

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Металлорежущие станки». Для студентов специальности 120100 «Технология машиностроения». – Глазов: ГИЭИ, 2004. – 56 с.

Составитель: ст. преподаватель кафедры СИН ГИЭИ – А.Ю. Чирков

Реценз:

В работе
главного дви

ТЕЛЬ РАБОТЫ
МПУТЕРЕ

кции привода

ИжГТУ, 2004

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью курсового проектирования по металлорежущим станкам является углубление знаний, полученных по курсу на лекциях и в лаборатории, и приобретение навыков по расчету и конструированию станков.

Каждый студент получает индивидуальное задание, в котором указываются объект проектирования и необходимые исходные данные. Типовое задание предусматривает разработку конструкции привода главного движения или подачи станка общего назначения.

Некоторым студентам могут выдаваться спецзадания, которые выполняются по особым методическим указаниям консультанта.

Курсовой проект состоит из графической части и пояснительной записки.

Пояснительная записка (40...60 листов формата А4) включает следующие части:

1. Содержание
2. Введение
3. Описание работы станка
 - 3.1. Техническая характеристика станка
 - 3.2. Описание компоновки станка (основные узлы, компоновка)
 - 3.3. Анализ формообразования поверхностей
4. Кинематический расчет
 - 4.1. Определение верхнего и нижнего пределов регулирования
 - 4.2. Определение мощности электродвигателя привода
 - 4.3. Построение СТС и ГЧВ (ГП)
 - 4.4. Определение передаточных отношений и чисел зубьев
 - 4.5. Составление УКБ и проверка точности передаточных отношений
 - 4.6. Составление кинематической схемы станка
 - 4.7. Определение расчетных вращательных моментов на валах привода
5. Расчет деталей привода
 - 5.1. Расчет зубчатых передач
 - 5.2. Предварительный и проверочный расчет валов
 - 5.3. Расчет шпоночных (шлицевых) соединений
 - 5.4. Выбор и расчет подшипников
 - 5.5. Расчет ременных передач

5.6. Выбор и расчет муфт

5.7. Расчет шпинделя

6. Описание работы узла и отдельных систем механизмов

7. Смазка станка

Список литературы

Приложения

Графическая часть содержит:

1. Сборочные чертежи свертки и развертки узла, разрезы (2–3 листа формата А1). На этих чертежах выполняются все конструктивные особенности спроектированного узла.

2. Общий вид станка и его кинематическая схема (1 лист формата А1).

3. Рабочие чертежи шпинделя и деталей узла (1 лист формата А1).

Чертежи курсового проекта оформляются в соответствии с ЕСКД карандашом или на компьютере.

2. АНАЛИЗ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Анализ формообразования поверхностей включает в себя описание методов и движений формообразования, инструмента, используемого для получения различных поверхностей на проектируемом станке.

Пример анализа формообразования поверхностей рассмотрен при обработке на вертикально-фрезерном консольном станке модели 6М12П.

Большинство наиболее распространенных поверхностей, обрабатываемых на станке, может быть получено с помощью различного режущего инструмента. Метод формообразования конкретной поверхности с заданными характеристиками и размерами будет зависеть от принимаемого в процессе обработки конкретного вида режущего инструмента и им определяется. Образующие на станке обрабатываемые поверхности можно разделить на следующие виды: плоская, фасонная, винтовая, линейная и нелинейная.

Плоскость получается методом копирования-касания при обработке торцевой фрезой (рис. 1, а), концевой фрезой (рис. 1, б) или дисковой и цилиндрической фрезой. При этом участвуют два движения формообразования – $\varphi_s(\text{Ви})$ и $\varphi_s(\text{Пз1})$, формирующих производящие линии.

