 \cdot 0,172 + 493 \cdot 0,231 + 12,57 + 13,06}{0,267} = 1323 \text{ Н.}$$

Проводится проверка правильности определения реакций опор, для этого составляются уравнения равновесия в виде суммы проекций всех сил на вертикальную и горизонтальную оси координат:

$$\sum F_y = 0;$$

$$F_{1y\Sigma} - F_{2y\Sigma} + A_y + B_y = 1075 - 2476 + 663 + 738 = 0.$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{1x\Sigma} + F_{2x\Sigma} - A_x - B_x = 493 + 1243 - 1323 - 413 = 0.$$

11. Изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{yA} = A_y \cdot 0,036 = 663 \cdot 0,036 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{yA} = A_y \cdot 0,036 - M_{1y} = 663 \cdot 0,036 - 13,06 = 11 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{yB} = B_y \cdot 0,172 = 738 \cdot 0,172 = 127 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{yB} = B_y \cdot 0,172 - M_{2y} = 738 \cdot 0,172 - 13,48 = 113 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{xA} = -A_x \cdot 0,036 = -1323 \cdot 0,036 = -48 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{xA} = -A_x \cdot 0,036 + M_{1x} = -1323 \cdot 0,036 + 13,06 = -35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{xB} = -B_x \cdot 0,172 = -413 \cdot 0,172 = -71 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{xB} = -B_x \cdot 0,172 - M_{2x} = -413 \cdot 0,172 - 12,57 = -83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12. Результирующие изгибающие моменты, приведенные в одну плоскость в сечениях под зубчатыми колесами z_2 и z_3 :

$$M_2 = \sqrt{(M_{yA})^2 + (M_{xA})^2}, \quad M'_2 = \sqrt{(M'_{yA})^2 + (M'_{xA})^2},$$

$$M_2 = \sqrt{24^2 + 48^2} = 54 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M'_2 = \sqrt{11^2 + 35^2} = 37 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \sqrt{(M_{yB})^2 + (M_{xB})^2}, \quad M'_3 = \sqrt{(M'_{yB})^2 + (M'_{xB})^2},$$

$$M_3 = \sqrt{127^2 + 71^2} = 145 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad M'_3 = \sqrt{113^2 + 83^2} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Эквивалентные моменты изгиба и кручения в опасных сечениях:

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M'^2_2 + T^2}, \quad M_{\Sigma 3} = \sqrt{M'^2_3 + T^2},$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{37^2 + 95^2} = 102 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_{\Sigma 3} = \sqrt{140^2 + 95^2} = 169 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

14. Допустимое изгибное напряжение с учетом, что материалом вала является сталь 40Х:

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta \cdot K_L}{[S] \cdot K_{\sigma}},$$

где $[\sigma_{и}]$ – расчетное допустимое изгибное напряжение, МПа;

σ_{-1} – предел прочности, МПа: $\sigma_{-1} = 383$ МПа;

ε_{σ} – масштабный фактор, учитывающий понижение прочности детали при росте ее абсолютных размеров: $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$;

β – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности: $\beta = 0,98$;

K_L – коэффициент долговечности: $K_L = 1$.

S – коэффициент безопасности: $S = 3$;

K_σ – эффективный коэффициент концентраций напряжений: K_σ
=
= 1,75.

$$[\sigma_{и}] = \frac{383 \cdot 0,7 \cdot 0,98 \cdot 1}{3 \cdot 1,75} = 50 \text{ МПа.}$$

Диаметры второго вала в опасном сечении под зубчатыми колёсами z_2 и z_3 определяются по формулам:

$$d = 21,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_\vartheta}{[\sigma_{и}]}}$$

где M_ϑ – эквивалентный момент, Н·м: $M_{\vartheta 2} = 102 \text{ Н·м}$; $M_{\vartheta 3} = 169 \text{ Н·м}$;
[$\sigma_{и}$] – допустимое напряжение изгиба материала вала, МПа: [$\sigma_{и}$]
=
= 50 МПа.

$$d_2 = 21,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{102}{50}} = 27 \text{ мм}, \quad d_3 = 21,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{169}{50}} = 32 \text{ мм.}$$

Расчетные диаметры вала в опасном сечении меньше принятого на стадии проектирования значения внутреннего диаметра шлицевого вала $d = 36 \text{ мм}$, который имеет шлицевое соединение $D - 8 \times 36 \times 42H7/h6 \times 7H9/d11$, следовательно, прочность обеспечена.

9.8. Расчетная схема и определение нагрузок на шпиндель

9.8.1. Составление расчетной схемы нагрузок на шпиндель и определение составляющих сил резания P_z и P_y

Для составления расчетной схемы нагрузок на шпиндель используется свертка шпиндельной бабки горизонтального многоцелевого станка (см. рис. 9.3). Шпиндельный узел выполнен в виде автономной сборочной единицы (см. рис. 9.2), и шпиндель получает вращение от третьего вала коробки скоростей через шлицевое соединение его задней консольной части и находится под действием крутящего момента T_3 со стороны задней опоры.

На переднюю консольную часть шпинделя действуют радиальная P_y и тангенциальная P_z составляющие силы резания P . Расчетная схема шпинделя с приложенными к нему нагрузками (рис. 9.6) составлена для операции попутного фрезерования. Стрелками показаны направления вращения приводного колеса и шпинделя, а также перпендикулярная и параллельная подаче s , соответственно вертикальная P_v и горизонтальная P_h составляющие силы резания.

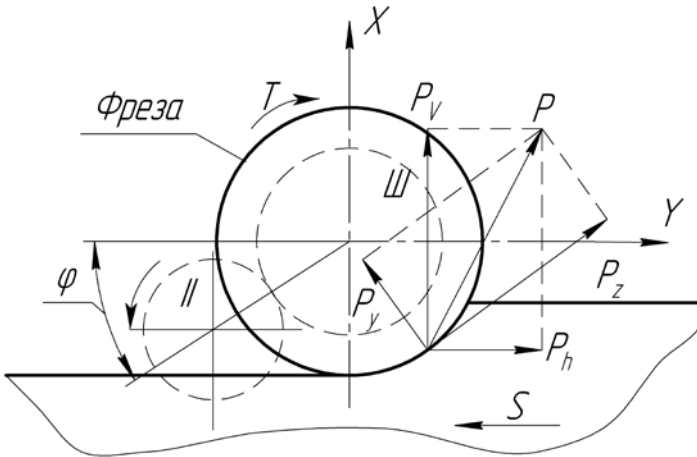


Рис. 9.6. Расчетная схема нагрузок на автономный шпиндельный узел при попутном фрезеровании

Исходной формулой для расчета сил резания является выражение эффективной мощности резания

$$N_{\text{в}} = \frac{P_z \cdot v_p}{6 \cdot 10^4}.$$

Расчетная скорость резания определяется по формуле

$$v_p = \frac{\pi \cdot D_{\text{max}} \cdot n_p}{1000}, \text{ мин}^{-1},$$

где D_{max} – максимальный диаметр режущего инструмента, мм: $D_{\text{max}} = 200$ мм;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, мин^{-1} : $n_p = 224 \text{ мин}^{-1}$.

$$v_p = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 224}{1000} = 140,7 \text{ м/мин.}$$

Составляющая силы резания P_z определяется по формуле:

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{v_p}, \text{ Н,}$$

где N_v – эффективная мощность резания, кВт: $N_v = 6$ кВт;
 v_p – расчетная скорость резания, м/мин: $v_p = 140,7$ м/мин.

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{140,7} = 2558,6 \text{ Н.}$$

Составляющая силы резания P_y определяется по формуле

$$P_y = (0,3-0,5) \cdot P_z,$$

где P_z и P_y – составляющие сил резания, Н: $P_z = 2558,6$ Н.

$$P_y = 0,4 \cdot 2558,6 = 1023,4 \text{ Н.}$$

Суммарная сила резания рассчитывается по формуле

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}, \text{ Н,}$$

где P_y и P_z – составляющие силы резания, Н: $P_y = 1023,4$ Н; $P_z = 2558,6$ Н.

$$P = \sqrt{2558,6^2 + 1023,4^2} = 2755,7 \text{ Н.}$$

В данном примере силу резания P в дальнейшем можно использовать для расчета шпинделя на жесткость в одной плоскости, так как на шпиндель от приводного третьего вала действует только крутящий момент T_3 .

9.8.2. Определение составляющих сил резания P_n и P_o

В общем случае если на шпиндель действуют силы зацепления приводного зубчатого колеса, то расчет на жесткость выполняется в двух плоскостях и должны рассчитываться силы P_h и P_v . При выполнении операции фрезерования на многоцелевом сверлильно-фрезерно-расточном станке не известна точка приложения силы резания P . Поэтому она раскладывается на вертикальную P_v и горизонтальную P_h составляющие силы резания соответственно перпендикулярно и параллельно подаче. Расчет сил P_h и P_v , например при попутном фрезеровании, проводится исходя из следующих соотношений:

$$P_h : P_z = 0,2-0,3; \quad P_v : P_z = 0,9-1,0.$$

$$\begin{aligned} \text{Следовательно: } P_h &= (0,2-0,3) \cdot P_z = (0,2-0,3) \cdot 2558,6 = 512-768 \text{ Н;} \\ P_v &= (0,9-1,0) \cdot P_z = (0,9-1,0) \cdot 2558,6 = 2303-2559 \end{aligned}$$

Н.

9.8.3. Определение сил, действующих в зацеплении зубчатых колес привода шпинделя

В общем случае окружная сила, действующая в зацеплении зубчатых колес z_3 и z_4 , рассчитывается по формуле

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_3}{d_4}, \text{ Н,}$$

где T_3 – крутящий момент на шпинделе, Н·м: $T_3 = 290,97 \text{ Н·м}$;
 d_4 – делительный диаметр колеса, мм: $d_4 = 229,21 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2000 \cdot 290,97}{229,21} = 2538,9 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_r , действующая в зацеплении зубчатых колес z_3 и z_4 , рассчитывается по формуле

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где F_t – окружная сила, действующая в зацеплении зубчатых колес z_3 и z_4 , Н: $F_t = 2538,9 \text{ Н}$.

α – угол зацепления в нормальном сечении, градус: $\alpha = 20^\circ$.

$$F_r = 2538,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 924,08 \text{ Н.}$$

В данном примере эти силы могут не рассчитываться, так как шпиндель приводится во вращение крутящим моментом T_3 через шлицевое соединение от третьего вала.

9.9. Расчетная схема и расчет шпинделя на жесткость

9.9.1. Составление расчетной схемы шпинделя на жесткость

Расчет шпиндельного узла на жесткость заключается в определении величины смещения переднего конца шпинделя δ , как комплексного показателя, учитывающего деформацию переднего конца шпинделя, межопорной части и опор, а также угла поворота оси шпинделя в передней опоре θ и в сравнении полученных данных с допускаемыми значениями $[\delta]$ и $[\theta]$.

Для расчета шпинделя на жесткость в данном примере составляются две расчетные схемы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XOY и XOZ , проходящих через ось шпинделя (рис. 9.7).

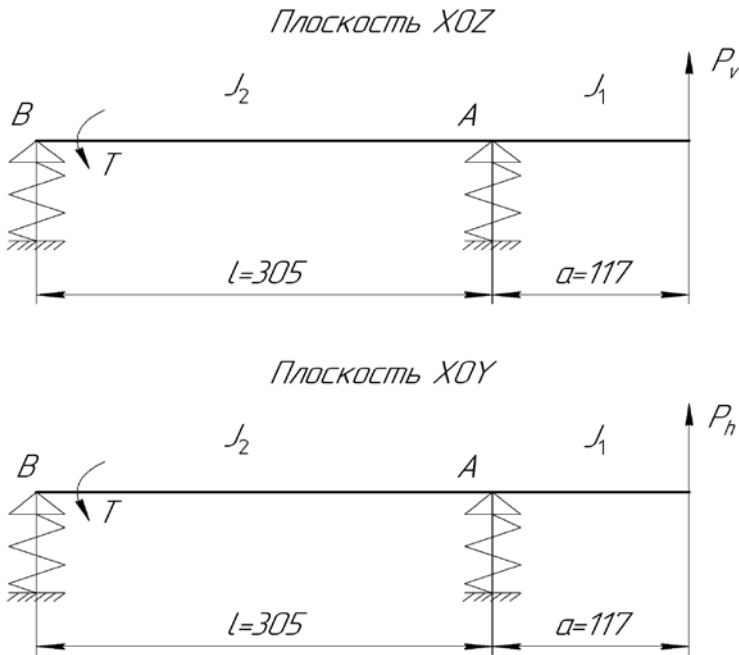


Рис. 9.7. Расчетные схемы автономного шпиндельного узла на жесткость

На этих схемах указываются суммарные проекции на эти плоскости действующих составляющих сил резания P_v и P_h при попутном фрезеровании и крутящий момент T . Так как на шпиндель от приводного элемента действует только крутящий момент T , то расчетная схема может составляться только в одной плоскости с приложением общей силы резания P .

