

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальности
1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»
дневной и заочной форм обучения*



УДК 621.9
ББК 34.6
К65

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»
«12» января 2021 г., протокол № 7

Составитель канд. техн. наук, доц. А. М. Довгалев

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Методические рекомендации к курсовому проектированию предназначены
для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства».

Учебно-методическое издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	С. Н. Хатетовский
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевнича

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 38 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение	4
1 Тематика курсовых проектов	5
2 Содержание и объем курсового проекта	5
3 Последовательность выполнения курсового проекта	6
4 Содержание и оформление пояснительной записки	6
5 Указания к выполнению отдельных разделов курсового проекта	7
6 Рекомендации по расчету конструкции объекта на жесткость, прочность, долговечность	25
7 Указания к другим разделам курсового проекта	27
8 Перечень основных стандартов, необходимых при разработке курсового проекта	27
Список литературы	29

Введение

В методических рекомендациях приведены вопросы выбора и оптимизации технических характеристик станка, расчета и проектирования одного-двух основных узлов современных металлорежущих станков, исследования новых технических решений, экономического обоснования выбранных конструктивных вариантов. При проектировании особое внимание уделяется модернизации проектируемых узлов с целью повышения технико-экономических и эксплуатационных характеристик станка. При создании или модернизации новых узлов используются современные методы исследования и проектирования.

Курсовой проект является самостоятельной работой студента. За принятые решения и за правильность всех данных в работе отвечает студент – автор работы.

1 Тематика курсовых проектов

Каждому студенту выдается сформированное руководителем и утвержденное заведующим кафедрой индивидуальное задание на курсовое проектирование.

Темой курсового проекта может быть разработка конструкции одного-двух узлов современного станка, модернизация станка с целью повышения его технологических возможностей, надежности и долговечности. К таким узлам относятся приводы главного движения и приводы подачи универсальных станков и станков с ЧПУ, шпиндельные узлы и др.

В качестве курсового проекта может быть утверждена научно-исследовательская тема из числа научных работ, выполняемых кафедрой. Темы курсовых проектов могут быть предложены предприятиями, где работают студенты заочного факультета. В этом случае студент представляет на кафедру письменное предложение предприятия на предмет утверждения реальной темы проекта. Реальный проект по объему и содержанию должен быть равноценным объему учебного проекта.

2 Содержание и объем курсового проекта

Курсовой проект состоит из следующих частей.

1 Графическая часть в объеме пять листов формата А1, оформленная по ГОСТ 2.301–68, со следующим распределением чертежей:

- общий вид станка с нанесенными позициями основных узлов – один лист формата А1;
- кинематическая схема станка с нанесенными на него структурной сеткой и графиком частот вращения – один лист формата А1;
- развёртка и свёртка проектируемой коробки скоростей (подач) или коробки шпиндельной, а также механизм переключения скоростей. По усмотрению преподавателя механизм переключения скоростей может быть заменён на шпиндельный узел, силовой стол или какой-либо другой механизм – два листа формата А1;
- рабочие чертежи четырех характерных деталей (колесо зубчатое, вал, шкив, крышка подшипника, стакан или любая другая деталь проектируемого узла по согласованию с руководителем) – один лист формата А1;
- патентный поиск по узлу, согласованному с преподавателем, – один лист формата А1.

2 Пояснительная записка объемом 40–70 страниц машинописного текста, выполненная на листах формата А4 по ГОСТ 2.301–68 с соблюдением общих требований к текстовым документам (ГОСТ 2.105–95).

3 Последовательность выполнения курсового проекта

Курсовой проект содержит технические документы, относящиеся к разным стадиям разработки технической документации. Работа над проектом состоит из ряда этапов.

Этап 1. Разработка технического задания на проектирование на основе полученного задания, изучение конструкции аналогичных отечественных и зарубежных станков (обязательна патентная проработка темы), стандартов, регламентирующих основные размеры станков, их точность, а также источников литературы, в которых рассмотрены вопросы проектирования станков.

Технологическое задание должно включать:

- анализ существующих конструкций станков аналогичного назначения (не менее трех);
- обоснование конструкции разрабатываемого варианта;
- технические характеристики и показатели качества проектируемого станка (узла).

Этап 2. Разработка кинематики проектируемого станка. Устанавливают структуру изделия и кинематические связи узлов и станка в целом. Производят кинематический расчет привода.

Этап 3. Предварительный расчет передач и валов. Определяют модули зубчатых и червячных колес, диаметры валов, параметры ременных передач, муфт и т. п.

Этап 4. Конструирование изделия и вычерчивание его изображений. Окончательно устанавливают структуру изделия, решают вопросы целесообразного размещения его элементов в пространстве, определяют форму деталей.

Этап 5. Расчет элементов изделия с учетом их конструктивных форм и пространственного расположения. Производят уточненный расчет валов, расчет подшипников, расчет на жесткость, износостойкость и т. п.

Этап 6. Корректировка чертежей с учетом результатов расчетов.

4 Содержание и оформление пояснительной записки

Все необходимые документы и разделы пояснительной записки располагаются в следующем порядке:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- содержание;
- введение;
- описание конструкции, принципа работы и кинематической схемы станка, проведенной патентной проработки;
- обоснование технической характеристики станка, расчет режимов резания;
- кинематический расчет;

- силовые расчеты, расчеты деталей на прочность, жесткость и другие виды расчетов (не менее 16–20 с);
- описание системы управления;
- описание патентного поиска с рекомендациями по применению технических новшеств;
- описание системы смазки;
- мероприятия по технике безопасности и охране окружающей среды;
- заключение;
- список литературы;
- приложения (спецификации, расчеты на ЭВМ и т. п.).

Описание станка или узла, прочностные и кинематические расчеты сопровождаются ссылками на чертежи, схемы, эскизы, а также на источники литературы, из которых получена данная информация. Кинематическая схема разрабатываемого узла и расчетные схемы приводятся в пояснительной записке.

5 Указания к выполнению отдельных разделов курсового проекта

1 Введение. Во введении необходимо охарактеризовать современное состояние вопроса, которому посвящена работа, изложить цель работы и обосновать необходимость ее проведения.

2 Описание конструкции, принципа работы и кинематической схемы станка, патентная проработка. Перед началом проектирования студент должен подробно изучить конструкцию, принцип работы и кинематическую схему станка. После этого необходимо сделать критический анализ конструкции проектируемого узла, отметить его преимущества и недостатки. На основании проведенной патентной проработки, информации, изложенной в периодических изданиях или в других источниках технической информации, студент должен предложить модернизацию проектируемого узла с учетом полученной информации.

3 Обоснование технической характеристики станка, расчет режимов резания. Приступая к проектированию металлорежущих станков, конструктор должен в первую очередь произвести расчет режимов резания. Выбор режимов резания осуществляется по известным предельным параметрам обрабатываемых деталей или применяемого режущего инструмента, материала деталей, характера обработки (черновая или чистовая), по справочным материалам [10].

Полученные результаты сводят в таблицу 5.1.

На основании этих результатов устанавливаются предельные величины подач, частоты вращения шпинделя, мощность главного движения и движение подачи.

Таблица 5.1 – Расчет режимов резания

Обрабатываемый материал	Режим резания			
	t , мм	S , мм/мин (мм/об)	V , м/мин	N , кВт

4 *Кинематический расчет.* Кинематический расчет [3, 6, 8, 9, 13, 15, 16] начинается с определения основных технических характеристик станка, к которым относятся:

- предельные значения частот вращения шпинделя $n_{\max}$ и $n_{\min}$;
- предельные значения величин подач $S_{\max}$ и $S_{\min}$;
- мощность двигателя привода главного движения или подачи N_0 ;
- число ступеней частот вращения шпинделя или величин подач z ;
- знаменатель ряда частот вращения шпинделя или величин подач ϕ .

Исходные данные могут быть оговорены в задании на проектирование. Если в задании они частично не указаны, то недостающие из них должны быть самостоятельно определены студентом.

В общем случае предельные частоты вращения шпинделя определяются зависимостями

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

где $V_{\min}$ и $V_{\max}$ – предельные значения скоростей резания, указанные в задании или определенные в п. 3;

$D_{\min}$ и $D_{\max}$ – предельные значения диаметров обрабатываемых деталей или применяемых инструментов.