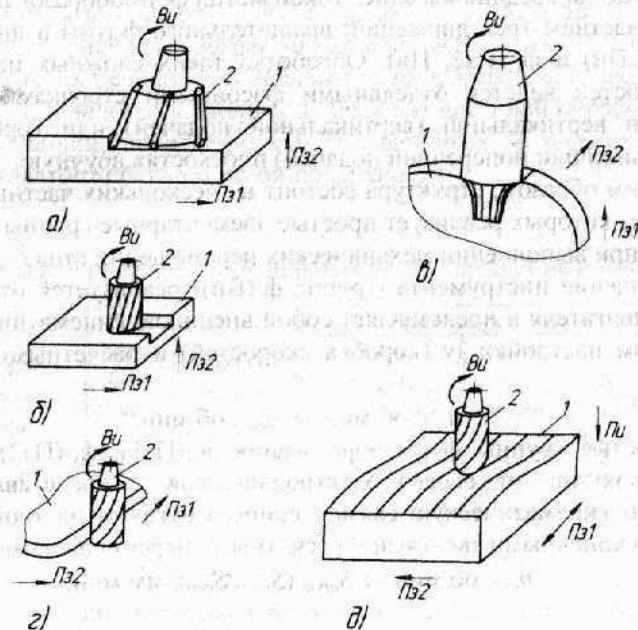


Рис. 1. Формообразование поверхностей

К фасонным и винтовым линейчатым поверхностям относятся некруговые цилиндрические, конические и винтовые поверхности, т.е. поверхности, у которых профиль поперечного сечения очерчен любой плоской кривой за исключением дуги окружности. К ним относятся боковые поверхности зубьев цилиндрических и конических колес с прямыми и косыми зубьями, фасонные поверхности шлиц, винтовые канавки и т.д.

Для обработки на станке 6М12П используются профильные модульные концевые (рис. 1, в) или дисковые фрезы, обеспечивающие формообразование поверхностей методом копирования-касания с участием двух формообразующих движений – вращения инструмента $\varphi_s(\text{Ви})$ и перемещения заготовки $\varphi_s(\text{Пз2})$.

Такой же метод используется и в случае контурной обработки фасонных пазов, канавок и поверхностей концевыми фрезами (рис. 1, г). Однако в этих случаях движение подачи становится сложным и принимает вид $\varphi_s(\text{Пз1}, \text{Пз2})$, что обеспечивается продольной и поперечной подачей вручную.

Обработка сложных объемных наружных и внутренних поверхностей осуществляется фасонными концевыми фрезами (рис. 1, д) с реализацией метода касание-касание. Такой метод формообразования реализуется с участием трех движений: вращательного $\phi_{\lambda}(Ви)$ и двух сложных $\phi_{s1}(Пз1, Пи)$ и $\phi_{s2}(Пз2, Пи)$. Обработка таких сложных нелинейчатых поверхностей ведется отдельными фасонными строчками последовательно в вертикальной (вертикальной подачей) или горизонтальной (продольной или поперечной подачей) плоскостях вручную.

Таким образом, структура состоит из нескольких частных структур, каждая из которых реализует простые элементарные группы формообразования при выполнении механических перемещений стола.

Вращение инструмента (группа $\phi_{\lambda}(Ви)$) реализуется от отдельного электродвигателя и представляет собой внешнюю кинематическую связь с органом настройки iv (коробка скоростей) и расчетными перемещениями:

$$n_{дел1}, \text{ об/мин} \rightarrow n_{мин}, \text{ об/мин}.$$

Простые группы формообразования $\phi_{s1}(Пз1)$, $\phi_{s2}(Пз2)$ и $\phi_{s3}(Пз3)$ осуществляются от своего электродвигателя и представляют собой внешнюю кинематическую связь с единым органом настройки, но различными конечными звеньями и расчетными перемещениями:

$$n_{дел2}, \text{ об/мин} \rightarrow S_{прод} (S_{пан}; S_{вер}), \text{ мм/мин}.$$

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

3.1. Определение верхнего и нижнего пределов регулирования

При определении предельных частот вращения и подач ($n_{мин}$, n_{max} , $S_{мин}$, S_{max}), составляется таблица по приведенной ниже форме. Таблицу целесообразно заполнить для одного материала инструмента, например, быстрорежущей стали, затем для другого, например, твердого сплава, при этом обрабатываемый материал разделяют на три основные группы: чугун, сталь, сплавы цветных металлов. В графе «вид обработки» приводятся 3–4 наиболее характерных для данного станка вида обработки на каждую группу материала, например, для сверлильного: сверление, развертывание, нарезание резьбы. Припуск выбирается по справочнику технолога, например [3], в зависимости от размера заготовки, определенного основным размером станка, и вида заготовки (литье, поковка и др.).