9.9.2. Определение упругого перемещения переднего конца шпинделя

1. Суммарное упругое перемещение переднего конца шпинделя определяется по формуле

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_h^2 + \delta_v^2},$$

где δ_h и δ_v – перемещения переднего конца шпинделя в плоскостях XZ и XY .

2. Упругое перемещение переднего конца шпинделя при расчетной схеме с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента (см. рис. 9.7) и с учетом защемляющего момента в передней опоре может определяться в одной плоскости по P или в двух – по P_h и P_v по формуле

$$\delta = P(P_h, P_v) \cdot \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{1}{j_A} \left[\frac{l + a \cdot (1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\varepsilon)}{j_B \cdot l^2} + \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2 \cdot (1-\varepsilon)}{G \cdot S_2 \cdot l} \right\},$$

где P , P_h и P_v – силы резания, Н: $P = 2755,7$ Н; $P_h = 1535,2$ Н; $P_v = 614$ Н;

a – вылет переднего конца шпинделя, мм: $a = 117$ мм;

E – модуль упругости материала шпинделя, МПа: $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа;

J_1 – средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя, мм⁴;

J_2 – средний осевой момент инерции сечения шпинделя между опорами, мм⁴;

l – расстояние между передней и задней опорами шпинделя, мм: $l = 305$ мм;

ε – коэффициент защемления в передней опоре; для данной схемы шпиндельного узла и типов установленных подшипников принимается $\varepsilon = 0,4$;

j_A – радиальная жесткость передней опоры, Н / мм;

j_B – радиальная жесткость задней опоры, Н / мм;

G – модуль сдвига материала шпинделя, МПа: $G = 0,8 \cdot 10^4$ Н/мм²;

S_1 – площадь сечения переднего конца шпинделя, мм²;

S_2 – площадь сечения межопорной части шпинделя, мм².

3. Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя (рис. 9.8) определяется по формуле

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_k^4 - d_k^4)}{64},$$

где D_k – средний диаметр шеек консоли шпинделя, мм;

d_k – средний диаметр отверстий консоли шпинделя, мм.

Средний диаметр шеек консоли шпинделя определяется по формуле

$$D_k = \frac{D_1 \cdot A_1 + D_2 \cdot A_2}{a},$$

где D_1 и D_2 – диаметры шеек консоли шпинделя, мм: $D_1 = 153$ мм, $D_2 = 110$ мм;

A_1 и A_2 – соответствующие длины шеек шпинделя, мм: $A_1 = 23$ мм, $A_2 = 94$ мм;

a – длина консоли шпинделя, мм; $a = 117$ мм.

$$D_k = \frac{153 \cdot 23 + 110 \cdot 94}{117} = 118,5 \text{ мм.}$$

Средний диаметр отверстий консоли шпинделя определяется по формуле

$$d_k = \frac{d_1 \cdot a_1 + d_2 \cdot a_2}{a}, \text{ мм,}$$

где d_1 и d_2 – диаметры отверстий консоли шпинделя, мм: $d_1 = 55$ мм; $d_2 = 40$ мм;

a_1 и a_2 – длины отверстий шпинделя, мм: $a_1 = 90$ мм, $a_2 = 27$ мм;

a – длина консоли шпинделя, мм: $a = 117$ мм.

$$d_k = \frac{55 \cdot 90 + 40 \cdot 27}{117} = 51,5 \text{ мм.}$$

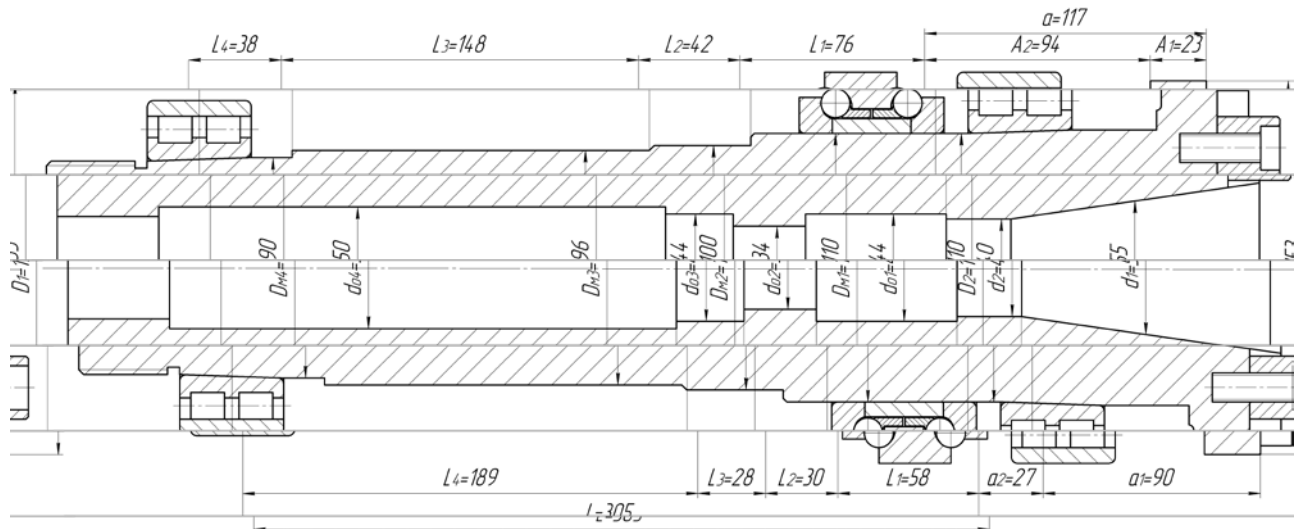


Рис. 9.8. Расчетная схема шпиндельного узла для определения средних диаметров сечений шпинделя

Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (118,5^4 - 51,5^4)}{64} = 9,33 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

4. Средний осевой момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами (см. рис. 9.8) определяется по формуле

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ш}}^4 - d_0^4)}{64}, \text{ мм}^4,$$

где $D_{\text{ш}}$ – средний диаметр шеек межопорной части шпинделя, мм;

d_0 – средний диаметр отверстий шпинделя в межопорной части, мм.

Средний диаметр шеек межопорной части шпинделя определяется по формуле (см. рис. 9.8)

$$D_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{м1}} \cdot L_1 + D_{\text{м2}} \cdot L_2 + D_{\text{м3}} \cdot L_3 + D_{\text{м4}} \cdot L_4}{l},$$

где $D_{\text{м1}}, D_{\text{м2}}, D_{\text{м3}}, D_{\text{м4}}$ – диаметры шеек межопорной части шпинделя, мм:

$$D_{\text{м1}} = 110 \text{ мм}, D_{\text{м2}} = 100 \text{ мм}, D_{\text{м3}} = 96 \text{ мм}, D_{\text{м4}} = 90 \text{ мм};$$

L_1, L_2, L_3, L_4 – соответствующие длины шеек межопорной части шпинделя, мм; $L_1 = 76 \text{ мм}, L_2 = 42 \text{ мм}, L_3 = 148 \text{ мм}, L_4 = 38 \text{ мм};$

l – длина межопорной части шпинделя, мм: $l = 305 \text{ мм}.$

$$D_{\text{ш}} = \frac{110 \cdot 76 + 100 \cdot 42 + 96 \cdot 148 + 90 \cdot 38}{305} = 98,9 \text{ мм}.$$

Средний диаметр отверстия межопорной части шпинделя определяется по формуле

$$d_0 = \frac{d_{01} \cdot l_1 + d_{02} \cdot l_2 + d_{03} \cdot l_3 + d_{04} \cdot l_4}{l},$$

где d_{01} , d_{02} , d_{03} , d_{04} – диаметры отверстий в межопорной части шпинделя, мм: $d_{01} = 44$ мм, $d_{02} = 34$ мм, $d_{03} = 44$ мм, $d_{04} = 50$ мм;

l_1 , l_2 , l_3 , l_4 – соответствующие длины отверстий в межопорной части шпинделя, мм: $l_1 = 58$ мм, $l_2 = 30$ мм, $l_3 = 28$ мм, $l_4 = 189$ мм;

l – длина межопорной части шпинделя, мм: $l = 305$ мм.

$$d_o = \frac{44 \cdot 58 + 34 \cdot 30 + 44 \cdot 28 + 50 \cdot 189}{305} = 46,5 \text{ мм.}$$

Средний осевой момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами:

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (98,9^4 - 46,5^4)}{64} = 4,46 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

5. Площадь сечения переднего конца шпинделя определяется по формуле

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_k^2}{4},$$

где D_k и d_k – средние диаметры шеек и отверстий консоли шпинделя, мм: $D_k = 118,5$ мм; $d_k = 51,5$ мм.

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 118,5^2}{4} - \frac{\pi \cdot 51,5^2}{4} = 8941 \text{ мм}^2.$$

6. Площадь сечения межопорной части шпинделя определяется по формуле

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_{ш}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4},$$

где $D_{ш}$ и d_o – средние диаметры шеек и отверстий межопорной части шпинделя, мм; $D_{ш} = 98,9$ мм; $d_o = 46,5$ мм.

$$S_2 = \frac{\pi \cdot 98,9^2}{4} - \frac{\pi \cdot 46,5^2}{4} = 5981 \text{ мм}^2.$$

7. Радиальная жесткость передней опоры, состоящей из двухрядного роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами и упорно-радиального подшипника с углом контакта 60° , зависит от их внутреннего диаметра отверстия и определяется по графику.

Радиальная жесткость передней опоры при $d = 110$ мм и задней опоры при $d_3 = 90$ мм соответственно, $j_A = 1,2 \cdot 10^6$ Н / мм и $j_B = 0,9 \cdot 10^6$ Н / мм.

8. Перемещение переднего конца шпинделя в плоскости XY

$$\begin{aligned} \delta_h = 768 & \left\{ \frac{117^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \left[\frac{117}{9,33 \cdot 10^6} + \frac{305 \cdot (1-0,4)}{4,46 \cdot 10^6} \right] + \right. \\ & + \frac{1}{1,2 \cdot 10^6} \left[\frac{305 + 117 \cdot (1-0,4)}{305} \right]^2 + \frac{117^2 \cdot (1-0,4)}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 305^2} + \\ & \left. + \frac{117}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 8941} + \frac{117^2 \cdot (1-0,4)}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 5981 \cdot 305} \right\} = 0,0028 \text{ мм.} \end{aligned}$$

9. Перемещение переднего конца шпинделя в плоскости XZ

$$\begin{aligned} \delta_v = 2559 & \left\{ \frac{117^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \left[\frac{117}{9,33 \cdot 10^6} + \frac{305 \cdot (1-0,4)}{4,46 \cdot 10^6} \right] + \right. \\ & + \frac{1}{1,2 \cdot 10^6} \left[\frac{305 + 117 \cdot (1-0,4)}{305} \right]^2 + \frac{117^2 \cdot (1-0,4)}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 305^2} + \\ & \left. + \frac{117}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 8941} + \frac{117^2 \cdot (1-0,4)}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 5981 \cdot 305} \right\} = 0,0095 \text{ мм.} \end{aligned}$$

10. Тогда общее упругое перемещение переднего конца шпинделя

$$\delta_\Sigma = \sqrt{(0,0028)^2 + (0,0095)^2} = 0,01 \text{ мм.}$$

Допустимое перемещение переднего конца шпинделя

$$[\delta] \leq (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot l,$$

где l – межопорное расстояние, мм; $l = 305$ мм.

$$[\delta] \leq (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot 305 = 0,0305-0,0610 \text{ мм.}$$

9.9.3. Определение угла поворота оси шпинделя в передней опоре

1. Угол поворота оси шпинделя в передней опоре при расчетной схеме с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента (см. рис. 9.7) может определяться в одной плоскости по P или в двух – по P_h и P_v по формуле

$$\theta = \frac{P(P_h; P_v) \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2},$$

где P , P_h и P_v – силы резания, Н: $P = 2755,7$ Н; $P_h = 1535,2$ Н; $P_v = 614$ Н;

a – вылет переднего конца шпинделя, мм: $a = 117$ мм;

l – межопорное расстояние шпинделя, мм: $l = 305$ мм;

E – модуль упругости материала шпинделя, МПа: $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа;

J_2 – средний осевой момент инерции сечения шпинделя между опорами, мм⁴: $J_2 = 4,46 \cdot 10^6$ мм⁴.

$$\theta_h = \frac{768 \cdot 117 \cdot 305}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,46 \cdot 10^6} = 0,098 \cdot 10^{-5} \text{ рад};$$

$$\theta_v = \frac{2559 \cdot 117 \cdot 305}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,46 \cdot 10^6} = 0,325 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

2. Суммарный угол поворота оси шпинделя в передней опоре

$$\theta_{\Sigma} = \sqrt{\theta_h^2 + \theta_v^2},$$
$$\theta_{\Sigma} = \sqrt{(0,098 \cdot 10^{-5})^2 + (0,325 \cdot 10^{-5})^2} = 0,34 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

3. Допустимый угол поворота шпинделя в передней опоре

$$\theta = 0,0001-0,00015 \text{ рад.}$$

9.9.4. Сопоставление полученных и допускаемых значений δ и θ

Полученные значения упругого перемещения переднего конца шпинделя δ и угла поворота оси шпинделя в передней опоре θ свидетельствуют, что жесткость шпиндельного узла обеспечивается, так как

$$\delta = 0,01 \text{ мм} < [\delta] = 0,03\text{--}0,06 \text{ мм};$$

$$\theta = 0,0000034 \text{ рад} < [\theta] = 0,00010\text{--}0,00015 \text{ рад}.$$

9.10. Регулирование натяга в подшипниках шпиндельных опор

Для повышения жесткости опоры производится ее регулировка, с помощью которой устраняются зазоры в подшипниках и в них создается предварительный натяг, который может быть мягким или жестким. Регулировка с мягким натягом обеспечивает постоянную выборку зазора в процессе работы подшипника. Система с жестким натягом более простая и надежная, позволяет создавать натяг определенной величины, но в процессе работы жесткий натяг снижается.