Рассчитывается диапазон регулирования частоты вращения или движения подач:

$$D_n = n_{\max} / n_{\min}; \quad D_n = S_{\max} / S_{\min}.$$

Определяется знаменатель ряда частот вращения:

$$\phi = \sqrt[z-1]{D_n}.$$

Принимается ближайшее стандартное значение ϕ из ряда стандартных значений с учетом рекомендаций для станков данного типа: 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.

На основании имеющихся величин z , ϕ , D_n и в соответствии с типом проектируемого станка выбирается структура привода. Наиболее часто используются структуры: простая множительная, сложенная, с ломаным геометрическим рядом, с перекрытием частот вращения, с приводом от многоскоростного электродвигателя [6, 8, 9, 13, 15].

Определяется формула структуры привода согласно [15], например, $Z = 12 = 3_{[1]}2_{[3]}2_{[6]}$.

Строится структурная сетка (рисунок 5.1) для принятой структуры [6, 8, 9, 13, 15].

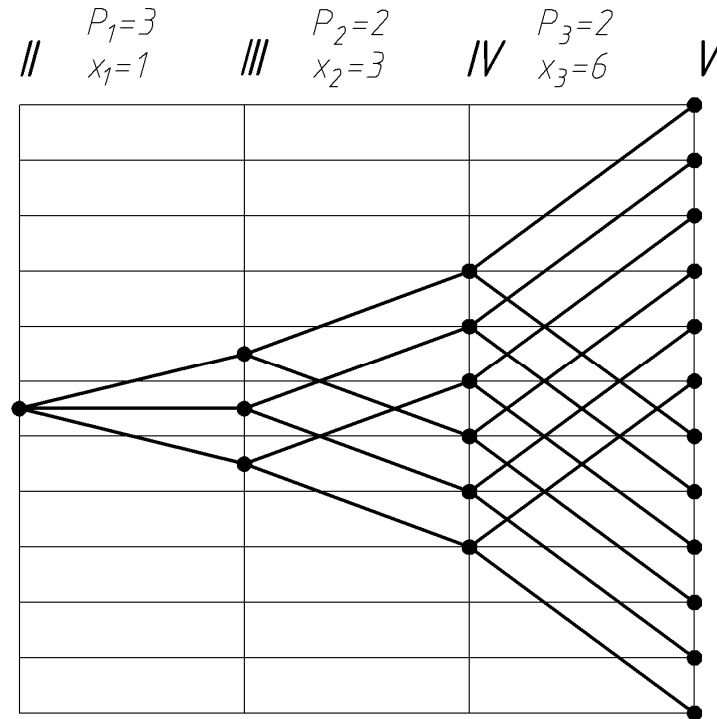


Рисунок 5.1 – Структурная сетка

Разрабатывается кинематическая схема привода (рисунок 5.2), в которую, кроме групповых передач, входят одиночные передачи. Определяется КПД и выбирается мощность электродвигателя привода с учетом полезной мощности, определенной в п. 3. Мощность электродвигателя подбирается из расчета возможной его перегрузки в пределах до 20 % от номинальной. Строится график частот вращения (рисунок 5.3) [6, 8, 9, 13, 15]. При построении графика частот вращения необходимо учитывать, что передаточные отношения зубчатых пар должны находиться в пределах $0,25 \leq i \leq 2$ для коробок скоростей и $0,2 \leq i \leq 2,8$ для коробок подач.

По графику частот вращения находятся передаточные отношения всех передач в виде $i = \varphi^{\pm S}$, где S – число интервалов, на которое луч передачи поднимается (+) или опускается (–):

$$i_0 = \frac{n_{15}}{n_{э/дв}}; \quad i_1 = \frac{1}{\varphi^3}; \quad i_2 = \frac{1}{\varphi^2}; \quad i_3 = \frac{1}{\varphi};$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^5}; \quad i_5 = \frac{1}{\varphi^2}; \quad i_6 = 1; \quad i_7 = \frac{1}{\varphi^2}.$$

Примечание – Передаточные отношения и числа зубьев колес определены для значения $\varphi = 1,26$ (см. рисунок 5.3).