Далее припуск определяется на $t_{верн}$ и $t_{уст}$, причем $t_{верн}/t_{уст} = 4 \dots 8$.

Пользуясь таблицами режимов резания, например [7], и другими, изданными не ранее 1970 года, по $t_{верн}$ для соответствующих материалов и видов обработки выбирают V_1 , V_3 , V_5 и др., S_1 , S_3 , S_5 и др. В этих же таблицах иногда приводится эффективная мощность N_p или P_z . Если этих значений нет, то их необходимо подсчитать по формулам, известным из теории резания, и занести в таблицу 1. Режимы чистовой обработки выбираются из таблиц, приведенных в справочниках, в зависимости от класса шероховатости обработанной поверхности.

Таблица 1

Данные для определения предельных частот вращения и подач

Материал		Вид обработки	Припуск Δ , мм	Режимы резания				N_p (P_z), Вт(Н)
Режущ. инструмента	Обрабатываемый			$t_{верн}$, мм	$t_{уст}$, мм	V , м/мин	S , мм/об	
1	А	а	Δ_1	$t_{верн1}$		V_1	S_1	
					$t_{уст1}$	V_2	S_2	
		б	Δ_2	$t_{верн2}$		V_3	S_3	
					$t_{уст2}$	V_4	S_4	

После заполнения таблицы выбирают $V_{мин}$ и V_{max} , а также $S_{мин}$ и S_{max} , отбрасывая наибольшие и наименьшие значения, если они одиночные и далеко выходят за границы большинства значений. $n_{мин}$ и n_{max} определяют по формулам:

$$n_{мин} = \frac{1000 \cdot V_{мин}}{\pi \cdot d_{max}}, \quad (1)$$

$$n_{max} = \frac{1000 \cdot V_{max}}{\pi \cdot d_{мин}}, \quad (2)$$

Принято: $d_{max}/d_{мин} = 4 \dots 8$ для токарных и фрезерных станков, 3...4 для сверлильных, ~2 для шлифовальных.

По $n_{мин}$ и n_{max} определяется диапазон регулирования

$$D = 1,25 \cdot \frac{n_{max}}{n_{мин}}, \quad (3)$$

который сравнивается с принятыми в станкостроении (таблица 2).

Задаваясь значением знаменателя геометрического ряда, определяют число ступеней привода

$$z = 1 + \frac{\lg D}{\lg \varphi}, \quad (4)$$

Полученный результат округляют до ближайшего, принятого в станкостроении: $z = 4; 6; 8; 9; 12; 16; 18; 24; 27$.

Число оборотов $n_1, n_2, n_3 \dots n_z$ или подач $S_1, S_2, S_3 \dots S_z$ выписываются из таблиц нормальных рядов чисел (нормаль Н-II-1, приведенная в приложении 2).

Таблица 2

Диапазон регулирования

Станки	D
Токарные	50...160
Фрезерные	20...60
Сверлильные	15...20
Строгальные	10
Радиально-сверлильные	20...100
Шлифовальные	1...3

3.2. Определение мощности электродвигателя привода

Определение мощности двигателя в приводе главного движения производится по значениям N_p , приводимым в таблице 1 для наиболее распространенных видов обработки на проектируемом станке, по формуле:

$$N_{ЭД(гв)} = \frac{N_p}{\eta_{гв} \cdot k}, \quad (5)$$

где $\eta_{гв} = 0.70 \dots 0.85$ – КПД привода главного движения;

$k = 1.25$ – коэффициент перегрузки электродвигателя, N_p может также быть определена по известной из курса «Резание металлов» формуле для наиболее характерного режима работы.