В передней и задней опорах установлены радиальные цилиндрические двухрядные роликоподшипники 1 и 2 типа 3182100 с коническим посадочным отверстием (рис. 9.9). Регулировка этих подшипников заключается в создании определенного радиального зазора и натяга между роликами и рабочими поверхностями наружного и внутреннего колец. Это достигается при перемещении внутреннего кольца подшипника по конической шейке шпинделя за счет закручивания регулировочных гаек 3 и 4. Кольцо подшипника деформируется в радиальном направлении, выбирается радиальный зазор и создается предварительный натяг определенной величины, для чего предварительно подшлифовываются установленные полукольцевые компенсаторы 5 и 6.

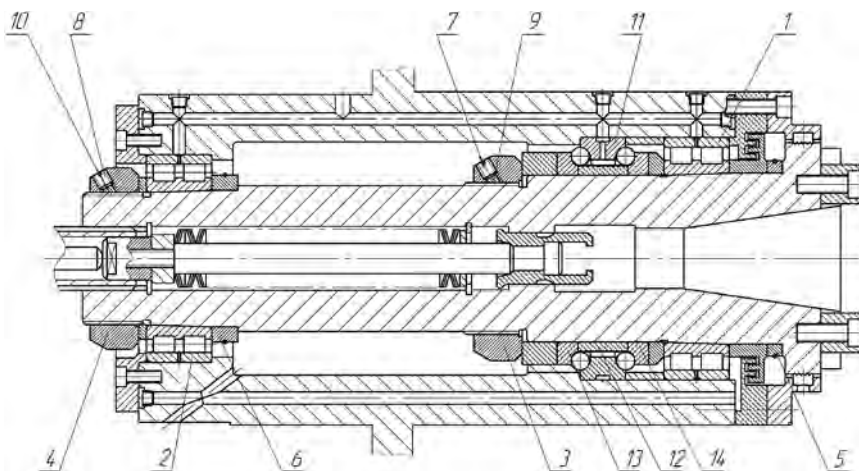


Рис. 9.9. Схема регулирования натяга шпиндельных опор шпиндельной бабки горизонтального многоцелевого станка

Кроме того, в передней опоре установлен упорно-радиальный шариковый подшипник с углом контакта 60° серии 178800 в комплекте с радиальным роликоподшипником типа 3182100. Величина предварительного натяга в этом подшипнике регулируется подшлифовкой распорной втулки 12. При вращении регулировочной гайки 3 внутренние кольца подшипника 13 и 14 смещаются навстречу друг к другу и создается определенный натяг между шариками и рабочими поверхностями наружного 11 и внутренних 13 и 14 колец.

В устройствах для регулировки подшипников регулировочные гайки 3 и 4 должны надежно фиксироваться в любом угловом положении или через каждые $20\text{--}30^\circ$ винтами 7 и 8 через прокладки 9 и 10 из пластического материала после достижения требуемого натяга в подшипниках.

9.11. Смазывание подшипников шпиндельных опор

Смазывание подшипников шпиндельных опор осуществляется жидким смазочным материалом (масло И-30А по ГОСТ 20977–84), который отводит тепло от шпиндельных опор, уносит из подшипников продукты изнашивания, делает ненужным периодический надзор за подшипниками и обеспечивает образование гидродинамической пленки на их рабочих поверхностях в зоне контакта.

Масло в шпиндельные опоры подается принудительно по специальным каналам в корпусе шпиндельного узла, проходит через рабочую зону подшипников и стекает в резервуар, где происходит его охлаждение (рис. 9.10). Для улучшения циркуляции масла предусмотрены отверстия в наружных кольцах подшипников. Из опор шпинделя предусмотрен свободный слив масла по специальным каналам, благодаря чему не допускается его застой и снижается температура опоры. Шпиндельный узел имеет лабиринтные уплотнения, обеспечивающие надежную и стабильную работу в течение всего срока эксплуатации главного привода.

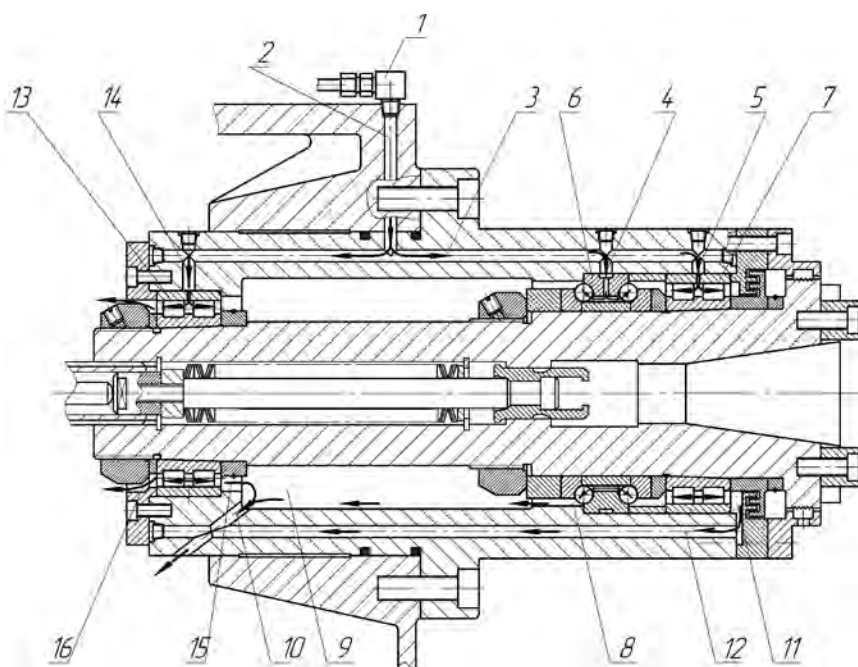


Рис. 9.10. Схема смазывания шпиндельных опор шпиндельной бабки горизонтального многоцелевого станка

Циркуляционное смазывание осуществляется системой, общей для шпиндельного узла и коробки скоростей. Масло под давлением подается к штуцеру 1, а затем по каналам 2 в корпусе шпиндельной

бабки и 3 в корпусе шпиндельного узла – к передней и задней опорам шпинделя (см. рис. 9.10).

Для смазывания подшипников передней опоры шпинделя масло подается по каналам 2 и 3, а затем через отверстия 4 и 5 в наружных кольцах подшипников проходит в рабочую зону подшипников 6 и 7. Смазка, попавшая в рабочую зону подшипника 6, проходит через нее и далее через зазор 8 между распорной втулкой и корпусом в полость 9 корпуса шпиндельного узла, а затем по каналу отвода 10 самотеком сливается в корпус шпиндельной бабки.

Смазка, попавшая в рабочую зону подшипника 7, проходит через нее и попадает в полость 11 крышки, откуда по каналам отвода 12 и 10 в корпусе шпиндельного узла стекает в корпус шпиндельной бабки.

Для смазывания подшипника задней опоры шпинделя масло проходит по каналам 2 и 3, затем через отверстия 14 в корпусе и в наружном кольце подшипника 13 подается в рабочую зону подшипника. Часть смазки из рабочей зоны попадает в полость 9 через зазор 15 между компенсаторными полукольцами и корпусом шпиндельного узла и далее в канал отвода 10. Другая часть через зазор 16 между регулировочной гайкой и крышкой сразу сливается в полость корпуса шпиндельной бабки.

9.12. Принцип работы механизма зажима и разжима инструмента

9.12.1. Принцип работы механизма зажима инструмента

Механизм зажима инструмента (рис. 9.11) состоит из цангового устройства 1, штока 2 и тарельчатой пружины 3, подвижного кольца 4 и регулировочной гайки 5. Для зажима инструмента цанга 1, которая была предварительно разжата, перемещается влево под действием тарельчатой пружины 3 с помощью штока 2 через подвижное кольцо 4. При этом губки зажимной цанги сходятся в радиальном направлении и захватывают хвостовик режущего инструмента. Инструмент удерживается в зажатом состоянии тарельчатой пружиной 3, усилие которой, а следовательно и усилие зажима инструмента можно регулировать гайкой 5.

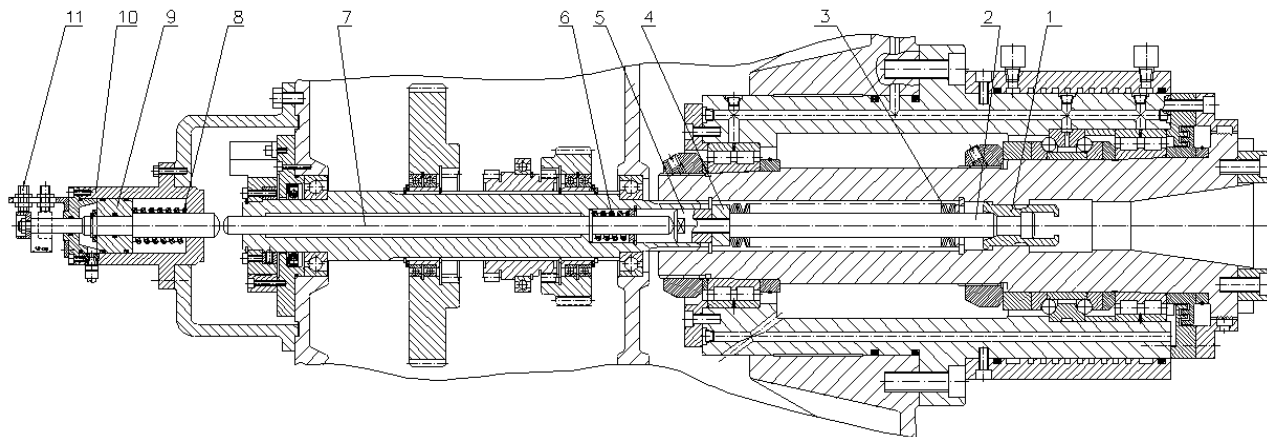


Рис. 9.11. Механизм зажима и разжима инструмента многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

9.12.2. Принцип работы механизма разжима инструмента

Привод разжима режущего инструмента (см. рис. 9.11) состоит из гидравлического цилиндра 10 одностороннего действия с подпружиненным поршнем 9. Для разжима инструмента жидкость подается в левую полость гидроцилиндра 10, поршень 9 перемещается вправо и через штоки 2 и 7 перемещает зажимную цангу 1 вправо. Губки цанги 1 расходятся, и инструмент освобождается. Возвращение поршня 9 в исходное положение осуществляется пружиной 8, а штока 7 – пружиной 6. При этом бесконтактные конечные выключатели 11 включают и отключают подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр 10 в конце хода поршня 9.

9.13. Механизм переключения диапазонов регулирования частот вращения шпинделя

В проектируемом приводе главного движения переключение диапазонов регулирования частот вращения шпинделя осуществляется с помощью гидравлического механизма (рис. 9.12). Так как коробка скоростей двухступенчатая, то зубчатая муфта переключения скоростей 1 имеет две позиции и для их обеспечения используется двухпозиционный гидравлический цилиндр. Переключение муфты осуществляется в момент остановки шпинделя.

Для переключения зубчатой муфты 1 в крайнее правое положение через штуцер 2 подается рабочая жидкость, которая попадает в левую полость 3 цилиндра. Жидкость из правой полости 4 сливается через штуцер 5 в бак. Поршень 6 со штоком 7 и закрепленной на нем вилкой 8 при помощи штифта 9 перемещает зубчатую муфту 1 в крайнее правое положение до упора с корпусом 10. Данное положение фиксируется за счет подпружиненного шарика 11, который расположен в корпусе цилиндра 10. Когда шток 7 дойдет до крайнего правого положения конечный выключатель 13 отключает подачу рабочей жидкости.

Для переключения зубчатой муфты 1 в крайнее левое положение через штуцер 5 подается рабочая жидкость, которая попадает в правую полость 4 цилиндра. Жидкость из левой полости сливается через штуцер 2 в бак. Поршень 6 со штоком 7 и закрепленной на нем вилкой 8 при помощи штифта 9 перемещает зубчатую муфту 1 в крайнее левое положение, а поршень 6 дойдет до упора с крышкой 12.

Данное положение фиксируется за счет подпружиненного шарика *11*, который расположен в корпусе цилиндра *10*. Когда шток *7* придет к крайнего левого положения, конечный выключатель *14* отключит подачу рабочей жидкости.