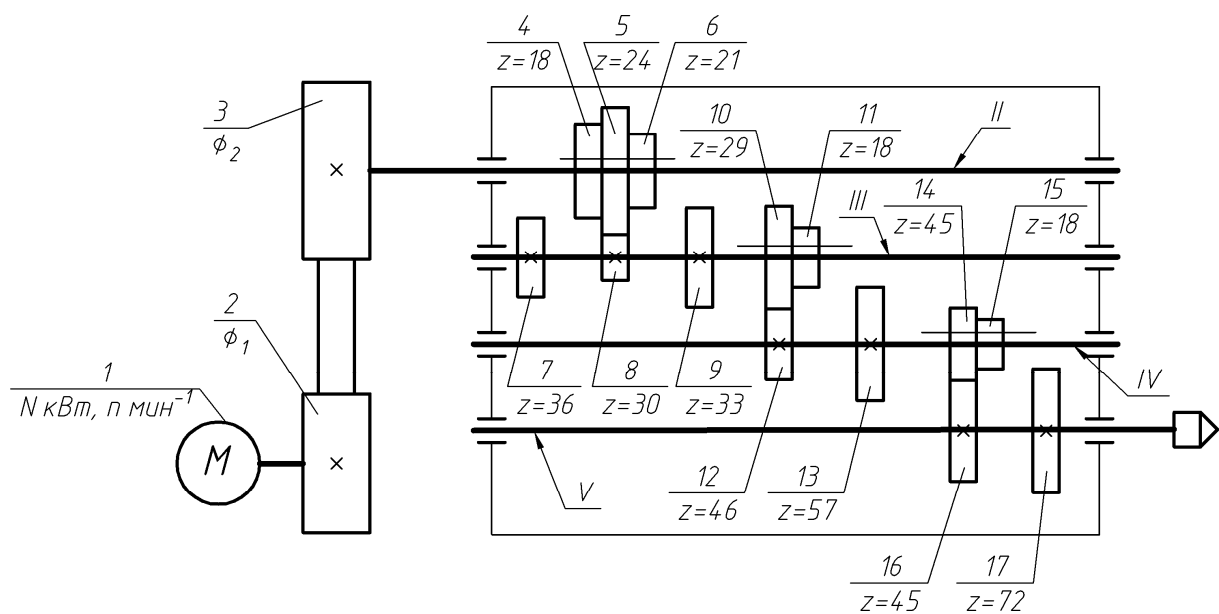


Рисунок 5.2 – Кинематическая схема

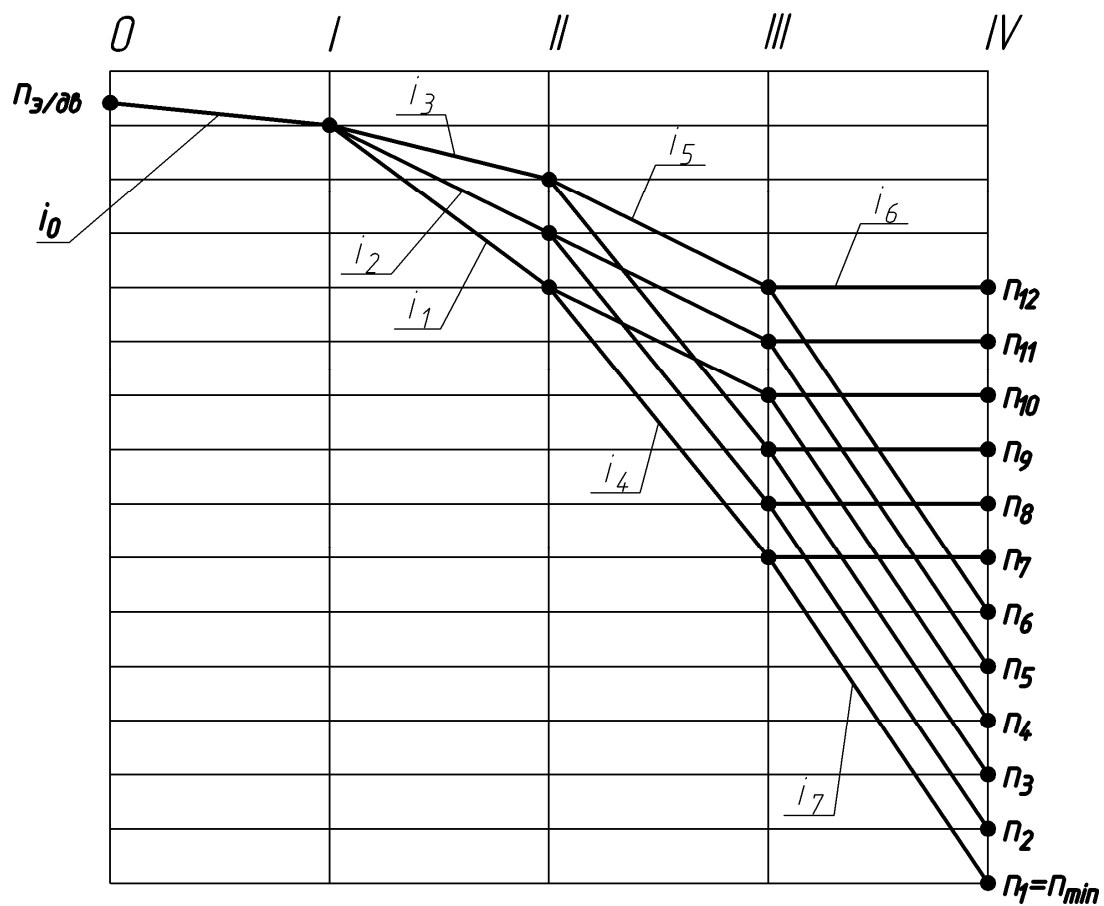


Рисунок 5.3 – График частот вращения

С учетом передаточных отношений определяют числа зубьев групповых и одиночных передач и диаметры шкивов или звездочек, применяя таблицы Гермара, способ наименьшего общего кратного или по поиску оптимальных значений функции с учетом заданных критериев (например, поиск решения в Excel) [6, 9].

Составляется уравнение кинематического баланса для всех частот вращения шпинделя, определяются действительные частоты, которые могут отличаться от стандартных не более чем на $\pm 10 \cdot (\varphi - 1) \%$.

Например, для $n_7 = n_3 \frac{\varnothing_1}{\varnothing_2} \cdot \frac{z_4}{z_7} \cdot \frac{z_{11}}{z_{15}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}}$.

5 Особенности кинематического расчета приводов подачи. Привод подачи от отдельного двигателя. Для кинематического расчета необходимо знать дополнительно шаг ходового винта t или параметры реечного колеса (модуль m_P и число зубьев z_P). При выполнении курсового проекта (работы) t или m_P и z_P можно принять по аналогии с параметрами тяговых механизмов базовых станков. Величина подачи измеряется в миллиметрах в минуту.

Определяются предельные значения частот вращения ходового винта или реечного колеса в оборотах в минуту:

– для винта

$$n_{\min} = S_{\min} / t; \quad n_{\max} = S_{\max} / t.$$

– для колеса

$$n_{\min} = S_{\min} / \pi \cdot m_P \cdot z_P; \quad n_{\max} = S_{\max} / \pi \cdot m_P \cdot z_P.$$

Далее, аналогично расчету коробок скоростей, выбирают стандартное значение φ ряда, формулу структуры привода, строят структурную сетку, график частот вращения ходового винта и определяют числа зубьев зубчатых колес.

Привод подачи от шпинделя станка. Величина подачи измеряется в миллиметрах за оборот. Определяют частоту вращения реечного колеса (реже – ходового винта):

$$n_{\min} = S_{\min} / \pi \cdot m_P \cdot z_P; \quad n_{\max} = S_{\max} / \pi \cdot m_P \cdot z_P.$$

Общее минимальное передаточное отношение привода в этом случае определяется по формуле

$$i_{\text{ОБЩ min}} = \frac{n_1}{1} = n_1 = \frac{1}{\varphi \cdot q}.$$

Количество оборотов реечного колеса за один оборот шпинделя всегда меньше единицы.

При составлении уравнения кинематического баланса следует иметь в виду, что подача определяется на один оборот шпинделя, например:

$$I_{об.шп.} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_j \cdot \pi \cdot m \cdot P \cdot z_P = S,$$

где $i_1, \dots, i_j$ – передаточные отношения элементов кинематической цепи.

График частот вращения реечного колеса отличается от построенного выше тем, что цепь редукции начинается (левый столбец) с горизонтали, соответствующей одному обороту шпинделя.

6 Кинематика привода резьбонарезных цепей. Пример кинематического расчета коробки для нарезания резьб и осуществления подач. Производим кинематический расчет коробки подач для нарезания резьб:

- метрических с шагом t_H 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 4,5; 5; 5,5; 6 мм;
- дюймовых с числом ниток на один дюйм n_P 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 24; 28;
- модульных с модулем m_P 1; 1,25; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6,7 мм;
- минимальная продольная подача $S_{\min} = 0,1$ мм/об;
- шаг ходового винта $t_{х.в.} = 6$ мм; число заходов ходового винта $K_H = 1$;

– модуль зубчатого колеса передачи, зубчатое колесо-рейка $m = 3$ мм; число зубьев колеса $z = 12$.

Порядок расчета следующий.

Расположим заданные размеры резьб в таблицу 5.2 таким образом, чтобы, во-первых, по горизонтальным строчкам шаги удваивались и, во-вторых, совпадали цифровые значения для метрических, модульных и дюймовых резьб. Например, $t_H = 44$; $m_P = 4$; $n_P = 4$; $t_H = 5$; $m_P = 5$; $n_P = 5$ и т. д. Значения шагов резьбы по вертикали можно получить переключением множительного механизма с передаточными отношениями 1:2, 1:1, 2:1. Механизм Нортонa можно рассчитать по любому столбцу. Например, четвёртый столбец для метрических резьб, для которого $i_M = 2:1$.

Таблица 5.2 – Передаточное отношение множительного механизма

Номер ступени механизма Нортонa	Размер шагов при передаточном отношении множительного механизма								
	Метрическая резьба			Модульная резьба			Дюймовая резьба		
	1:2	1:1	2:1	1:2	1:1	2:1	1:2	1:1	2:1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	2	4	1	2	4	16	8	4
2	–	–	4,5	–	2,25	4,5	18	9	–
3	1,25	2,5	5	1,25	2,5	5	20	10	5
4	–	–	5,5	–	2,75	5,5	–	11	–
5	1,5	3	6	1,5	3	6	24	12	6
6	1,75	3,5	7	1,75	3,5	7	28	14	7

Составим кинематическую схему привода (рисунок 5.4).

Отсюда

$$i_2 = \frac{1}{3} = \frac{20}{60}.$$

При нарезании модульной резьбы при $m_P = 1$

$$1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot i_r' \cdot i_H \cdot i_{MH} \cdot t_6 = \pi \cdot m_P = 1_{об.} \cdot 1 \cdot i_r' \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 6 = \pi \cdot 1;$$

$$i_r' = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{c_1}{d_1} = \frac{\pi}{3} = \frac{26}{24} \cdot \frac{29}{30}.$$

Для нарезания дюймовой резьбы пусть $n_p = 4$; тогда из таблицы 5.2 $i_H = 1$; $i_{MH} = 2$. Из уравнения кинематического баланса

$$1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot i_r'' \cdot i_H \cdot i_{MH} \cdot t_6 = \frac{25,4}{n_p} = 1_{об.шп.} \cdot 1 \cdot i_r'' \cdot 1 \cdot 2 \cdot 6 = \frac{25,4}{6}.$$

Отсюда

$$i_r'' = \frac{a_2}{b_2} \cdot \frac{c_2}{d_2} = \frac{25,4}{48} = \frac{127}{48} \cdot \frac{1}{5} = \frac{127}{48} \cdot \frac{20}{100}.$$

Можно оставить на гитаре одну пару колес $i_r' = \frac{20}{60}$, тогда при нарезании дюймовой резьбы $i_{н.н.} \neq 1$. Например, $n_p = 8$.

$$1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot i_r \cdot i_H \cdot i_{MH} \cdot t_6 = 1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \frac{25,4}{8};$$

$$i_{н.н.} = \frac{25,4}{2 \cdot 8} = \frac{z_{12}}{z_{13}} = \frac{85,4 \cdot 5}{8 \cdot 2 \cdot 5} \cdot \frac{127}{80}.$$

Для модульной резьбы также можно оставить одну пару колес. Дальнейшие рассуждения аналогичны рассуждениям п. 5.

Для осуществления продольных подач служит ходовой валик и передача «зубчатое колесо – рейка».