Мощность двигателя в приводе подач может быть предварительно выбрана по формулам:

$$N_{ЭД(под)} = (0.03 \dots 0.05) \cdot N_{ЭД(гв)} \text{ – для токарных станков,}$$

$$N_{ЭД(под)} = (0.15 \dots 0.20) \cdot N_{ЭД(гв)} \text{ – для фрезерных станков.}$$

Для уточнения в определении $N_{ЭД(под)}$ можно воспользоваться формулой:

$$N_{ЭД(под)} = \frac{(k_1 \cdot P_x + f \cdot P_n) \cdot S_M}{6.12 \cdot 10^6 \cdot \eta_{под} \cdot k}, \quad (6)$$

где P_x – составляющая силы резания в направлении подачи, Н;

P_n – приближенная величина нормальной силы, действующей на грани направляющих, Н;

$f = (0.15 \dots 0.20)$ – приведенный коэффициент трения на направляющих;

$k_1 = 1.1 \dots 1.4$ – коэффициент, учитывающий стремление перемещаемого элемента к опрокидыванию;

S_M – подача, мм/мин;

$\eta_{под} = 0.15 \dots 0.20$ – КПД привода подач;

$k = 1.25$ (см. выше).

По полученным значениям $N_{ЭД}$ в каталоге, например [2], подбирается электродвигатель. Его мощность должна быть ближайшей, большей по сравнению с расчетной.

Если привод главного движения и подач обслуживает один двигатель, то $N_{ЭД} = N_{ЭД(гв)} + N_{ЭД(под)}$.

Мощность двигателя, определенная расчетом, сравнивается с мощностью установленных двигателей на аналогичных станках и окончательно выбирается после согласования с консультантом.

3.3. Построение структурной сетки (СТС) и графика частот вращения (ГЧВ)

Выбор и обоснование структурной сетки привода главного движения и червяковой коробки подач

По выбранному ранее числу ступеней в приводе (z) определяют число возможных вариантов структурных формул:

$$P = \frac{(W!)^2}{k_1! \cdot k_2! \dots}, \quad (7)$$

где W – число групп передач;

k_1, k_2 – число групп с одинаковым числом передач.

В общем виде число ступеней скорости

$$z = p_a \cdot p_b \dots p_m, \quad (8)$$

где p_a, p_b, \dots, p_m – число передач в первой, второй, ..., m -й группах.

Структурную формулу, уточняющую не только конструктивный, но и кинематический порядок, принято записывать так:

$$z = p_{x1} \cdot p_{x2} \dots p_{xm}, \quad (9)$$

где $x1, x2, \dots, xm$ – характеристики первой, второй, ..., m -й групп.

Число передач в группах принимают равным 2, 3 и реже 4.

Из всех возможных кинематических и конструктивных вариантов наивыгоднейшим следует признать тот, который обеспечивает наибольшую

шую простоту, наименьшее количество передач и групп, малые радиальные и осевые габариты, вес.

Вес зубчатых колес, смонтированных на одном валу, будет наименьшим при минимальной разнице в их размерах. Этим требованиям наилучшим образом отвечает основная группа, так как передаточные отношения здесь незначительно отличаются друг от друга. В силу этого целесообразна структура, у которой основная группа содержит наибольшее количество передач. На основании уравнения (8) необходимо, чтобы по возможности соблюдалось $p_a > p_b > \dots > p_m$. Например, из трех вариантов $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3$ наилучшим является первый.

Величина передаваемых ведомым валом крутящих моментов обратно пропорциональна величине передаточных отношений передач. Практически выгодно применять такой кинематический порядок, при котором минимальные передаточные отношения в группах уменьшаются по мере приближения к шпинделю, достигая в предельной группе предельного значения. В этом случае первые валы работают при более высоких скоростях, с наименьшими нагрузками, имеют меньшие размеры по диаметру, меньшие модули зубчатых колес. Вместе с тем промежуточные валы не должны работать при очень больших угловых скоростях, так как при этом возрастают потери холостого хода и износ деталей. Указанные условия выполнимы, если первая группа будет основной, а характеристики переборных групп передач возрастают по мере приближения к шпинделю, т. е. если в уравнении (9) $x_1 < x_2 < \dots < x_m$.