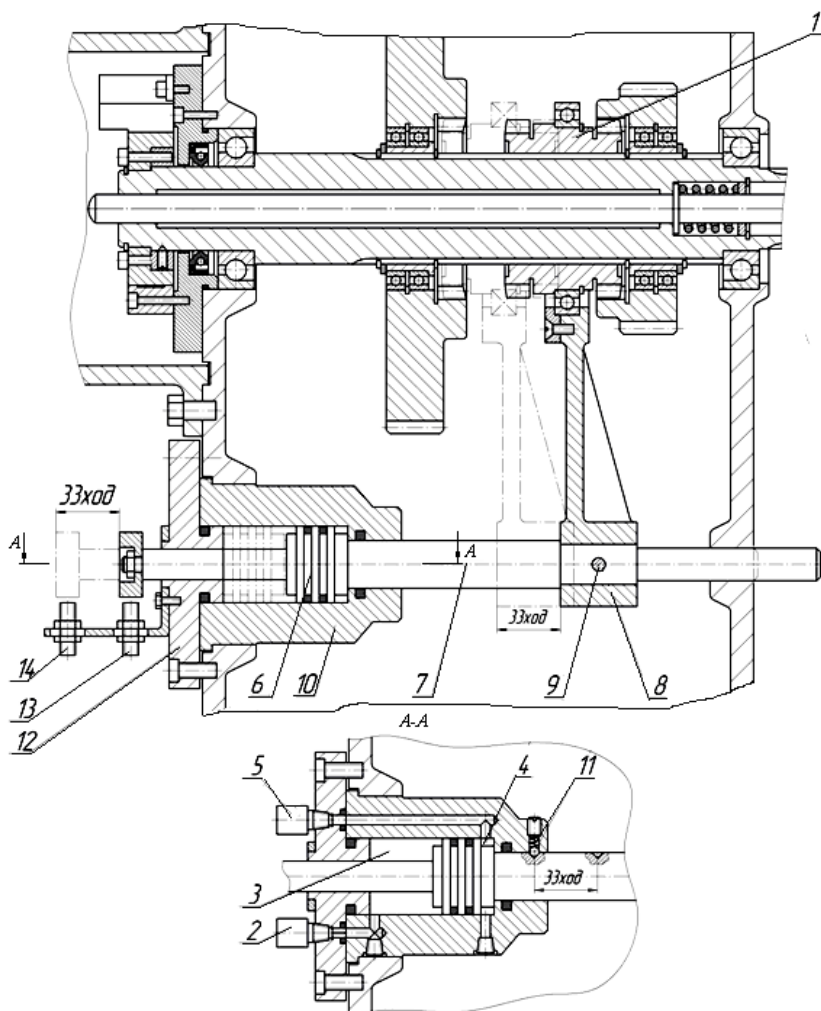


Рис. 9.12. Механизм переключения диапазонов регулирования частот вращения шпинделя двухступенчатой коробки скоростей многоцелевого горизонтального станка

9.14. Обоснование технических требований

Технические требования излагаются в следующей последовательности.

9.14.1. Требования, определяющие качество и точность изготовления

Нормы точности и жесткости шпиндельных узлов многоцелевых станков устанавливает ГОСТ 30027–91. Для многоцелевых станков класса точности П с шириной рабочей поверхности стола $B = 400$ мм должны обеспечиваться:

- а) допуск радиального биения конического отверстия шпинделя 0,008 мм;
- б) допуск осевого биения шпинделя 0,006 мм;
- в) допуск торцового биения опорного фланца шпинделя 0,007 мм;
- г) поверхностная твердость конца шпинделя и конического отверстия шпинделя – не ниже 55 HRC (это требование обеспечивает требуемую износостойкость конуса базирования инструмента на протяжении всего срока службы станка).

9.14.2. Требования к точности монтажа изделия

1. Пятно контакта в зубчатых зацеплениях должно занимать по высоте зуба – не менее 45 %, а по длине зуба – не менее 60 % номинальной поверхности зуба.
2. Зубчатые передачи должны соответствовать 7-й степени точности.
3. Затяжку крепежных винтов направляющих начинать с середины, по очереди в стороны обеих концов.
4. Все часто отвинчиваемые при эксплуатации станка винты и гайки должны быть термически обработаны до твердости не менее 35 HRC.

9.14.3. Требования к настройке и регулированию изделия

1. Регулирование зазоров и предварительного осевого натяга в подшипниках обеспечивается затяжкой регулировочных гаек. Величина натяга регламентирована величиной предварительной подшлифовки компенсаторных полуколец и распорной втулки.

2. Тарельчатые пружины тарировать усилием не менее 8000 Н, усилие при отжиме не более 14000 Н (такое усилие необходимо для надежного удержания и базирования инструмента с оправкой в шпинделе).

3. Дисбаланс устранять за счет вывинчивания винтов на переднем конце шпинделя.

4. При сборке гидроцилиндров резиновые уплотнения смазать маслом и предохранять от перекосов, попадания абразивных материалов и продуктов коррозии.

9.14.4. Прочие технические требования к качеству изделия

1. Средний уровень шума не должен превышать 75 дБ.

2. На обработанных поверхностях составных частей (рабочая поверхность штока гидроцилиндра, базовые поверхности направляющих и т. д.) шпиндельной бабки не допускаются задиры, царапины и другие механические повреждения, снижающие эксплуатационные качества или ухудшающие внешний вид.

3. На поверхностях резьбы не допускаются вмятины и заусенцы.

4. Предельная температура нагрева подшипника в передней опоре шпинделя при максимальной скорости не должна превышать 55° (требование регламентирует величину погрешности обработки из-за температурных расширений).

5. Все наружные и внутренние необработанные поверхности деталей шпиндельной бабки должны быть защищены лакокрасочными покрытиями.

6. Отливка корпуса шпиндельной бабки должна подвергаться естественному или искусственному старению в соответствии с требованиями стандарта и ТУ.

7. Для изготовления гибких трубопроводов гидравлической системы должны применяться армированные резиновые бесшовные трубы по ГОСТ 8734–75 и ГОСТ 9567–75.

9.14.5. Условия и методы испытания

1. Шпиндельную бабку обкатать в течение шести часов, при этом температура опор шпинделя на максимальной частоте вращения

холостого хода не должна превышать 50°, уровень шума при обкатке не должен превышать 75 дБ.

2. Проверку точности зацепления зубчатых колес производить по краске.

3. Шпиндельный узел подвергнуть динамической балансировке, остаточная неуравновешенность не более 80 г·мм (требование регламентирует величину погрешности обработки, связанной с вибрациями тела шпинделя из-за динамической неуравновешенности).

9.14.6. Требования по смазыванию изделия

1. В систему смазки залить масло И-30А по ГОСТ 20977–84.

2. Щели лабиринтных уплотнений заполнить солидолом.

3. Течи масла по стыкам и уплотнениям не допускаются.

9.14.7. Требования по эксплуатации изделия

1. Перемещение штока при работе гидроцилиндра должно быть плавным, без рывков и заеданий.

2. Перемещение блока по шлицевому валу должно быть плавным, без рывков и заеданий.

3. Маркировать обозначение на табличке.

9.15. Требования охраны труда к конструкции проектируемого объекта и при его эксплуатации

9.15.1. Общие требования безопасности

Требования безопасности регламентированы межгосударственным стандартом ГОСТ 12.2.009–99 «Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности». Конструкция станков должна сводить к минимуму возникновение опасных ситуаций при их эксплуатации, наладке, техническом обслуживании и ремонте. В конструкции должно быть учтено и сведено до минимума (в соответствии с ГОСТ 21021 и ГОСТ 26642) влияние внешних факторов (электромагнитных, электрических, радиопомех, тепла, вибрации) на безопасность работы станков.

9.15.2. Требования охраны труда к конструкции приводов станка

При проектировании станка и его приводов выбираются следующие средства предотвращения опасных ситуаций:

а) применение встроенных предохранительных устройств, действующих автоматически без вмешательства работающего (датчик положения шпинделя, датчик положения стойки, предохранительные муфты и т. д.);

б) применение предохранительных устройств, требующих действия со стороны работающего (закрытие дверей кабины и т. д.);

в) контроль процесса обработки с помощью электроавтоматики станка, которая передает отображение на дисплей монитора УЧПУ;

г) визуальное наблюдение непосредственно процесса обработки только через смотровое окно защитного ограждения;

д) установка на станке табличек с предупреждающими надписями, указаниями по безопасным приемам работы и т. д.

На станке установлено множество датчиков следящей аппаратуры, которые соединены с общую следящую систему. Так как станок имеет программное управление, то блок ЧПУ обрабатывает сигналы следящей системы и предусматривает отображение на мониторе всех ошибок (программных, механических, гидравлических и электрических).

Станок имеет предохранительные устройства от перегрузки, способной вызвать поломку деталей станка и травмирование работающего оператора, а также устройство, предотвращающее самопроизвольное опускание шпиндельной бабки. Перемещение узлов станка в крайних положениях ограничивается устройством, исключающим их перебеги за допустимые пределы. Станок оборудован устройством автоматической смены инструмента и блокировкой, допускающей включение цикла обработки только после зажима инструмента. Конструкция устройства автоматического зажима инструмента позволяет надежно удерживать инструмент во время обработки, а так-же в случаях неожиданного прекращения подачи электроэнергии, падения давления масла в гидроприводе.

9.15.3. Требования охраны труда к конструкции станка

Станок имеет модульную структуру компоновки, все элементы сборного крепления имеют удобный наружный доступ, и процесс

ремонта станка значительно упрощается. Основные узлы станка находятся за ограждением рабочей зоны, и при их обслуживании процесс обработки не будет создавать опасностей. Наиболее выступающие при работе за габарит станины внешние торцы сборочных единиц, способные травмировать ударом (перемещающиеся со скоростями более 150 мм/с), окрашиваются чередующимися под углом 45° полосами желтого и черного цветов. Станина не имеет сильно выступающих частей, и все угловые грани имеют литейные радиусы скругления.

С наружной стороны кабины наносится предупреждающий знак опасности по ГОСТ 12.4.026–86 и устанавливается табличка по ГОСТ 12.4.026–86 с надписью «При включенном станке не открывать!». Дверцы имеют блокировку, автоматически отключающую станок при их открывании. На станке установлено устройство местного освещения зоны обработки с безопасным напряжением 24 В и предусмотрена возможность его надежной установки и фиксации.

9.15.4. Требования охраны труда к органам управления станка

Органы ручного управления выполнены и расположены так, чтобы пользование ими было удобно и исключалось случайное воздействие на них. Назначение органов управления указывается находящимися рядом надписями или символами (ГОСТ 12.4.040–82). Рукоятки и другие органы управления станка снабжены надежными фиксаторами, не допускающими самопроизвольных перемещений органов управления. Станок имеет ручной вводный выключатель, размещенный в безопасном и удобном для обслуживания месте и предназначенный для подключения электрооборудования станка и отключения от сети в случаях, которые могут вызвать поломку оборудования. Кнопка «Стоп» используется для аварийного отключения и имеет выступающий грибовидный толкатель увеличенного размера, при этом вся зона обработки закрывается общим защитным устройством.

9.15.5. Прочие требования охраны труда и техники безопасности

Для снижения уровня шума в станке все узлы, являющиеся источником шума, изготовлены с повышенным классом точности и

балансировки, трущиеся поверхности обильно смазываются, а узлы расположены в корпусах, закрытых крышками с прокладкой. Для защиты рабочего от вибрации станок устанавливается на виброизолирующие опоры.

Станок оборудован централизованной системой смазки. Места заполнения смазки окрашены в цвет, резко отличающийся от цвета окраски станка. Устройство для подвода смазочно-охлаждающей жидкости в зону обработки станка обеспечивает возможность удобного и безопасного регулирования их положения, надежной фиксации и необходимого распределения жидкости в зоне резания.

9.16. Техничко-экономические показатели проекта

9.16.1. Основные показатели экономического обоснования проекта

1. Экономическое обоснование конструкторских решений, повышающих технологичность отдельных агрегатов, сборочных единиц и станка в целом, выполняется в соответствии с методикой расчета экономической эффективности внедрения нового технологического оборудования. Разработка и внедрение нового оборудования сопровождается экономическим анализом, который представляет собой системное исследование влияния технических показателей на экономическую эффективность принимаемых решений. Экономическая оценка технических решений комплексно характеризуется полезным эффектом новой техники и конкурентоспособностью.

2. Полезный эффект новой техники в потреблении представляет стоимостную оценку изменений ее потребительских свойств, производительности, надежности, качества выпускаемой продукции, расхода электроэнергии, материалов, производственных площадей и т. д. Конкурентоспособность новой техники проявляется на рынке и определяется ее потребительскими свойствами и ценой. Изготовитель нового станка заинтересован продать его как можно дороже и не может нормально работать при цене, меньшей его экономических затрат. Потребитель оборудования заинтересован в снижении затрат на свою продукцию и стремится приобрести новый станок по возможно меньшей низкой цене. Поэтому возникает необходимость

определения нижнего и верхнего пределов отпускной цены нового станка.