Определим передаточное отношение фартука суппорта:

$$1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot i_r \cdot i_H \cdot i_{MH} \cdot i_\Phi \cdot \pi \cdot m_P \cdot z_P = S_{\min}.$$

Используем цепь метрической резьбы, откуда

$$i_\Phi = \frac{S_{\min}}{1_{об.шп.} \cdot i_{н.н.} \cdot i_r \cdot i_H \cdot i_{MH} \cdot \pi \cdot m_P \cdot z_P} = \frac{0,1 \cdot 3 \cdot 2}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 12} = \frac{1}{188,4}.$$

Пусть $i_\Phi = \frac{e}{f} \cdot \frac{e'}{f'} \cdot \frac{e''}{f''} \cdot \frac{e'''}{f'''} = \frac{1}{188,4} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{3}$, тогда по передаточному

отношению легко подобрать число зубьев шестерен $e = e' = e'' = e'''$, $f = f' = f''$ и f''' .

Иногда при проектировании резьбонарезных цепей отказываются от механизма Нортонa, заменяя его значительно более жесткими механизмами, состоящими из ряда двойных блоков. При этом вследствие того, что скачок нарезаемых резьб незначительный, применяют передачи со связанными колесами. Это позволяет сократить количество шестерен в приводе. Расчет проводится по той же методике.

7 Расчет привода подач с передачей «винт – гайка скольжения». Передачи «винт – гайка скольжения» получили применение в приводах подач металлорежущих станков, в том числе в качестве тяговых механизмов силовых столов агрегатных станков. Это связано с тем, что они могут обеспечивать медленные движения, высокую плавность, точность перемещений в связи с постоянством передаточного отношения в паре «винт – гайка» и самоторможение, особенно необходимое в случаях вертикальных перемещений.

Расчет винтовой передачи на износостойкость, прочность, жесткость и на устойчивость ходового винта. Материалы винтов и гаек выбираются в зависимости от назначения передачи и условий работы и в соответствии с классом точности. Винты изготавливают в зависимости от класса точности из сталей У10, У12, ХВГ, ХГ, 45, 50, 40Х, 18ХГТ и др., гайки передач – из бронзы Бр0Ф-10-1, БрОЦС6-6-3, БРАЖ9-4 и антифрикционных чугунов.

Проектный расчет заключается в определении среднего диаметра резьбы:

$$d_{cp} \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_e \cdot \psi_h \cdot [q]}},$$

где F_a – осевая нагрузка на передачу, Н;

ψ_e – коэффициент длины гайки, $\psi_e = l/d_{cp}$ ($\psi_e = 1,5-2,5$ (для целых гаек), $\psi_e = 2,5-3,5$ (для разъемных гаек));

l – длина гайки, мм;

ψ_h – коэффициент высоты резьбы, $\psi_h = h/p$ ($\psi_h = 0,5$ для трапецеидальной и прямоугольной резьбы и $\psi_h = 0,75$ для упорной резьбы);

h – рабочая высота профиля резьбы, мм;

p – шаг резьбы, мм;

$[q]$ – среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки; для точных передач $[q] = 3$ МПа, для прочих ходовых винтов в паре с бронзовой гайкой $[q] = 12$ МПа, с чугунной гайкой $[q] = 8$ МПа.

По расчетному среднему диаметру подбираются ближайшие стандартные размеры параметров резьбы: наружные и внутренние диаметры резьбы винта и гайки, шаг резьбы и т. д.

Проверочный расчет на износостойкость проводится по среднему удельному давлению на рабочих поверхностях резьбы.

$$q = \frac{F_a \cdot P}{\pi \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l} = \frac{F_a \cdot H}{\pi \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l \cdot k} \leq [q],$$

где h – рабочая высота гайки, мм; $h = 0,5P$;
 l – длина гайки, мм; $l = (1,5–4,0) \cdot d_{cp}$;
 P и k – шаг и число заходов резьбы, мм;
 H – ход передачи, мм.

Расчет на прочность ходового винта производится по эквивалентным напряжениям, т. к. винт одновременно работает на растяжение (или сжатие) и кручение:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma + 4\tau} = \sqrt{(F_a / S) + 4 \cdot 10^3 (T / W_p)} \leq [\sigma_{\text{э}}],$$

где S – площадь поперечного сечения стержня винта, мм², $S = \pi \cdot d_1^4 / 4$;
 W_p – момент сопротивления сечения при кручении, мм³, $W_p = \pi \cdot d_1^3 / 16$;
 d_1 – внутренний диаметр винта, мм;
 F_a – осевая нагрузка, Н;
 T – крутящий момент, Н·м;
 $\sigma_{\text{э}}$ – эквивалентное напряжение, МПа;
 σ – напряжение растяжения (сжатия), МПа;
 τ – напряжение кручения, МПа.

Допускаемое эквивалентное напряжение определяется через предел текучести материала винта σ_T и составляет $[\sigma_{\text{э}}] = (0,28 – 0,33) \sigma_T$.

Расчет на жесткость заключается в проверке изменения шага резьбы винта при растяжении или сжатии ходового винта под действием осевой нагрузки:

$$\Delta P = \pm F_a \cdot P / E \cdot S = \pm 4 F_a \cdot P / \pi \cdot d_1 \cdot E \leq [\Delta P],$$

где E – модуль продольной упругости, МПа.

Допустимое искажение шага резьбы $[\Delta P]$ принимается на основании допуска на неточность шага резьбы ходовых винтов соответствующего класса.

Расчет на устойчивость осуществляется для винтов со значительной длиной по сравнению с диаметром и работающих на сжатие. Проверка на устойчивость производится по коэффициенту запаса устойчивости, при этом должно выполняться условие

$$n_y = F_k / F_a \geq [n_y],$$

где F_k и F_a – критическая и действующая сжимающие силы на винт соответственно.

Критическая осевая тяговая сила на винт определяется по формуле

$$F_k = \pi^2 \cdot E \cdot J / (\nu \cdot t)^2,$$

где J – приведенный момент инерции сечения винта, мм⁴;
 E – модуль упругости, МПа;
 $t, \nu \cdot t$ – расчетная рабочая и приведенная длины винта, мм.

Коэффициент длины ν принимается при жестко заделанных концах винта $\nu = 0,5$; в одном, заделанном шарниром, $\nu = 0,7$; в обоих шарнирных $\nu = 1,0$.

Приведенный момент инерции определяется по формуле $J = 0,1d_1^4$. Допустимый коэффициент запаса устойчивости принимается $[n_y] = 2,5 \dots 4,0$.

Кинематический расчет привода. Рассчитывается частота вращения ходового винта n , мин^{-1} , или ее предельные значения по формуле

$$n = S_M / (P \cdot K),$$

где S_M – минутная подача, мм/мин ;

P – шаг резьбы, мм ;

K – число заходов резьбы.

Далее выполняется кинематический синтез привода и определяются передаточные отношения ступеней i_j .

8 *Определение КПД винтовой передачи.* Рассчитывается КПД передачи «винт – гайка» при преобразовании вращательного движения в поступательное по формуле

$$\eta = \operatorname{tg} \lambda / \operatorname{tg}(\lambda + \rho),$$

где λ – угол подъема резьбы по среднему диаметру;

$\rho = 6 \dots 8^\circ$.

Угол подъема резьбы может определяться из выражения

$$\lambda = \operatorname{arctg} (P \cdot k / \pi \cdot d_{cp}),$$

где P , k и d_{cp} – шаг, число заходов и средний диаметр резьбы соответственно.

При учете потерь в опорах передачи выражение КПД принимает вид:

$$\eta = (0,90 - 0,95) \cdot \operatorname{tg} \lambda / \operatorname{tg}(\lambda + \rho).$$

Вращающий момент, приложенный к ходовому винту для создания на ведомом звене осевой силы, рассчитывается по формулам

$$T = F_a \cdot d_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho) / 2 \cdot 10^3 = F_a \cdot P \cdot k / 2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta^3.$$

Дополнительный момент трения на ведущем звене от радиальной нагрузки F_r , действующей на гайку, может определяться из выражения

$$T_f = f \cdot F_r \cdot d_{cp} (1 + 2l_2 / l_1) / 2 \cdot 10^3,$$

где f – коэффициент трения в резьбе;

l_2 – расстояние между точками приложения радиальной нагрузки и ближайшим рабочим витком резьбы;

l_1 – расстояние между крайними рабочими витками резьбы.

Мощность на ведущем звене винтовой передачи, необходимая для создания осевой силы F_a , определяется из выражения

$$N = F_a \cdot S_M / 6 \cdot 10^7 \eta,$$

где S_m – минутная подача, мм/мин;

η – КПД винтовой передачи.