Руководствуясь положением о предпочтительном размещении групп по числу передач в них и о размещении основной и переборных групп, строятся три структурные сетки для наиболее благоприятного, наименее благоприятного и для среднего вариантов.

После анализа достоинств и недостатков приведенных вариантов выбирается оптимальный вариант.

Пример: $z = 8 = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 4 \cdot 2$.

При применении структуры из трех групп, с двумя передачами в каждой число возможных вариантов структурных сеток будет:

$$P = \frac{(3!)^2}{3!} = 6.$$

При применении структуры из двух групп с четырьмя и двумя передачами:

$$P = \frac{(2!)^2}{1! \cdot 1!} = 4.$$

Предпочтительней привод с меньшим числом групп (число валов уменьшается). Из структурных формул $z = 8 = 4 \cdot 2$ и $z = 8 = 2 \cdot 4$ предпочтительнее первая, так как в ней наибольшее число передач в начале цепи.

Из имеющихся вариантов этой формулы $z = 8 = 4_1 \cdot 2_4$ и $z = 4_2 \cdot 2_1$ лучшим опять будет первый, так как основная группа предшествует переборной. На рис. 2 а, б, в, показаны характерные структурные сетки, по которым видно, что первый вариант обеспечивает более близкие значения чисел оборотов на валу II, а разброс Δ увеличивается по мере удаления от источника движения.

Во втором варианте разброс между крайними значениями на втором валу составляет φ^6 . В третьем этот разброс также больше, чем в первом.

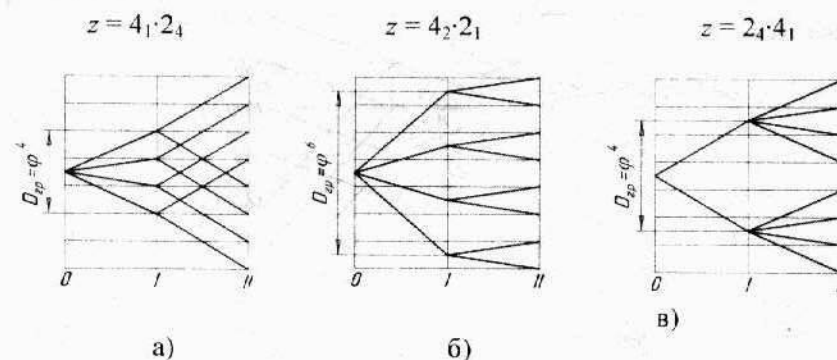


Рис. 2. Структурные сетки

Кроме этого учитывают, что в станкостроении установлены предельные значения диапазона регулирования в группе:

$D_{гп} \leq 8$ в приводе главного движения;

$D_{гп} \leq 12,5$ в приводе подачи.

Таким образом, выбирается вариант сетки по рис. 2, а.

Построение графиков частот вращения

При построении графика частот вращения (подач) учитывается наличие одиночных передач и место их размещения.

Принимаются во внимание нормы станкостроения:

$$\left. \begin{array}{l} i_{\max} \leq 2 \\ i_{\min} \geq \frac{1}{4} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{для привода} \\ \text{главного дви-} \\ \text{жения.} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} i_{\max} \leq 2,5 \\ i_{\min} \geq \frac{1}{5} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{для привода} \\ \text{подач.} \end{array}$$

Для косозубых колес главного привода движения принимается $i_{\max} \leq 2,5$.

Пример: проектируется коробка скоростей сверлильного станка с $z = 8$, $n_{\min} = 100$ об/мин и $D = 20$.