3. Верхний и нижний пределы отпускной цены нового оборудования влияют на его конкурентоспособность. Если разность между верхним и нижним пределами отпускной цены положительна, то новая техника конкурентоспособна и эффективна, а если отрицательна – то новая техника неэффективна. В этом случае необходимо за счет совершенствования конструкции улучшить технико-эксплуатационные параметры станка и тем самым повысить его полезный эффект или снизить затраты на производство. Таким образом, основными показателями экономического обоснования новой техники являются полезный эффект, верхний и нижний пределы цены нового оборудования.

9.16.2. Методика оценки проекта инновационного оборудования

1. При проектировании инновационного технологического оборудования важным является установление направлений технических конструкторских и технологических инноваций и уровней научно-технической значимости проектов. Технические инновации технологического оборудования качественно изменяют конечное изделие либо уменьшают его стоимость. Методика оценки технического уровня инновационности технологического оборудования имеет особенности и в зависимости от категории нововведения измеряется различными показателями.

Технические инновации – это создаваемые, усовершенствованные или осваиваемые виды оборудования. По степени новизны их можно классифицировать как:

- а) абсолютно новые разработки в виде принципиально нового продукта, не имеющего аналогов;
- б) модернизация оборудования с изменениями в соответствии с новыми нормами и требованиями;
- в) модификация оборудования с видоизменениями, преобразованиями, новыми свойствами в виде их качественно различных разновидностей.

2. Конструкторские инновации связаны с качественными изменениями изделия либо его потребительских свойств. *Конструктор-*

ская подготовка производства инновационного технологического оборудования включает инженерное прогнозирование; параметрическую оптимизацию объектов производства и опытно-конструкторские работы. *Параметрическая* оптимизация связана с обеспечением оптимальных параметров и типоразмеров проектируемого оборудования и с отработкой конструкции на технологичность. *Технологические* инновации связаны с изменениями в способе производства, что приводит либо к качественным изменениям в самом изделии и его потребительских свойствах, либо к уменьшению конечной стоимости.

Разработка конструкции оборудования состоит из следующих этапов: выполнение инженерно-технических расчетов; технико-экономическое обоснование; проектирование и конструирование изделия; экспериментальные работы; изготовление опытных образцов; корректировка конструкторской документации.

Степень воплощения в инновационном оборудовании накопленных научно-технических знаний в соответствии с его функциональным назначением рассматривается как технический уровень, а если еще и наиболее экономичным способом – то как технико-экономический уровень.

3. Для потребителя технико-экономический уровень представляется как компромисс между выгодой, получаемой от этого уровня, и затратами на приобретение соответствующего оборудования, а для производителя – как компромисс между отпускной ценой на оборудование с определенным уровнем совершенства и затратами на его обеспечение.

Технический уровень проектируемого инновационного оборудования оценивается степенью положительного эффекта от эксплуатации нового изделия, и его повышение означает воплощение новых и нереализованных ранее научно-технических знаний. Для оценки технического уровня технологического оборудования применяется дифференцированный подход с учетом не только производственных операций, выполняемых оборудованием, но и возможностей применения в различных производствах. Научно-технические знания не поддаются непосредственному количественному измерению, поэтому технические инновации имеют относительную оценку на основе сравнения оборудования, имеющего лучшие тех-

нические возможности и предназначенного для реализации аналогичных производственных функций.

Системы управления техническим уровнем и качеством позволяют проводить глубокий анализ возможных вариантов сложных конструкций на стадии научных и конструкторских проработок. Превентивная концепция управления техническим уровнем и качеством является перспективной, поэтому приоритетное внимание должно уделяться:

а) созданию высокопроизводительного оборудования, способного по своим характеристикам поддерживать необходимый уровень продукции;

б) оснащению оборудования микропроцессорными устройствами управления, контроля, диагностики и регулирования работы;

в) обеспечению эффективного технического обслуживания и ремонта;

г) критериям надежности и стабильности технологических параметров.

Оценка новой инновационной продукции на соответствие мировому техническому уровню включает:

а) определение номенклатуры показателей, необходимых для оценки;

б) формирование группы аналогов и установление значений их показателей;

в) выделение базовых образцов из группы аналогов;

г) сопоставление оцениваемого образца с базовыми образцами.

Номенклатура показателей для оценки технического уровня должна обеспечивать сопоставимость различных образцов оборудования одного вида и приниматься одинаковой для всех аналогов и оцениваемого оборудования. Кроме оценочных показателей номенклатура включает классификационные показатели, такие как назначение, технические возможности, область применения оборудования, его геометрические, кинематические и силовые параметры, наличие дополнительных устройств и свойств и др.

Повышение технического уровня инновационного технологического оборудования обеспечивается внедрением ресурсосберегающей техники с высокой производительностью, единой мощностью, надежностью и экономичностью как в производстве, так и в эксплуатации. Таким образом, совершенствование технологического оборуду-

дования связано с повышением производительности, надежности, мощности, ресурсосбережения.

4. Для расчета технического уровня инновационности технологического оборудования могут применяться следующие классификационные показатели:

а) габаритные размеры инновационного и базового оборудования: B_1 и B_0 – ширина; L_1 и L_0 – длина; H_1 и H_0 – высота;

б) мощность и производительность инновационного и базового оборудования: N_1 и N_0 – мощность; Q_1 и Q_0 – производительность;

в) трудоемкость обслуживания: T_1 и T_0 – зоны обслуживания нового и базового оборудования.

Габаритные размеры имеют значение для размещения нового оборудования на производственных площадях, мощность и производительность позволяют определить степень прогрессивности инновационного оборудования, а зона обслуживания – более точно определить число работников для обслуживания нового оборудования.

Расчет степени инновационности нового технологического оборудования может быть произведен по формуле

$$\eta = \sum \eta_i = |\eta_1| + |\eta_2| + |\eta_3| + \dots + |\eta_n|,$$

где $|\eta|$ – общая оценка степени инновационности;

$|\eta_i|$ – степень совершенства по отдельным классификационным показателям;

$|\eta_1|$ – степень совершенства по габаритам;

$|\eta_2|$ – степень совершенства по мощности и производительности;

$|\eta_3|$ – степень совершенства по трудоемкости обслуживания, которые рассчитываются по формулам:

$$\eta_1 = \sum (|1 - \frac{B_1}{B_0}| + |1 - \frac{L_1}{L_0}| + |1 - \frac{H_1}{H_0}|);$$

$$\eta_2 = \sum (|\frac{N_1}{N_0} - 1| + |\frac{Q_1}{Q_0} - 1|);$$

$$\eta_3 = \sum (|\frac{T_1}{T_0} - 1|),$$

где B_1 и B_0 , L_1 и L_0 , H_1 и H_0 – ширина, длина и высота инновационного и базового оборудования;

N_1 и N_0 , Q_1 и Q_0 – мощность и производительность инновационного и базового оборудования;

T_1 и T_0 – зона обслуживания на новом и заменяемом оборудовании.

При этом число сопоставляемых параметров зависит от особенностей этого оборудования и суть оценки заключается в отыскании положительных и отрицательных отклонений инновационного оборудования от заменяемого базового оборудования.

9.16.3. Основные технико-экономические показатели проекта

Ниже приводятся типовые технико-экономические показатели и их значения для проекта многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ при внедрении спроектированной шпиндельной бабки главного привода (табл. 9.3). При этом проводится сравнение на примере изготовления детали при базовом варианте с использованием многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка МС 032.

Таблица 9.3

Технико-экономические показатели проекта

№	Показатели	Условные обозначения	Варианты	
			базовый	проектный
1	2	3	4	5
1	Годовая производительность, шт./год	B	72844	89654
2	Коэффициент технологического использования оборудования	b	0,92	0,92
3	Коэффициент повышения производительности оборудования	K_p	–	1,23
4	Удельная масса, кг/шт., ч	M_v	26,2	32,3
5	Удельный расход электроэнергии, кВт·ч/шт.	\mathcal{E}_y	0,48	0,45
6	Количество станков, обслуживаемых одним оператором	P	1	1

7	Количество станков, обслуживаемых одним наладчиком	Н	5	5
---	--	---	---	---

Окончание табл. 9.3

1	2	3	4	5
8	Сопутствующие капиталовложения потребителя (удельные), тыс. руб./шт.	K'_y	3,110	3,150
9	Текущие издержки потребителя (удельные), тыс. руб./шт.	I'_y	1,99	1,86
10	Полезный эффект, млн. руб.	$\mathcal{E}_п$	–	230,0
11	Отпускная цена (нижний предел), млн руб.	$\mathcal{C}_{нп}$	–	182,8
12	Отпускная цена (верхний предел), млн руб.	$\mathcal{C}_{вп}$	–	247,9
13	Коэффициент наукоемкости новой техники	$K_{ниокр}$	–	0,26

При расчете технико-экономических показателей проекта определялись:

- а) годовая производительность оборудования B , шт./год;
- б) количество станочников на каждую операцию $P_{ст}$;
- в) коэффициент роста производительности $K_{п}$;
- г) коэффициент учета изменения срока службы нового станка $K_{д}$;
- д) годовые эксплуатационные издержки потребителя I , млн руб.;
- е) годовая заработная плата $I_з$, млн руб.;
- ж) затраты на ремонт и техническое обслуживание $I_р$, млн руб.;
- з) удельный расход электроэнергии \mathcal{E}_y , кВт·ч/шт.;
- и) изменение текущих издержек эксплуатации $I_т$, млн руб.;
- к) полезный эффект нового станка $\mathcal{E}_п$, млн. руб.;
- л) верхний предел отпускной цены нового станка $\mathcal{C}_{вп}$, млн руб.;
- м) нижний предел отпускной цены нового станка $\mathcal{C}_{нп}$, млн руб.;
- н) коэффициент наукоемкости $K_{ниор}$ и др.

Л и т е р а т у р а

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 1. – 736 с.; Т. 2. – 584 с.; Т. 3. – 576 с.
2. Бушуев, В.В. Основы конструирования станков / В.В. Бушуев. – М.: Станкин, 1992. – 520 с.
3. Глубокий, В.И. Металлорежущие станки и промышленные роботы: Приводы станков с ЧПУ и агрегатных станков / В.И. Глубокий. – Минск: БПИ, 1986. – 48 с.
4. Глубокий, В.И. Металлорежущие станки и промышленные роботы: Проектирование приводов станка / В.И. Глубокий, А.И. Кочергин. – Минск: БПИ, 1987. – 120 с.
5. Глубокий, В.И. Металлорежущие станки и промышленные роботы: Конструирование металлорежущих станков / В.И. Глубокий. – Минск: БПИ, 1988. – 68 с.
6. Дунаев, П.В. Конструирование узлов и деталей машин / П.В. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
7. Конструкция и наладка станков с программным управлением и роботизированных комплексов / Л.И. Грачев [и др.]. – М.: Высшая школа, 1989. – 271 с.
8. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А.И. Кочергин. – Минск: Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
9. Кочергин, А.И. Шпиндельные узлы с опорами качения / А.И. Кочергин, Т.В. Василенко. – Минск: БНТУ, 2007. – 124 с.
10. Курмаз, Л.В. Детали машин: Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Минск: Технопринт, 2001. – 290 с.
11. Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий / А.Г. Маеров. – М.: Машиностроение, 1986. – 367 с.
12. Металлорежущие станки / под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 575 с.
13. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.

14. Металлорежущие станки / Н.С. Колев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.

15. Модзелевский, А.А. Многооперационные станки: Основы проектирования и эксплуатации / А.А. Модзелевский, А.В. Соловьев, В.А. Лонг. – М.: Машиностроение, 1981. – 365 с.

16. Охрана труда в машиностроении / под ред. С.В. Белова, Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1983. – 432 с.

17. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под ред. А.С. Проникова. – М.: МГТУ, 1994. – Т. 1. – 444 с.; 1995. – Т. 2, ч. 1. – 368 с.; Ч. 2. – 319 с.

18. Расчет и проектирование деталей машин / под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247 с.

19. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении / под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1989. – 190 с.

20. Справочник по автоматизированному электроприводу / под ред. В.А. Елисеева и А.В. Шинянского. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 616 с.

21. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. Е.Я. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. – Т. 2. – 655 с.

22. Станочное оборудование автоматизированного производства: в 2 т. / под ред. В.В. Бушуева. – М.: Станкин, 1994. – Т. 1. – 580 с.; Т. 2. – 656 с.

23. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1979. – 592 с.