Мощность двигателя привода подач будет определяться соответственно с учетом КПД всего привода подач η_{ns} , включая передачу «винт – гайка» и редуктор, т. е.

$$N_{ns} = F_a \cdot S_m / 6 \cdot 10^7 \eta_{ns}.$$

9 Расчет привода с передачей «винт – гайка качения». Передача «винт – гайка качения» является основным типом тягового устройства в приводе подач станков с ЧПУ. Шариковинтовой механизм представляет собой замкнутую кинематическую цепь, в которой между рабочими винтовыми поверхностями гайки и винта помещены стальные шарики для обеспечения непрерывной циркуляции шариков, концы рабочей части резьбы соединены возвратным каналом. В зависимости от конструктивного исполнения устройство возврата шариков может иметь две или три замкнутые независимо циркулирующие цепи шариков. Замкнутая цепь шариков имеет активную рабочую часть и пассивную в виде канала возврата. Передача «винт – гайка качения» имеет низкие потери на трение и обеспечивает устранение зазора за счет предварительного натяга, достаточно высокую жесткость и технологическую надежность. Предварительный натяг в резьбовом шариковом соединении может создаваться за счет взаимного сближения полугаек, их осевого перемещения или взаимного поворота.

Учитывая назначение передачи «винт – гайка», условия ее работы и основываясь на заданной длине перемещения исполнительного звена, разрабатывается схема и устанавливаются наибольшая рабочая длина винта l и общая длина винта L . Обосновывается конструктивно-компоновочная схема механизма «винт – гайка» с выбором типа элемента возврата шариков и способа создания предварительного натяга.

Предварительный выбор основных размеров передачи. Выбирается профиль резьбы, который может быть полукруглым, арочным, трапециевидным и прямоугольным и, соответственно, с двух-, трех- и четырехточечным контактом шарика с дорожками качения. Полукруглый профиль, как наиболее простой, имеет предпочтительное применение. Диаметр окружностей центров шариков d_0 определяется на основании того, что отношение длины винта к его диаметру не должно превышать 30, т. е. $d_0 = L / 30$, и округляется до стандартных значений 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 мм. Задается шаг винта P , который выбирается в зависимости от диаметра d_0 и должен иметь стандартное значение, т. е. P равно 2,5; 3; 4; 5; 6; ($d_0 = 16$); 3, 4, 5, 6, 8 ($d_0 = 25$); 4, 5, 6, 8, 10, 12 ($d_0 = 32$); 5, 6, 8, 10, 12 ($d_0 = 40$); 5, 6, 8, 10, 12, 16 ($d_0 = 50$); 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20 ($d_0 = 63$); 6, 8, 10, 12, 16, 20 ($d_0 = 80$); 8, 10, 12, 16, 20 ($d_0 = 100$); 10, 12, 16, 20 ($d_0 = 125$). Диаметр шариков $d_{ш}$ выбирается стандартного значения в зависимости от шага винта из соотношения $d_{ш} \approx 0,6P$. Радиус профиля резьбы r_n выбирается близким к радиусу шарика из соотношения $r_{ш} / r_n = 0,95 - 0,97$, т. е. $r_n \approx (0,51 - 0,53) \cdot d_{ш}$, что необходимо для снижения

контактных напряжений, но вместе с тем при более высоких значениях $r_{ш}/r_n$ повышаются потери на трение. Угол контакта α желательно выбирать не менее 45° , т. е. $\alpha = 45^\circ$. При малых углах контакта передача имеет низкую осевую жесткость и нагрузочную способность, т. к. при незначительных осевых нагрузках будут большие радиальные усилия. С увеличением угла контакта увеличиваются нагрузочная способность и жесткость передачи, а также сжимаются потери на трение. Угол винтовой линии резьбы λ рассчитывается по формуле $\tan \lambda = P / \pi d_0$. Остальные параметры передачи «винт – гайка качения» могут определяться по формулам (рисунок 5.5)

$$d_{ш} = (0,07 - 0,2) \cdot d_0; \quad d_k = d_0 - 2r_{ш} \cos \alpha; \quad D_k = d_0 + 2r_{ш} \cos \alpha;$$

$$d_1 = d_0 - 2(r_n - c); \quad d_1 = d_0 + 2(r_n - c);$$

$$d = 3d_0 - 2D \quad \text{или} \quad d = d_1 + 2h_g; \quad D = D_1 - 2r,$$

где c – смещение центра радиуса профиля резьбы относительно центра шарика, $c = (r_{ш} - r_n) \cdot \cos \alpha$;

$d_1, d_k, d, d_0, D, D_k, D_1$ – диаметры винта и гайки.

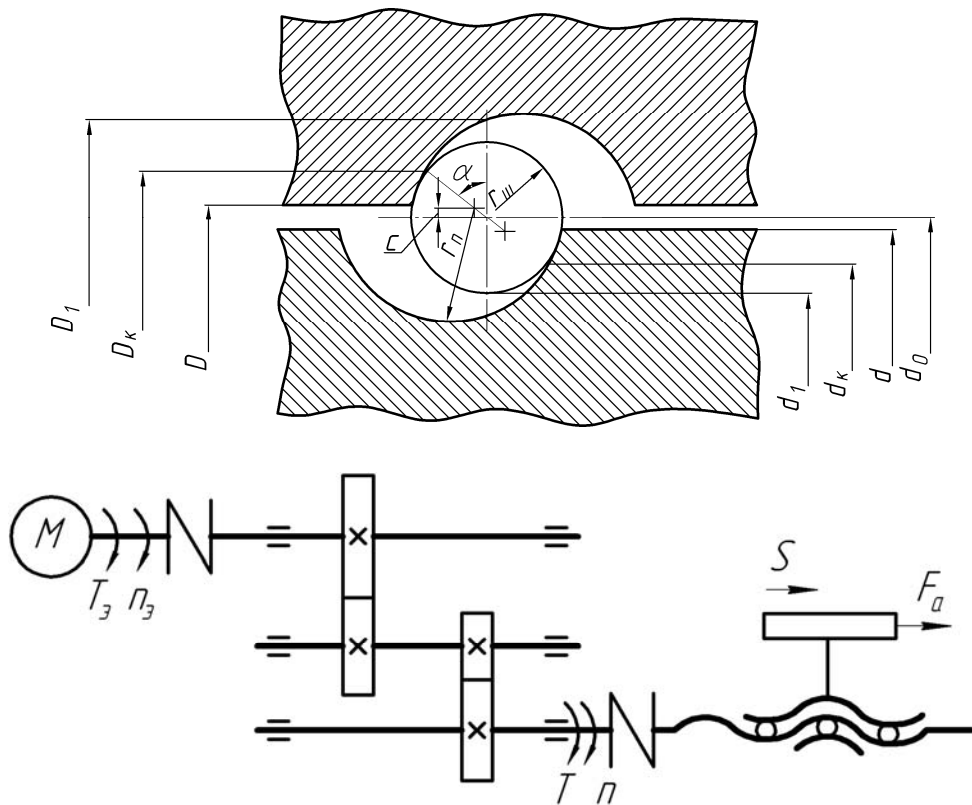


Рисунок 5.5 – Основные размеры и кинематическая схема привода

Общее число шариков в одном витке гайки $Z_{i0} = \pi \cdot d_0 / d_{ш}$. Число рабочих шариков в одном витке гайки $Z_i = Z_{i0} - \frac{K_b P}{d_{ш}}$ и в целом в одной гайке с K_b рабочими витками $Z = K_b \cdot Z_i$. Число рабочих витков K_b принимается 2–3.

Расчетное число шариков в одной гайке Z_p для передач со шлифовальной резьбой винта и гайки определяется по формуле $Z_p = 0,7Z$.

Расчет на статическую прочность. Определяется допустимая статическая осевая нагрузка при отсутствии предварительного натяга. Предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик рассчитывается по формуле Герца и при упругости материала $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $r_u / r_n = 0,96$ имеет вид $[q]_{cm} = 0,33 \cdot 10^{-5} [\sigma_H]^2 \cdot d_u$ или при $[\sigma_H] = 2500$ МПа – $[q]_{cm} = 20d_u^2$, где $[q]_{cm}$ измеряется в ньютонах, d_u – в миллиметрах. Тогда допустимая статическая осевая нагрузка будет определяться по формуле

$$[F_a]_{cm} = [q]_{cm} \cdot Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda.$$

При $\alpha = 45^\circ$, $\cos \lambda \approx 1$ получим

$$[F_a]_{cm} = 10z \cdot d_u^2.$$

Расчет на долговечность. Определяется коэффициент на долговечность и корректируется допустимая осевая нагрузка. Рассчитываются предельные частоты вращения винта:

$$n_{\min} = \frac{S_{\min}}{p \cdot k}; \quad n_{\max} = \frac{S_{\max}}{p \cdot k},$$

где p – шаг резьбы, мм;

k – число заходов.