По принятым D и z определим

$$\varphi = \sqrt[3]{D} = \sqrt[3]{20} = 1,54.$$

Принимаем $\varphi = 1,58$. Из нормалн Н-11-1 выписываем значения n , таким образом определяются 8 точек на последнем валу (рис. 3). На валу электродвигателя (0) проставляется $n_{эд}$, например, 1450 об/мин. Обращаем внимание на диапазон регулирования в последней (переборной) группе $D_p = \varphi^4 = 6,2$, т.е. значение его близко к предельному, тогда

$$i_{max} = \varphi = 1,58,$$

$$i_{min} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{3,95}.$$

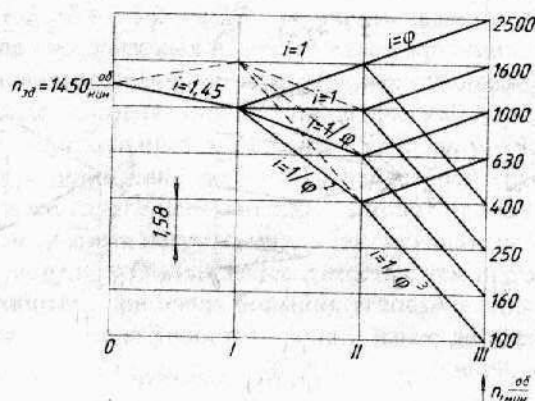


Рис. 3. График частот вращения

Если принять $i_{max} = \varphi^2$, то $i_{max} > 2$. Если принять $i_{min} = \frac{1}{\varphi^4}$, то $i_{min} < \frac{1}{4}$.

Между II и III валами лучи пойдут в соответствии с $i_{max} = \varphi$ и

$$i_{min} = \frac{1}{\varphi^3}.$$

В первой группе, исходя из условий соблюдения i_{max} и i_{min} , могут быть два варианта (на рис. 3 показаны пунктиром и сплошными линиями). Принимаем второй вариант, так как здесь имеет место симметричное регулирование ($i = \varphi, i = 1/\varphi, i = 1$), что обеспечивает большую компактность и технологичность за счет трех обратимых пар.

Особенности построения графика подач для нарезаемых коробок подач

При заданных значениях s_1, s_2, \dots переходят к числу оборотов выходного вала коробки подач по формуле:

$$n_{кп} = \frac{s_{np}}{t \cdot i} [\text{об/об}], \quad (10)$$

где s_{np} [мм/об] – подача;

$t = \pi m_p z_p$ – шаг тягового устройства (для привода с ходовым винтом $t = t_{хв}$);

i – передаточное отношение от выходного вала КП до вала реечной шестерни (рис. 4).

Если подача задана в мм/мин, то $n_{кп}$ будет в об/мин.

Пример: Разработать коробку подач сверлильного станка.

$z = 8; s_{min} = 0,12$ мм/об; $\varphi = 1,41; i = 1/100; z_p = 14; m = 3$ мм.

По таблице Н-11-1 выписывается ряд подач, а по формуле (10) подсчитывается $n_{кп}$.

Таблица 3

S_{np} [мм/об]	0,12	0,18	0,25	0,35	0,50	0,70	1,00	1,40
$n_{кп}$ [об/об]	0,09	0,14	0,19	0,27	0,38	0,54	0,76	1,06

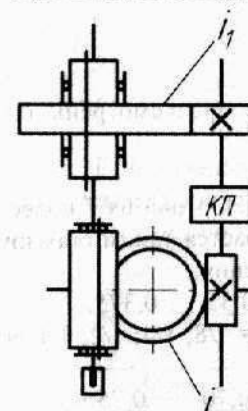


Рис. 4. Коробка подач

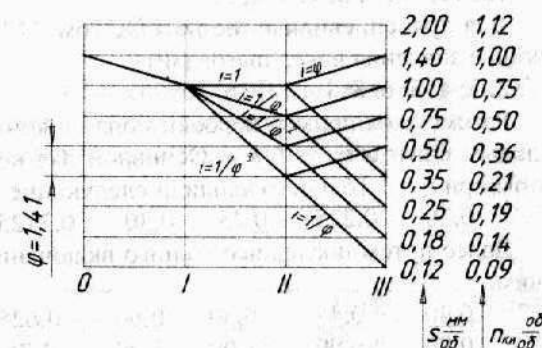


Рис. 5. График подач

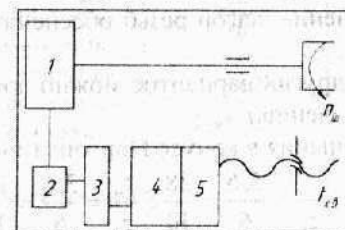


Рис. 6. Привод подач токарно-винторезного станка

Основная часть КП может выполняться в виде конуса Нортон и в виде коробки с передвижными боками. Она предназначена для получения ряда резьб. Если учесть, что в 1, 2, 3 элементах привода передаточное отношение может быть равно 1/1, передаточное отношение в основной части коробок подач должны обеспечивать основной ряд резьб. Изменения в множительной части, которые могут быть 1/2, 1/4, 1/8, 1/16, позволяет расширить диапазон нарезаемых резьб.