24. Тарзиманов, Г. А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Общий вид горизонтального многооперационного станка

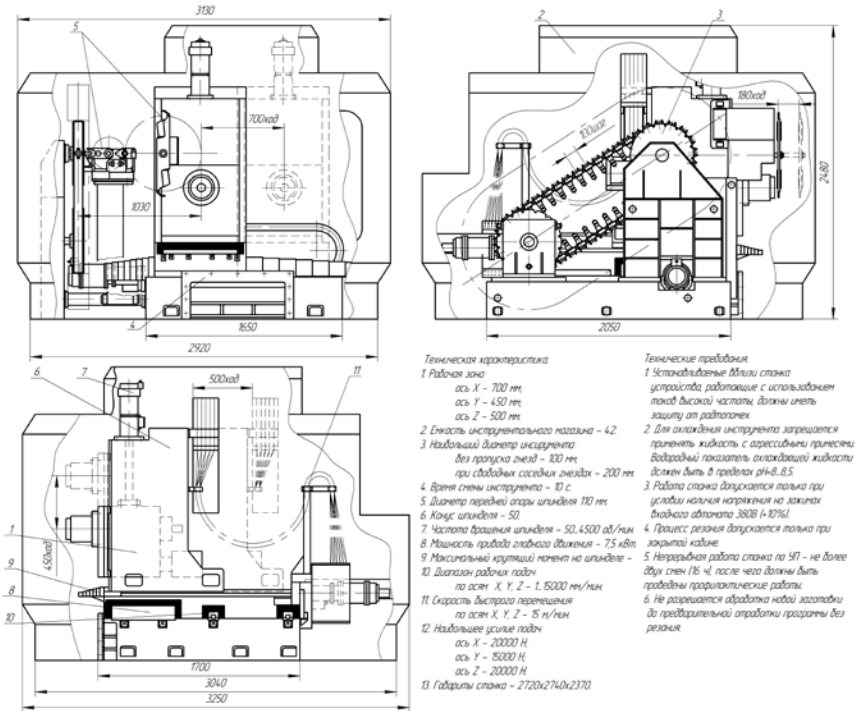


Рис. П 1.1. Общий вид многооперационного горизонтального сверлильно-фрезерно-расточного модуля с центральной шпиндельной бабкой

Шпиндельная бабка горизонтального многооперационного станка

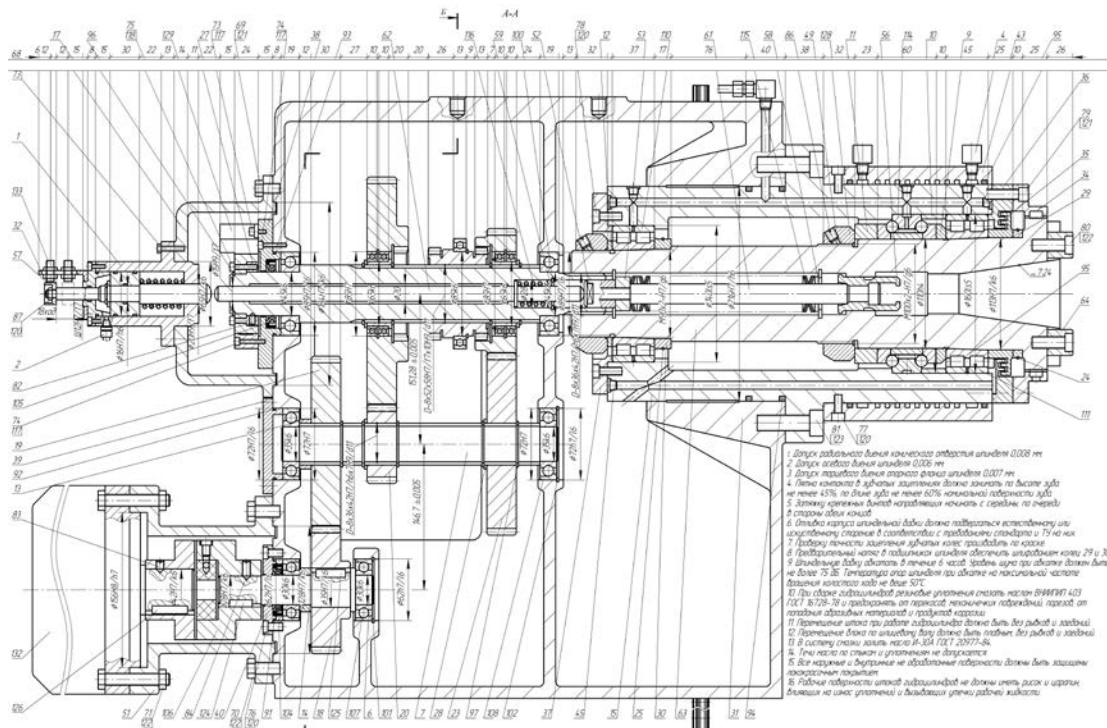


Рис. П 2.1. Шпиндельная бабка многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с автономным шпиндельным узлом (развертка)

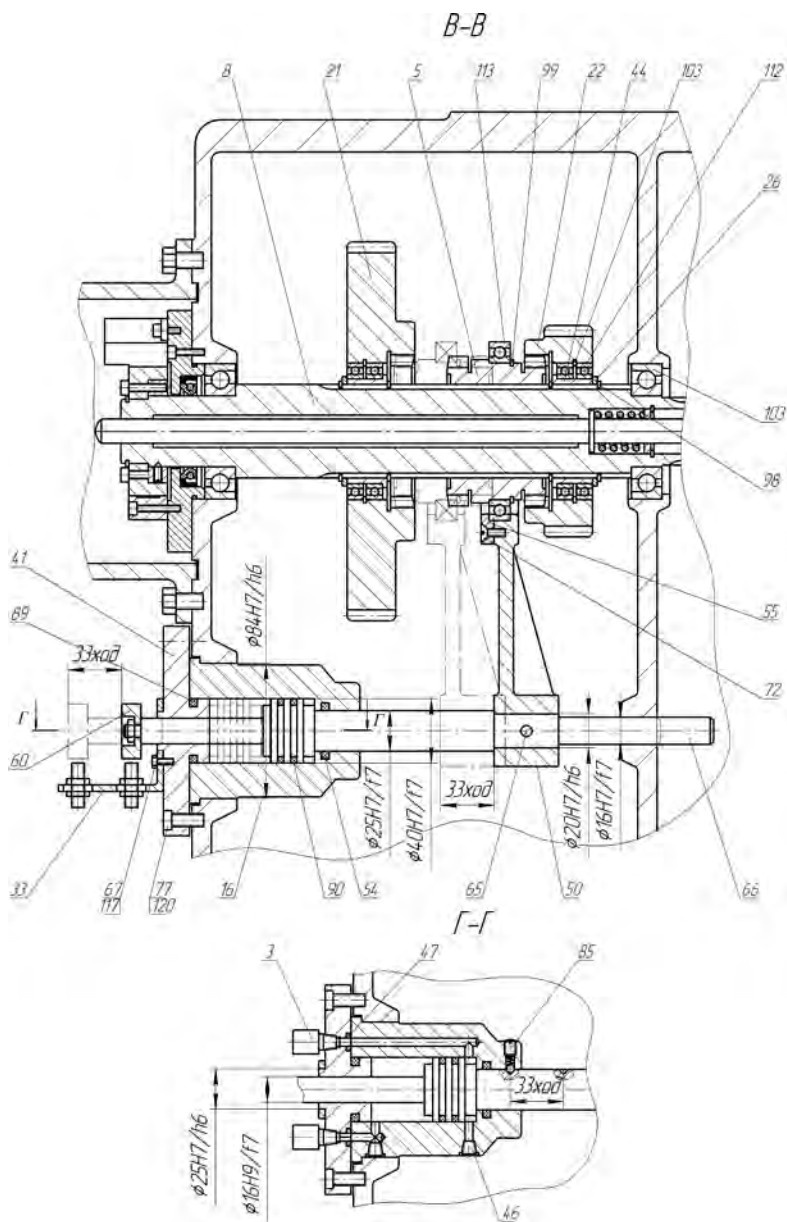


Рис. П 2.3. Шпиндельная бабка многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка (механизм переключения диапазонов регулирования частот вращения шпинделя)

Рис. П 3.1. Шпиндельная автономная бабка токарного станка с ЧПУ с механизмом зажима заготовок

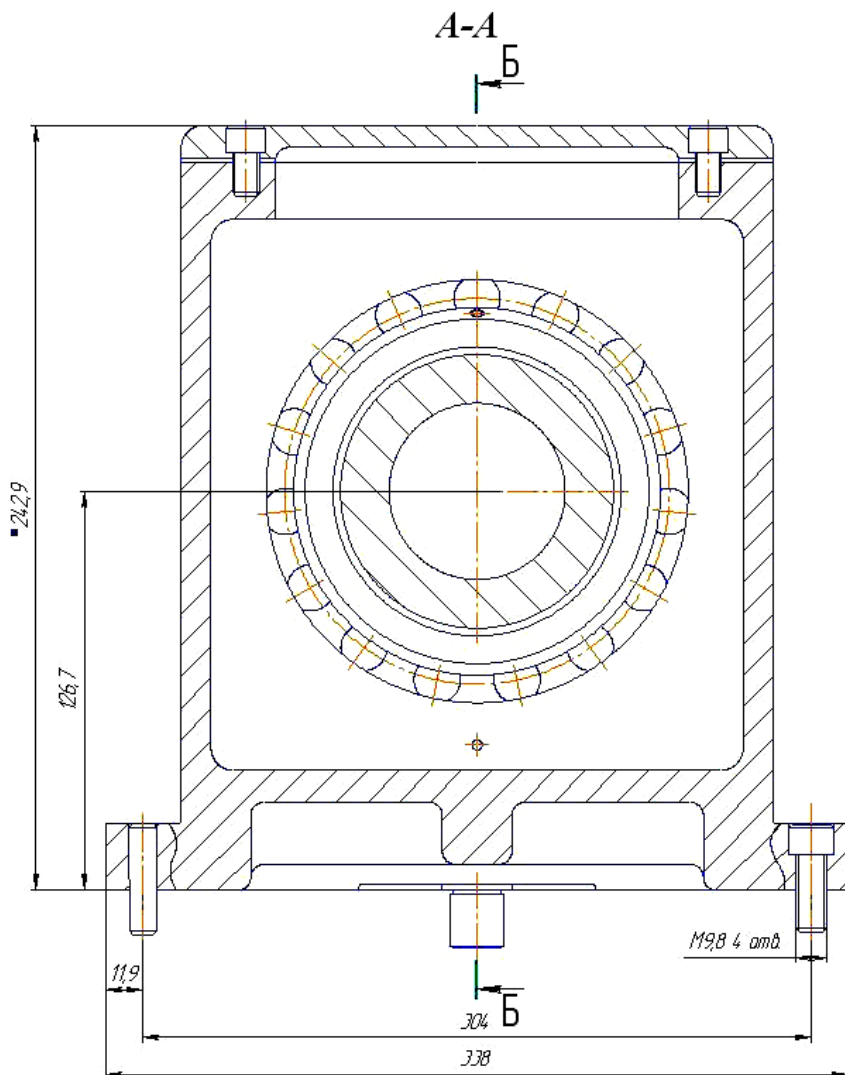


Рис. П 3.1 (окончание)

Рис. П 4.1. Коробка скоростей главного привода токарного станка с ЧПУ с автономной шпиндельной бабкой

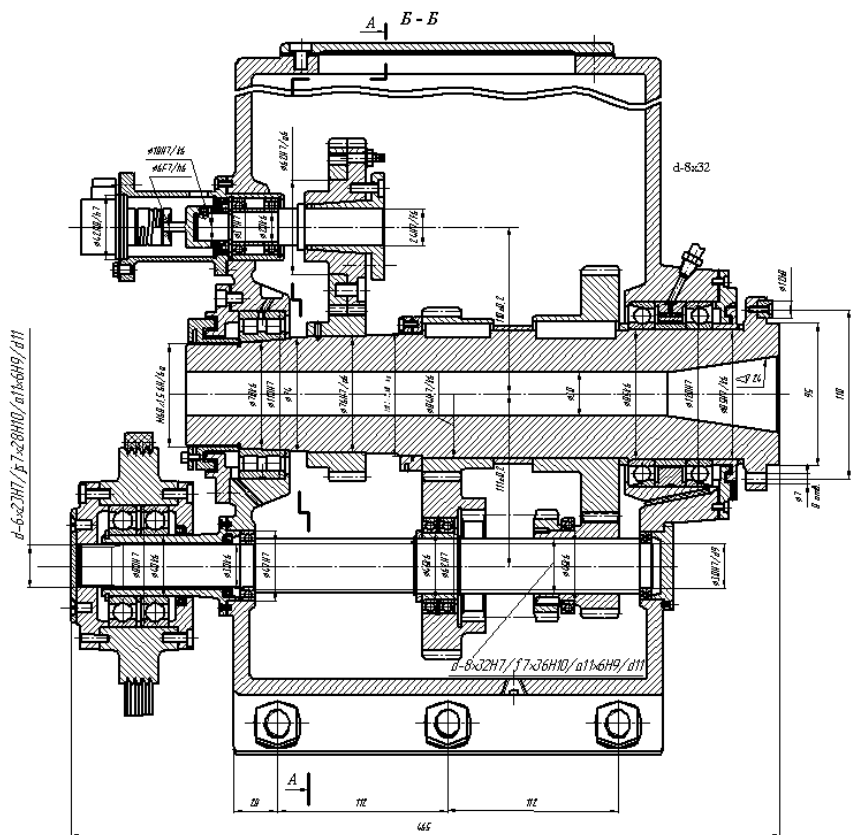


Рис. П 5.2. Шпиндельная бабка токарного станка с ЧПУ с наклонной станиной с двухступенчатой коробкой скоростей