Коэффициент долговечности определяется по формуле

$$K = K_Q \sqrt[3]{60L_h \cdot n \cdot C_i / 10^7},$$

где K_Q – коэффициент переменности нагрузки (может приниматься 0,9);

L_h – расчетный срок долговечности (принимается 5000 ч);

n – расчетная частота вращения, мин^{-1} , $n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$;

C_i – число циклов нагружения за один оборот винта,

$$C_i = 0,5z_i \cdot \left(1 + \frac{r_u}{r_0} \cos \alpha \right)$$

или

$$C_i \approx 0,5z_i.$$

Следовательно, коэффициент долговечности K_d приближенно рассчитывается по формуле

$$K_d = 0,9 \sqrt[3]{30L_h \cdot n \cdot Z_i / 10^7}.$$

При значении $K_\delta > 1$ вводится поправка на допустимые нагрузки по условию статистической прочности, т. е. $[q] = \frac{[q]_{cm}}{K_\delta}$ и $[F_a] = \frac{[F_a]_{cm}}{K_\delta}$. Следовательно,

$$F_a \leq \frac{10 \cdot z \cdot d_u^2}{K_\delta}.$$

Определение величины предварительного натяга. Максимально и минимально допустимые силы предварительного натяга на один шарик q_{Hmax} и q_{Hmin} при нагрузке на винт F_a :

$$q_{Hmax} = [q] \cdot (1 - 0,55 \frac{F_a}{[F_a]}); \quad q_{Hmin} = 0,5 \frac{F_a}{z_p \sin \alpha}.$$

Относительное осевое перемещение δ_H профилей резьбы двух гаек, необходимое для создания силы натяга q_H , приближенно определяется по формуле $\delta_H = 6 \sqrt[3]{q_H^2 / 100 d_u}$. Наибольшая нагрузка на винт, допустимая при данной силе предварительного натяга q_H , равна $[F_a]_H = [F_a] \cdot ([q] - q_H) / 0,55[q]$.

Расчет на жесткость. Жесткость шариковой винтовой передачи определяется жесткостью самого винта при растяжении-сжатии, контактной жесткостью резьбового соединения пары «винт – гайка качения» с учетом осевой силы предварительного натяга, жесткостью осевых опор винта и т. п. Деформация растяжения (сжатия) винта δ_b определяется по формуле

$$\delta_b = 10^3 \cdot l \cdot F_a / E \cdot S,$$

где l – наибольшая длина винта от середины опоры до середины гайки, мм;

S – площадь сечения винта, $S = \pi \cdot d_k^2 / 4$;

d_k – рабочий диаметр винта, мм.

Осевое перемещение от контактной деформации в соединении «винт – гайка»

$$\delta_{br} = 0,3 F_a / Z_P \sqrt[3]{d_u q_H}; \quad Z_P' = Z_P \sqrt{\frac{F_a}{[F_a]_H}}.$$

Осевая податливость опор винта $\delta_0 = F_a / j$ определяется по экспериментальным кривым как функция внутреннего диаметра подшипника и их предварительного натяга.

Определение КПД передачи. Коэффициент полезного действия передачи «винт – гайка качения» при преобразовании вращательного движения в поступательное при вращении винта

$$\eta = K_\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda_b}{\operatorname{tg}(\lambda_b + \rho_k)}$$

или, приближенно,

$$\eta = K_{\eta} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_b}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_{\text{Л}})},$$

где K_{η} – коэффициент, зависящий от величины предварительного натяга;

λ_b и λ – углы винтовой линии резьбы, рассчитанные по рабочему диаметру винта d_k и диаметру окружности центров шариков d_0 и определяемые из выражений

$$\operatorname{tg} \lambda_b = \frac{P}{\pi \cdot d_k} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \lambda_b = \frac{P}{\pi \cdot d_0};$$

$$\rho_k - \text{приведенный угол трения, } \rho_k = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot f_k}{d_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha};$$

f_k – коэффициент трения качения для стальных шлифованных поверхностей, $f_k = 0,01$ мм;

P – шаг резьбы, мм.

Расчет вращающего момента на ведущем звене. Окружная сила F_t на радиусе резьбы связана с осевой силой F_a зависимостью $f_n = F_a \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho_k)$, а вращающий момент на ходовом винте равен $T = 0,5 \cdot 10^3 \cdot F_a \cdot d_0 \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho_k)$ или на основании баланса работ $T = F_a P / 2\pi \cdot 10^3 \cdot \eta$. Момент холостого хода передачи с предварительным натягом определяется из выражения

$$T_x = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot q_H \cdot Z_P \cdot \sin \alpha \cdot d_k \cdot (\sin(\lambda + \rho_k) - \sin(\lambda - \rho_k)),$$

где q_H – сила натяга на один шарик, Н;

Z_P – расчетное число шариков.

Определение мощности привода. Мощность на ведущем звене передачи «винт – гайка качения» для создания осевой силы на ведомом звене определяется по формуле $N = F_a \cdot S / 6 \cdot 10^7 \cdot \eta$, а мощность двигателя в целом привода подач соответственно

$$N_{ns} = N / \eta_{ns},$$

где η_{ns} – КПД передачи «винт – гайка» и всего привода подач в целом.

10 Привод с бесступенчатым регулированием скорости (БРС). Для БРС применяют в основном двигатели постоянного тока с тиристорной системой управления, а также сочетание асинхронных электродвигателей с механическими вариаторами. Следует учитывать, что с увеличением передаваемой мощности уменьшается надежность механических вариаторов, поэтому их применяют только в приводах малых и средних по размеру станков.

У двигателей постоянного тока диапазон регулирования скорости с постоянной мощностью лежит в пределах $D_{\delta} = 2,5 \dots 6,0$, что не перекрывает всего требуемого диапазона регулирования на шпинделе с постоянной мощностью N (рисунок 5.6), т. к. частоты вращения при постоянном моменте $M_{кр}$ регулируют в очень широком диапазоне.

Для расширения диапазона регулирования частот шпинделя между двигателем и шпинделем вводят ступенчатую коробку, при этом

$$D_u = D_\delta \cdot D_k,$$

где D_u , D_δ , D_k – диапазоны регулирования всего привода, двигателя и коробки соответственно.

Коробку скоростей можно рассматривать как переборную группу, расширяющую D_u , т. е.

$$\varphi_k = D_{k-1} \cdot \varphi = D_\delta \cdot \varphi,$$

где φ – знаменатель геометрического ряда коробки скоростей 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.

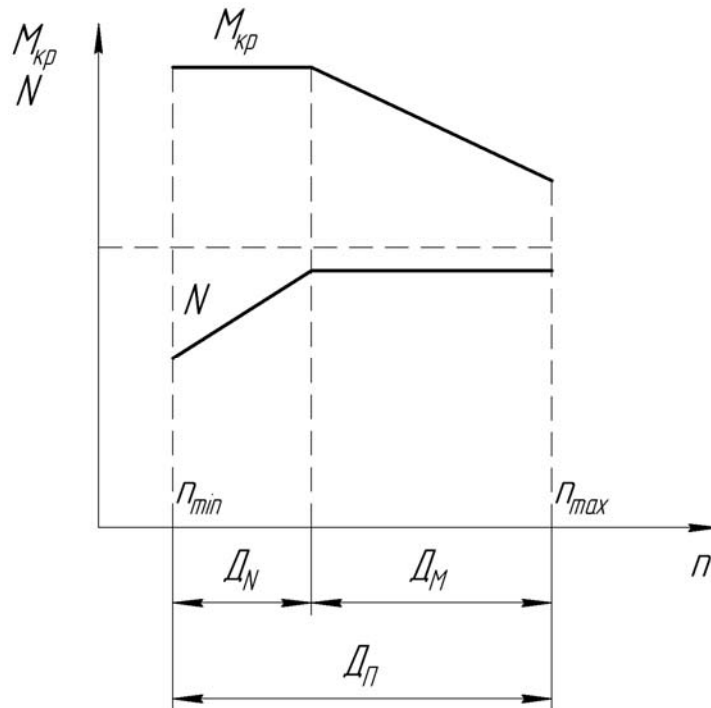


Рисунок 5.6 – Изменение мощности N и крутящего момента $M_{кр}$ при различных частотах вращения шпинделя

При бесступенчатом регулировании $\varphi \rightarrow 1$, следовательно,

$$D_k = D_\delta^{(zk-1)};$$

окончательно

$$D_n = D_\delta^{zk},$$

где zk – число ступеней регулирования коробки скоростей.