ГОСТом 24705-81 предусматривается следующий ряд шагов метрических резьб (мм):

0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45; 0,60; 0,70; 0,75; 0,80; 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00; 2,50; 3,00; 3,50; 4,00; 4,50; 5,00; 5,50; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 32; 40; 48 – всего 33 значения.

Дюймовые резьбы регламентированы ГОСТом 6357-81. Предусмотрены следующие значения чисел ниток на дюйм:

26; 24; 16; 12; 8; 4;

20; 19; 18;

20; 18; 16; 14; 12; 10; 8; 6; 4;

12; 11; 10; 9; 8; 7; 6; 4; 3.

Для трапецевидных резьб ГОСТом 24737-91 предусмотрены следующие значения чисел шагов (мм):

2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24.

Рассмотрим пример коробки подач с конусом Нортон из 7 колес с ходовым винтом $t_{\text{хв}} = 6$ мм. Основной ряд подбирается таким образом, чтобы при $i_1 = 1/16$ в него входили следующие значения:

0,20 0,225 0,25 0,30 0,3125 0,35 0,375.

Далее путем последовательного включения $i_5 = 1/8; 1/4; 1/2; 1/1$ получим:

<u>0,40</u>	<u>0,45</u>	<u>0,50</u>	<u>0,60</u>	<u>0,625</u>	<u>0,70</u>	<u>0,75</u>
<u>0,80</u>	<u>0,90</u>	<u>1,00</u>	<u>1,20</u>	<u>1,25</u>	<u>1,40</u>	<u>1,50</u>
<u>1,6</u>	<u>1,8</u>	<u>2,0</u>	<u>2,4</u>	<u>2,5</u>	<u>2,8</u>	<u>3,0</u>
<u>3,2</u>	<u>2,6</u>	<u>4,0</u>	<u>4,8</u>	<u>5,0</u>	<u>5,6</u>	<u>6,0</u>

Дальнейшее увеличение шагов резьб обеспечивается соответствующим звеном 1 (рис. 6).

Путем построения других вариантов можно добиться полного обеспечения стандартных значений t .

Передаточные отношения в конусе Нортон (рис. 7) будут:

$$\frac{z_7}{z_8} = 1 = \frac{30}{30}; \frac{z_1}{z_8} = \frac{4}{6} = \frac{20}{30}; \frac{z_5}{z_8} = \frac{5,6}{6} = \frac{28}{30}; \frac{z_3}{z_8} = \frac{3,6}{6} = \frac{18}{30}; \frac{z_6}{z_8} = \frac{5}{6} = \frac{25}{30};$$

$$\frac{z_1}{z_8} = \frac{3,2}{6} = \frac{16}{30}; \frac{z_4}{z_8} = \frac{4,8}{6} = \frac{24}{30}.$$

Аналогично решается задача и при применении в основной части привода механизма Меандра и механизма с передвижными блоками.

Множительная часть коробки подач размещается в общем корпусе с основной и состоит преимущественно из передач с передвижными блоками.

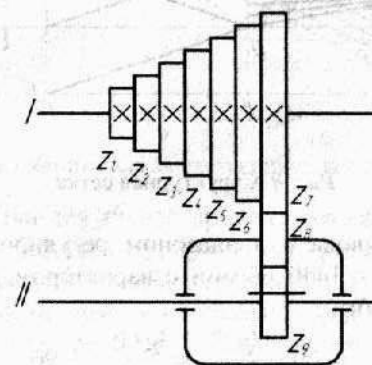


Рис. 7. Механизм Нортон

При проектировании резьбовой коробки подач следует обращать внимание на подбор колес в звене обратимости, а также в гитаре. Примеры таких решений для некоторых моделей приведены в таблице 4.