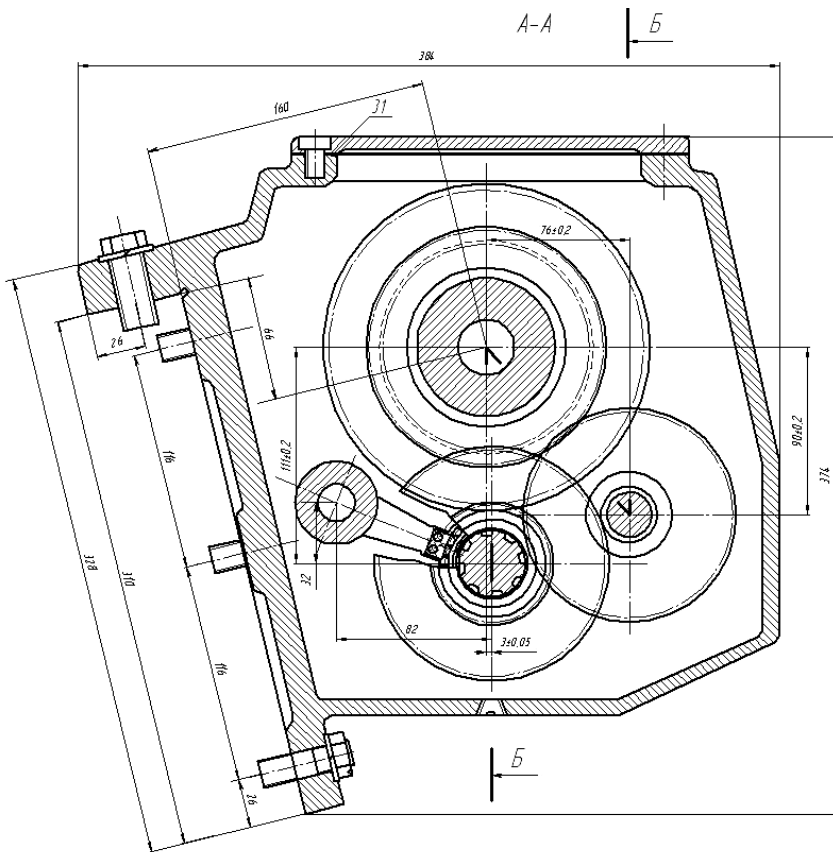


Рис. П 5.2 (окончание)

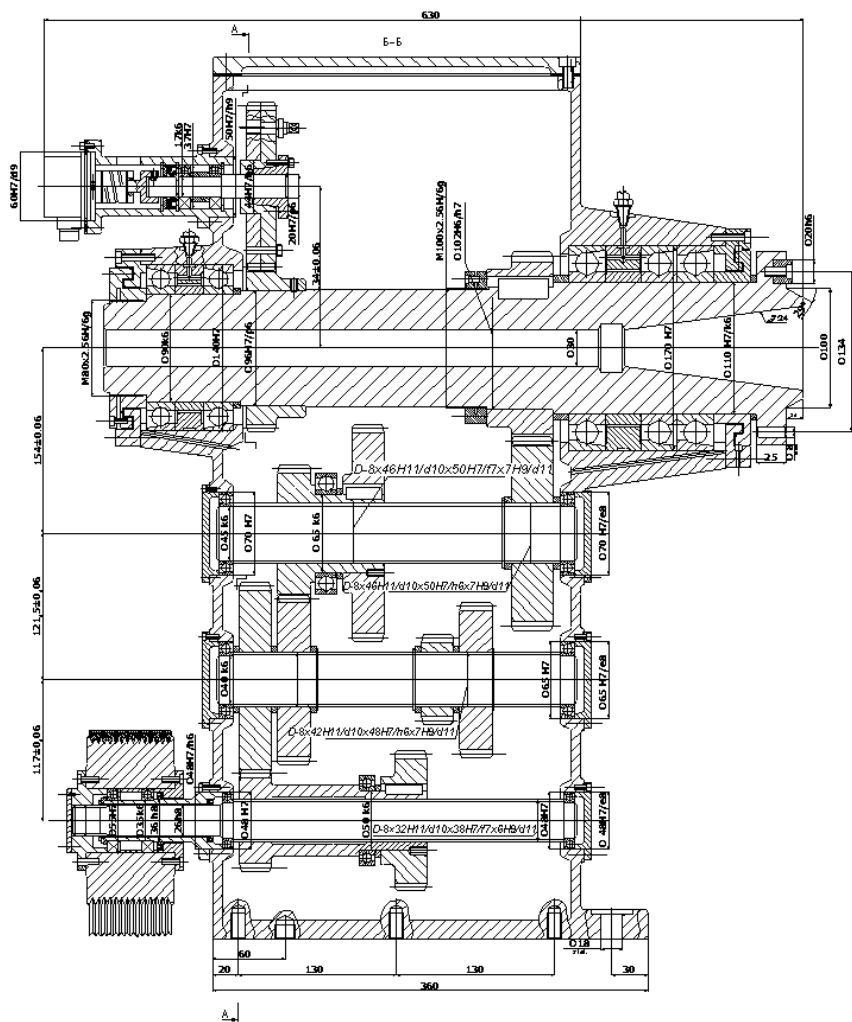


Рис. П 5.3. Шпиндельная бабка горизонтального токарного станка с ЧПУ

Шпиндельные бабки многооперационных станков

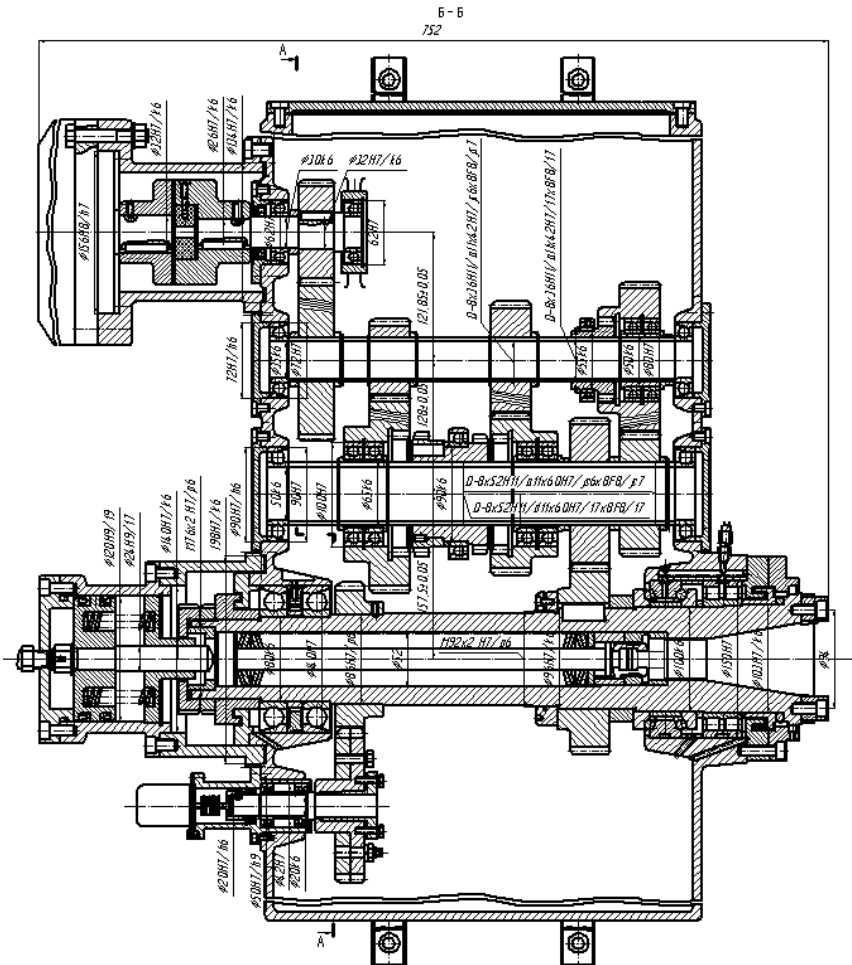


Рис. П 6.1. Шпиндельная бабка горизонтального многооперационного станка с ЧПУ с консольной шпиндельной бабкой

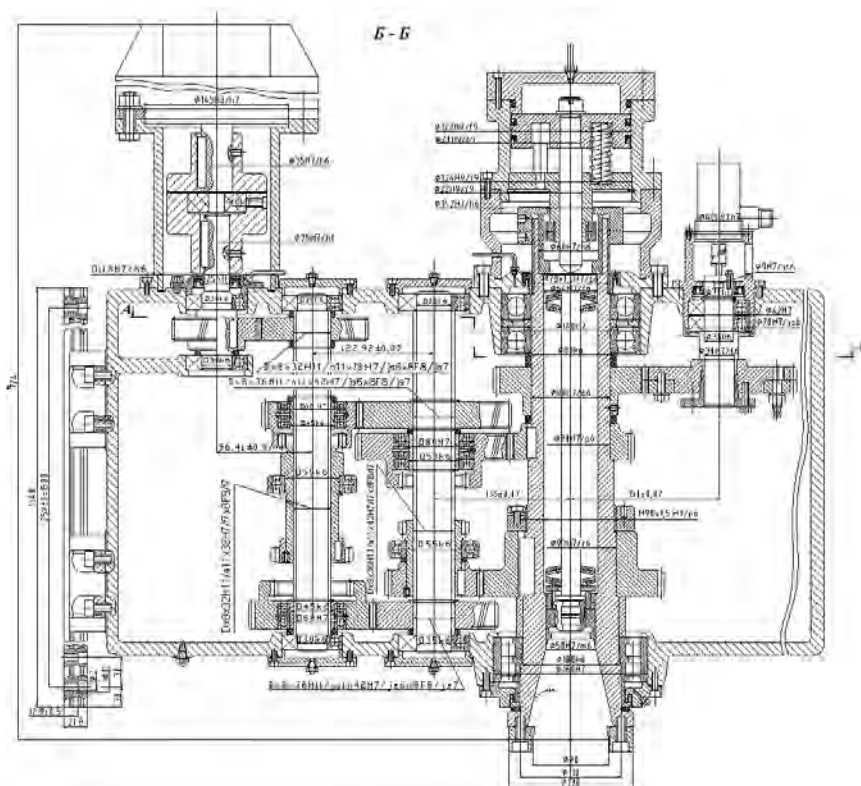


Рис. П 6.2. Шпиндельная бабка вертикального многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

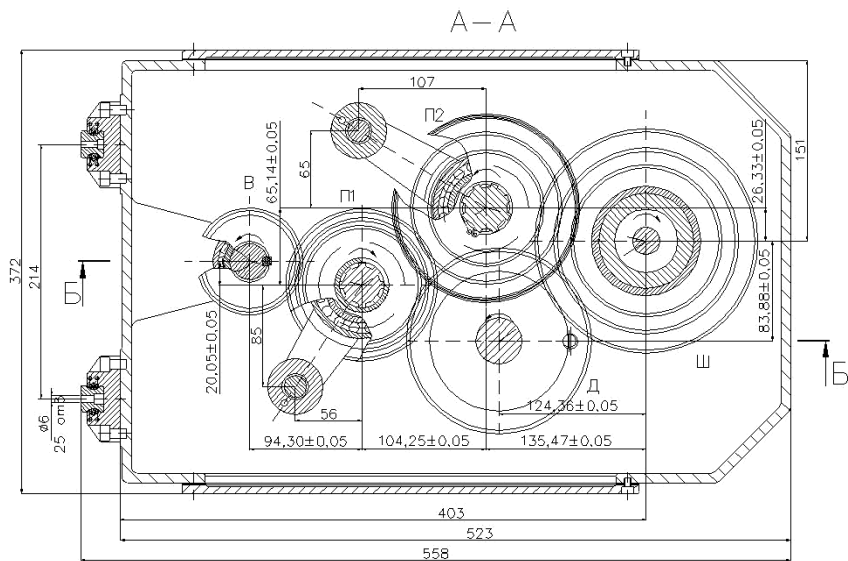


Рис. П 6.2 (окончание)

Механизмы переключения диапазонов регулирования
частот вращения

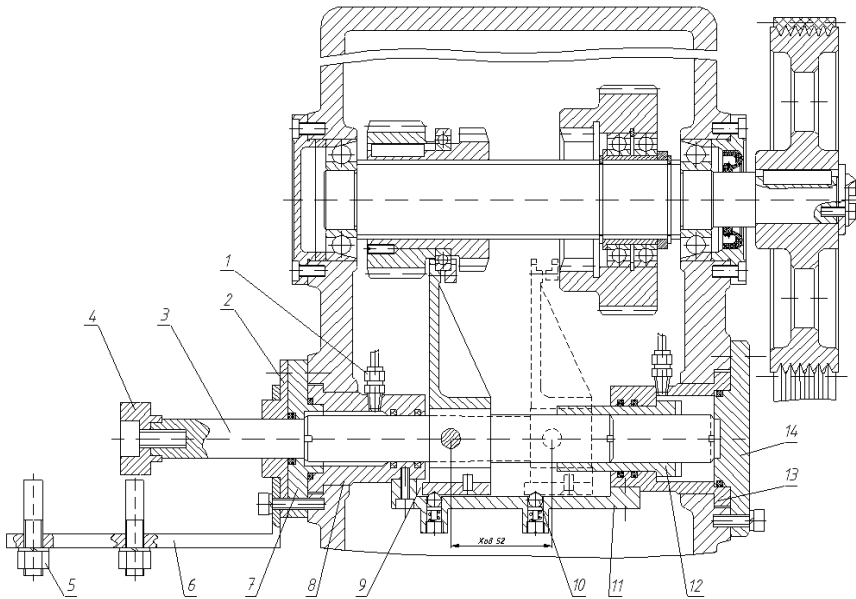


Рис. П 7.1. Гидравлический механизм с дифференциальным гидроцилиндром для переключения диапазонов регулирования двухступенчатой коробки скоростей с нейтральным положением зубчатого блока