Определение числа ступеней коробки скоростей производят по формуле

$$zk \geq \frac{\lg D_n}{\lg D_\delta} \quad \text{или} \quad zk \geq \frac{\lg D_N}{\lg(D_\delta) \cdot N},$$

где D_N – диапазон регулирования на шпинделе с постоянной мощностью;

D_δ – диапазон регулирования двигателя с постоянной мощностью.

Вследствие переменного скольжения в электродвигателях фактический диапазон регулирования может оказаться меньше D_δ , поэтому во избежание разрыва бесступенчатого ряда частот вращения на шпинделе принимают обычно $\varphi_k = (0,94-0,97)D_\delta$.

При вычислении zk по формуле $zk \geq \frac{\lg D_n}{\lg D_\delta}$ в округлении его значения в

большую сторону перекрытие скоростей получается автоматически.

Например, на рисунке 5.7 изображены кинематическая схема, график частот вращения и диаграмма мощности привода с $zk = 3$ при приводе $D_n = \frac{2400}{40} = 60$; $D_N = \frac{2400}{160} = 15$; $D_\delta = \frac{3000}{1000} = 3$. В приводе получается перекрытие скоростей, т. к. $zk = \frac{\lg D_n}{\lg D_\delta} = 2,45$ округлено в большую сторону до $zk = 3$.

Если округлить zk в меньшую сторону, то такое упрощение коробки скоростей приведет к разрыву в средней части диапазона (рисунок 5.8).

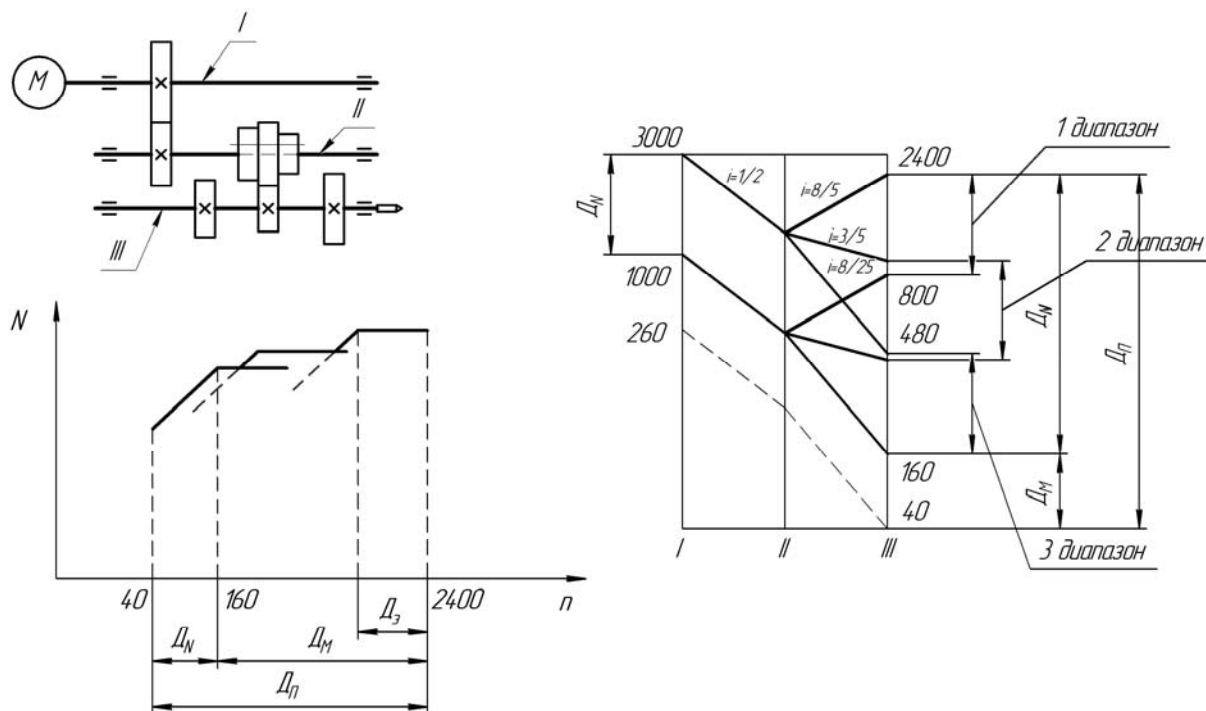


Рисунок 5.7 – Привод главного движения станка с регулируемым двигателем

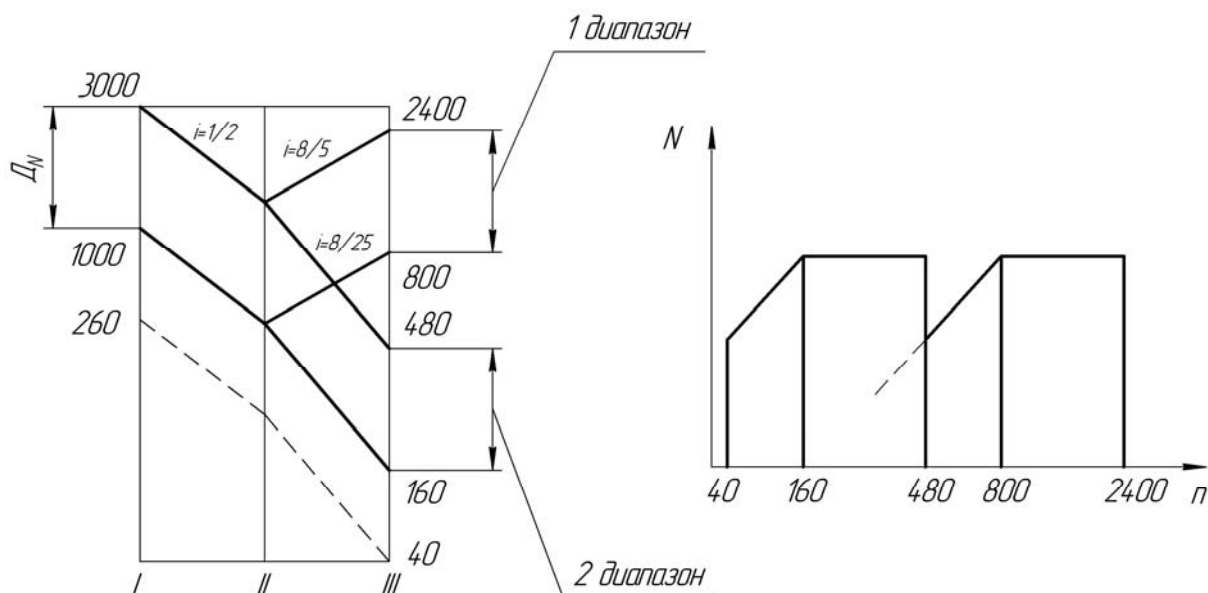


Рисунок 5.8 – Привод главного движения станка с регулируемым двигателем при уменьшенном числе передач в коробке ($z_k = 2$)

6 Рекомендации по расчету конструкции объекта на жесткость, прочность, долговечность

Выбор источников движения

Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором применяются в качестве двигателей ступенчатых приводов главного движения и подачи. Эти двигатели наиболее надежны и просты в эксплуатации, применяются без преобразователей и специальных усилителей, имеют небольшие габариты, допускают высокие перегрузки. В качестве примера рекомендуется для таких приводов применять двигатели серии 4А основного исполнения по ГОСТ 19523–81.

Электродвигатели постоянного тока серии ПВ предназначены для работы в системах регулируемых и следящих приводов. Двигатели характеризуются диапазоном частот вращения (до 10000), большой нагрузочной способностью и высоким быстродействием.

Гидроусилители с шаговым двигателем состоят из электрического шагового двигателя ШД5-Д1 и гидроусилителя 2Г18-2. Он применяется в приводах рабочих органов станков с ЧПУ. Электрические импульсы, подаваемые на вход шагового двигателя, вызывают вращение его ротора и выходного вала гидроусилителя с вращающим моментом, достаточным для перемещения рабочего органа. Гидроусилитель соединяется с ходовым винтом непосредственно или через редуктор, служащий для снижения цены импульса и повышения вращающего момента на ходовом винте. Предварительный выбор гидроусилителя с шаговым двигателем производится по следующим данным:

нагрузке на выходном валу привода, давлению масла и наибольшей частоте вращения вала гидроусилителя.

В результате проектировочного (предварительного) расчета ориентировочно определяются диаметры, и проводится конструирование вала. Проверочный расчет валов проводят на статистическую и усталостную прочность, а также на жесткость и колебания [4].

Основными параметрами шпинделя являются диаметр, расстояние между опорами, вылет консоли, размер переднего конца, диаметр отверстия. Возможность закрепления шпинделя или на шпинделе стандартных инструментов, оправок и зажимных устройств обеспечивается тем, что передние концы шпинделей выполняют по ГОСТ, например: ГОСТ 24644–81 *Концы шпинделей сверлильных, фрезерных и расточных станков*; ГОСТ 12593–72 *Размеры фланцевых концов шпинделей под поворотную шайбу*; ГОСТ 16868–71 *Размеры резьбовых концов шпинделей*.

Размеры шпинделя, за исключением размеров переднего конца, выбираются конструктивно (расчеты на жесткость, прочность, биение переднего конца и виброустойчивость в курсовом проекте (работе) не производят).

Расчет геометрических параметров зубчатых колес производят по ГОСТ 16532–70. В учебной практике, как правило, по заданным нагрузкам выполняются проектировочные расчеты, а затем проверочные по разным критериям работоспособности. Проверочные расчеты на выносливость по изгибным и контактным напряжениям производятся по ГОСТ 21354–87.

Специально для шпиндельных узлов металлорежущих станков выпускаются следующие типы подшипников:

- двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 31821000 и 4162900 (ГОСТ 7634–75) [5];
- шариковые упорно-радиальные сдвоенные подшипники с углом контакта 60° типа 178800 Л по ГОСТ 20821–75 [5].

Упорные комбинированные роликовые подшипники типа 504000 применяют в качестве опор ходовых винтов в приводах подачи станков с ЧПУ [5].

Тип подшипников выбирается в зависимости от вида нагрузки и скорости вращения. Их расчет осуществляется по коэффициенту работоспособности [4].

Механизмы управления коробками скоростей и подач

Многорукоточные механизмы [1, 2, 15] применяют в станках с небольшим числом переключаемых зубчатых блоков и муфт.

Однорукоточные механизмы делятся на простые, селективные и преселективные [2, 15].

Недостаток простых однорукоточных механизмов заключается в том, что при переключении частоты вращения (подачи) необходимо последовательно устанавливать все промежуточные ступени.

Селективные механизмы позволяют переходить от одной частоты вращения (подачи) к другой без установления промежуточных значений [3, 6, 15].

Преселективные механизмы характеризуются тем, что частоту вращения (подачу) можно изменять во время работы станка на другой режим [3, 6, 15].

Система смазки

Разрабатывается система смазки проектируемого узла, которая представляет собой часть всей системы смазки станка. В пояснительной записке следует отразить выбор сорта применяемого масла, методы смазывания, описать организацию смазывания станка в условиях эксплуатации. В конструкциях следует предусмотреть каналы для подвода масла.

7 Указания к другим разделам курсового проекта

В разделе «Мероприятия по технике безопасности и охране окружающей среды» студент должен отобразить основные мероприятия по безопасной работе на станке, методы и устройства, предназначенные для очистки СОЖ и выделяемых токсичных веществ.

Список используемых источников, в который должны входить все справочные, методические и источники литературы, должен быть оформлен согласно ГОСТ 7.1–2003.

В части «Приложение» собирают материалы, не вошедшие в основную часть пояснительной записки (спецификация спроектированного узла, распечатки программ на ЭВМ и др.).

8 Перечень основных стандартов, необходимых при разработке курсового проекта

- 1 ГОСТ 2.105–79 Общие требования к текстовым документам.
- 2 ГОСТ 2.108–68 Спецификация.
- 3 ГОСТ 2.109–73 Основные требования к чертежам.
- 4 ГОСТ 2.301–68 Форматы.
- 5 ГОСТ 2.770–68 Обозначения условные графические в схемах.
- 6 ГОСТ 1139–80 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные.

Размеры, допуски и посадки.

- 7 ГОСТ 2185–66 Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.

- 8 ГОСТ 5006–83 Муфты зубчатые. Технические условия.

- 9 ГОСТ 7599–82 Станки металлообрабатывающие. Общие технические условия.
- 10 ГОСТ 8820–69 Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры.
- 11 ГОСТ 8790–79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 12 ГОСТ 10748–79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 13 ГОСТ 23360–78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 14 ГОСТ 24068–80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 15 ГОСТ 24071–80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 16 ГОСТ 9146–79 Органы управления станков. Направление действия.
- 17 ГОСТ 12080–66 Концы валов цилиндрические.
- 18 ГОСТ 12081–72 Концы валов конические с конусностью 1:10.
- 19 ГОСТ 12289–76 Передачи зубчатые конические. Основные параметры.
- 20 ГОСТ 13941–68 Пружинные кольца внутренние.
- 21 ГОСТ 13942–68 Пружинные кольца наружные.
- 22 ГОСТ 14034–74 Отверстия центровые.
- 23 ГОСТ 16868–71 Концы шпинделей резьбовые. Размеры.
- 24 ГОСТ 18855–82 Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности.
- 25 ГОСТ 19107–73 Муфты механические. Ряды номинальных крутящих моментов.
- 26 ГОСТ 19650–74 Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии.
- 27 ГОСТ 19860–74 Конусы внутренние и наружные 7:24. Допуски.
- 28 ГОСТ 20821–75 Подшипники шариковые упорно-радиальные двухрядные с углом контакта 60°. Технические условия.
- 29 ГОСТ 21354–87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
- 30 ГОСТ 21424–75 Муфты упругие втулочно-пальцевые. Основные параметры.
- 31 ГОСТ 21425–75 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные. Методы расчета нагрузочной способности.

32 ГОСТ 21573–76 Муфты электромагнитные многодисковые с магнитопроводящими дисками. Основные параметры и размеры.

33 ГОСТ 24664–81 Концы шпинделей и хвостовики инструментов сверлильных, расточных и фрезерных станков. Размеры.

34 ГОСТ 25329–82 Станки металлорежущие. Подача винт – гайка качения. Основные размеры.

35 СТ СЭВ 1052–78 Единицы физических величин.

Список литературы

1 **Анурьев, В. Н.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. Н. Анурьев. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1980.

2 Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д. Н. Решетова. – Москва: Машиностроение, 1972. – Т. 1–2.

3 **Пуш, В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – Москва : Машиностроение, 1977.

4 Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982.

5 Подшипники качения : справочник-каталог / Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – Москва : Машиностроение, 1984.

6 Металлорежущие станки: учебное пособие для вузов / Н. С. Колев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1980.

7 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев. – Москва : Высшая школа, 1971.

8 **Рабинович, А.** Коробки скоростей металлорежущих станков / А. Рабинович, В. Смилянский, Э. Милевский. – Львов: Львов. ун-т, 1968.

9 **Тарзиманов, Г. А.** Проектирование металлорежущих станков / Г. А. Тарзиманов. – Москва : Машиностроение, 1980.

10 Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой. – Москва : Машиностроение, 1986.

11 **Каминская, В. В.** Станины и корпусные детали металлорежущих станков / В. В. Каминская, Э. М. Левина, Д. Н. Решетов. – Москва : Машгиз, 1980.

12 **Фигатнер, А. М.** Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков. Обзор / А. М. Фигатнер. – Москва: НИИМаш, 1981.

13 Металлорежущие станки: учебник / Под ред. В. Э. Пуша. – Москва: Машиностроение, 1986.

14 **ГОСТ 12.2.009–80.** Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности. – Москва: Изд-во стандартов, 1980.

15 Металлорежущие станки / Под ред. Н. С. Ачеркана. – 2-е изд. – Москва : Машиностроение, 1965. – Т. 1–2.

16 **Орликов, М. Л.** Metallорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование : учебное пособие / М. Л. Орликов, И. Г. Фелоренко, В. Н. Шишкин. – Киев : Вища школа, 1987.

17 Metallорежущие станки : учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша. – Москва : Машиностроение, 1985.

18 **Ивахненко, А. Г.** Методология структурно-параметрического синтеза металлорежущих станков / А. Г. Ивахненко [и др.]. – Комсомольск-на-Амуре: КНАГТУ, 2015. – 282 с.