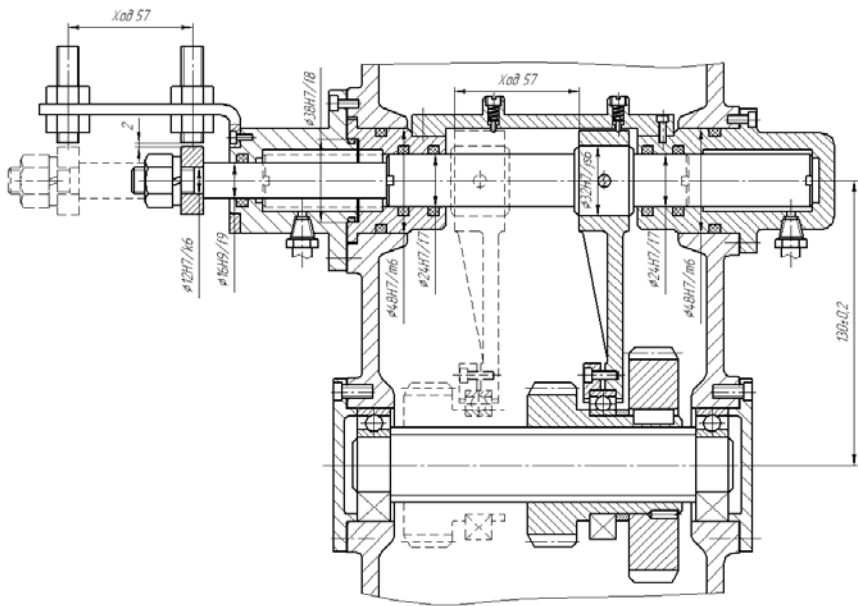


Рис. П 7.2. Гидравлический механизм с плунжерным гидравлическим цилиндром для переключения диапазонов регулирования двухступенчатой коробки скоростей

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Пример спецификации сборочного чертежа шпиндельной бабки

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<u>Документация</u>			
			БНТУ.МСФР.01.00.000 СБ	Сборочный чертёж			
			БНТУ.МСФР.01.00.000 ПЗ	Пояснительная записка			
				<u>Сборочные единицы</u>			
		1	БНТУ.МСФР.01.01.000	Гидроцилиндр	1		
		2	БНТУ.МСФР.01.02.000	Штуцер	1		
		3	БНТУ.МСФР.01.03.000	Штуцер	2		
		4	БНТУ.МСФР.01.04.000	Штуцер	3		
				<u>Детали</u>			
		5	БНТУ.МСФР.01.00.001	Блок зубчатых колёс	1		
		6	БНТУ.МСФР.01.00.002	Вал	1		
		7	БНТУ.МСФР.01.00.003	Вал	1		
		8	БНТУ.МСФР.01.00.004	Вал	1		
		9	БНТУ.МСФР.01.00.005	Втулка	1		
		10	БНТУ.МСФР.01.00.006	Втулка	1		
		11	БНТУ.МСФР.01.00.007	Втулка	1		
		12	БНТУ.МСФР.01.00.008	Втулка	1		
		13	БНТУ.МСФР.01.00.009	Втулка	1		
				БНТУ.МСФР.01.00.000			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Рук.проекта					У	1	3
Консулт.					БНТУ гр. 103100		
Н. контр.							
Зав. каф.							
				Бабка шпиндельная многооперационного станка			

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		14	БНТУ.МСФР.01.00.010	Втулка	1	
		15	БНТУ.МСФР.01.00.011	Гильза	1	
		16	БНТУ.МСФР.01.00.012	Гильза	2	
		17	БНТУ.МСФР.01.00.013	Кожух	2	
		18	БНТУ.МСФР.01.00.014	Колесо зубчатое	2	
		19	БНТУ.МСФР.01.00.015	Колесо зубчатое	1	
		20	БНТУ.МСФР.01.00.016	Колесо зубчатое	1	
		21	БНТУ.МСФР.01.00.017	Колесо зубчатое	1	
		22	БНТУ.МСФР.01.00.018	Колесо зубчатое	1	
			
				<u>Стандартные изделия</u>		
				Болты ГОСТ 7798–70		
		67		M6 – 6g × 12.58	1	
		68		M6 – 6g × 25.58	1	
		69		M10 × 1,25 – 6g × 16.58	1	
		70		M12 × 1,25 – 6g × 25.58	1	
		71		M12 – 6g × 65.58	1	
		72		Винт 2М5 – 6g × 11.58	1	
				ГОСТ 17475 – 72		
				Винт ГОСТ 11738–84		
		73		M4 – 6g × 12.88	1	
		74		M4 – 6g × 25.88	1	
		75		M5 – 6g × 20.58	1	
		76		M8 – 6g × 16.58	1	
		77		M8 – 6g × 20.58	1	
		78		M8 – 6g × 25.58	2	
		79		M10 × 1,25 – 6g × 40.58	4	
						Лист
				БНТУ.МСФР.01.00.000		2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		80		M12 × 1,25 – 6g × 35.58	2	
		81		M16 × 1,5 – 6g × 55.58	6	
				Винты ГОСТ 1476–93		
		82		M5 – 6g × 12.14 Н	2	
		83		M8 – 6g × 14.14 Н	3	
		84		M8 – 6g × 20.14 Н	3	
				Винты ГОСТ 1477–93		
		85		M6 – 6g × 10.14 Н	1	
		86		M10 × 1,25 – 6g × 10.14 Н	6	
				Гайки ГОСТ 5915–70		
		87		2М8 × 1 – 6 Н.5	2	
		88		2М12 × 1,25 – 6 Н.5	4	
				Кольца ГОСТ 9833–73		
		89		030-038-46-2-2	1	
			
				<u>Покупные изделия</u>		
				Гайки		
		127		КТМ 18	1	«SKF»
		128		КТМ 20	1	«SKF»
		129		Датчик вращения ERA 180	1	
		130		Каретка 1651-119-20	4	Rexroth
		131		Направляющая	2	Rexroth
		132		Электродвигатель 4ПФ112S	1	
		133		Датчик перемещений	4	
			
						Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БНТУ.МСФР.01.00.000	

Пример графической части компоновок станков с ЧПУ

Вертикальный обрабатывающий центр DECKEL MAHO DMC 635V



- 1 Основание
- 2 Колонна
- 3 Бабка шпиндельная
- 4 Стол
- 5 Манипулятор
- 6 Пульт управления
- 7 Транспортер для удаления стружки
- 8 Защитное ограждение кабинетного типа

Вертикальный обрабатывающий центр MCFV 2080



- 1 Основание
- 2 Колонна
- 3 Бабка шпиндельная
- 4 Шпиндель
- 5 Манипулятор
- 6 Пульт управления
- 7 Защитное ограждение кабинетного типа

Вертикальный обрабатывающий центр KONDIA B1370



- 1 Основание
- 2 Колонна
- 3 Бабка шпиндельная
- 4 Пульт управления
- 5 Транспортер для удаления стружки
- 6 Защитное ограждение кабинетного типа

Обрабатывающий центр MICRON UCR 1000



- 1 Основание
- 2 Колонна
- 3 Бабка шпиндельная
- 4 Пульт управления
- 5 Транспортер для удаления стружки
- 6 Защитное ограждение кабинетного типа

Основные технические характеристики станков

Название станка	Размеры	DMC 635V	MCFV 2080	KONDIA B1370	MICRON UCR 1000
Размеры рабочей поверхности, мм		1020-800	2200-780	1350-700	1300-600
Макс. высота вращения шпинделя, мм		15000	18000	6000	42000
Мощность главного привода, кВт		15	25	7,5	13
Конус шпинделя		40	40	40	40
Наибольшее перемещение, мм	X	1250	2030	1300	1000
	Y	800	810	700	650
	Z	800	810	700	500
Величины максимальных подач, мм/мин		40000	30000	20000	20000
Инструментальный магазин		цельный	касетный	дискный	дискный
количество инструментов		60	24	22	40

Договорной проект	
БНТЧ.00.00.000	
Команда инженеров станков с ЧПУ	И.И.
БНТЧ.00.00.000	И.И.

Рис. П 10.1. Компоновка многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков с ЧПУ
172

О г л а в л е н и е

В в е д е н и е	3
1. ГЛАВНЫЕ ПРИВОДЫ СТАНКОВ С ЧПУ И ИХ ОСОБЕННОСТИ.	5
2. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.	11
2.1. Структура пояснительной записки курсового проекта.	11
2.2. Содержание графической части курсового проекта.	15
3. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКА.	17
3.1. Основные технические параметры главного привода.	17
3.2. Расчет и обоснование режимов резания.	18
3.3. Определение предельных частот вращения шпинделя.	19
3.4. Определение сил резания и мощности привода.	20
4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНОГО ПРИВОДА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТАНКА С ЧПУ.	22
4.1. Особенности электромеханического регулирования частот вращения главного привода.	22
4.2. Этапы кинематического расчета главного привода станков с ЧПУ.	28
4.3. Определение числа зубьев колес зубчатых передач привода.	36
5. РАСЧЕТ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ.	37
5.1. Расчет крутящего момента на валу электродвигателя.	37
5.2. Расчет крутящих моментов на любом валу привода.	38
5.3. Расчет крутящего момента на шпинделе.	39
6. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ.	40
6.1. Выбор материала и термообработки зубчатых колес.	40
6.2. Определение допускаемых напряжений.	40

6.3.	Проектировочный расчет зубчатых передач.	41
6.4.	Проверочный расчет зубчатых передач.	43
7.	РАСЧЕТ ВАЛОВ ПРИВОДА СТАНКА.	44
7.1.	Особенности расчета валов коробок скоростей.	44
7.2.	Проектировочный расчет валов.	45
7.3.	Проверочный расчет валов на статическую прочность.	46
7.4.	Расчет валов на усталостную прочность.	47
8.	ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ.	48
8.1.	Назначение шпиндельного узла и основные требова- ния.	48
8.2.	Основные задачи при проектировании шпиндельного узла.	49
8.3.	Кинематические схемы шпиндельных узлов.	50
8.4.	Виды приводных передач шпинделя.	51
8.5.	Основные конструктивные параметры шпиндельного узла.	53
8.6.	Особенности конструкции шпиндельного узла.	54
8.7.	Расчетные схемы и определение нагрузок, действую- щих на шпиндельный узел.	56
8.8.	Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость.	59
8.9.	Расчет шпиндельного узла на жесткость.	61
8.10.	Расчет шпиндельных опор.	64
8.11.	Конструирование шпиндельных узлов.	64
9.	ПРИМЕР РАСЧЕТА ГЛАВНОГО ПРИВОДА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО СВЕРЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНО- РАСТОЧНОГО СТАНКА С ЧПУ.	67
9.1.	Определение мощности привода и выбор двигателя.	67
9.2.	Кинематический расчет главного привода.	67
9.3.	Описание кинематической схемы главного привода станка.	79
9.4.	Расчет крутящих моментов на валах и шпинделе.	81
9.5.	Проектный и проверочный расчет зубчатых передач.	84

9.6.	Проектный расчет валов и шпинделя.	104
9.7.	Проверочный расчет наиболее нагруженного вала. . . .	108
9.8.	Расчетная схема и определение нагрузок на шпиндель.	116
9.9.	Расчетные схемы и расчет шпинделя на жесткость.	120
9.10.	Регулирование натяга в подшипниках шпиндельных опор.	128
9.11.	Смазывание подшипников шпиндельных опор.	129
9.12.	Принцип работы механизма зажима и разжима ин- струмента.	131
9.13.	Механизм переключения диапазонов регулирования частот вращения шпинделя.	133
9.14.	Обоснование технических требований.	135
9.15.	Требования охраны труда к конструкции проектируе- мого станка и при его эксплуатации.	137
9.16.	Технико-экономические показатели проекта.	140
Л и т е р а т у р а.		147
ПРИЛОЖЕНИЯ.		149

Учебное издание

ГЛУБОКИЙ Владимир Игнатьевич
ТУРОМША Вячеслав Иванович

РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ СТАНКОВ С ЧПУ

Методическое пособие
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»
для студентов машиностроительных специальностей

Редактор Т.Н. Микулик
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 20.05.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 10,29. Уч.-изд. л. 8,04. Тираж 300. Заказ 1178.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.