Таблица 4

Модель станка		1А612	1К62	1624М
Звено обратимости		25	28 · 36	92
		26	25 · z*	57
Сменные колеса в гитаре	Для метрической и дюймовой резьб	$\frac{42}{100}$	$\frac{42 \cdot 95}{95 \cdot 50}$	$\frac{40 \cdot 113}{113 \cdot 60}$
	Для модульной и питчевой резьб	$\frac{32 \cdot 100}{100 \cdot 97}$	$\frac{64 \cdot 95}{95 \cdot 97}$	$\frac{71 \cdot 100}{113 \cdot 60}$

z* – зубчатые колеса конуса.

Особенности кинематического расчета привода с вариатором

Для обеспечения заданного диапазона регулирования n или S вариатор соединяют со ступенчатой коробкой. Суть кинематического расчета

сводится к определению необходимого числа ступеней в ступенчатой части привода.

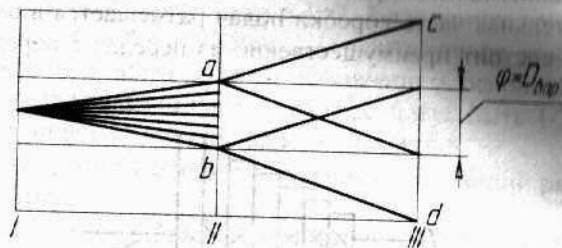


Рис. 8. Структурная сетка

Пример: для привода с диапазоном регулирования $D = 60$, при $n_{min} = 30$ об/мин и $n_{zo} = 1440$ об/мин с вариатором, имеющим $D_{вар} = 4$, число ступеней в коробке:

$$z = \frac{\lg D}{\lg D_{вар}} = \frac{\lg 60}{\lg 4} = 2,96.$$

округляем до ближайшего большего и принимаем $z = 3$.

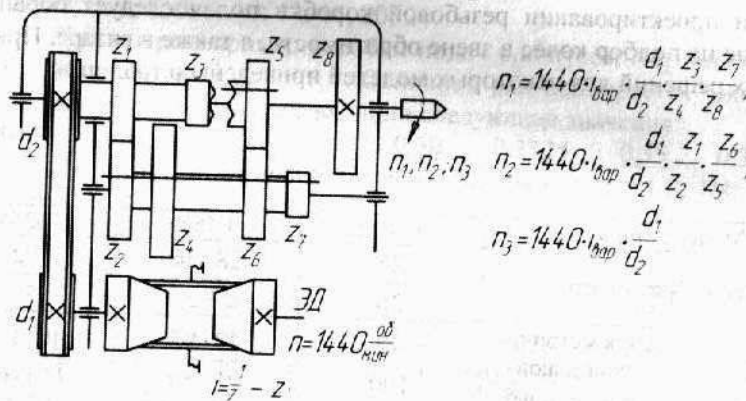


Рис. 9. ГЧВ для коробок с вариатором



Рис. 10. Кинематическая схема привода с вариатором

Структурная сетка для такого привода показана на рис. 8. Участок abcd представляет собой структурную сетку трехступенчатой коробки с $\varphi = D_{вар}$. Диапазон регулирования в группе $D_{гп} = \varphi^z = D_{вар}^z = 16$ превышает норму ($D_{гп} \leq 8$), поэтому в кинематической структуре привода необходимо предусмотреть перебор. График частот вращения в этом случае будет таким, как показано на рис. 9.

При построении графика частот вращения на каждой ступени определяют с учетом 2 % проскальзывания во фрикционных вариаторах, т.е. $\varphi = 0,964 = 3,92$.

Один из возможных вариантов кинематической схемы показан на рис. 10.

Особенности построения СТС и ГЧВ для привода с использованием многоскоростных асинхронных двигателей и двигателей постоянного тока

При применении двух- или трехскоростных двигателей с $\varphi_{дв} = 2$ привод рассматривается состоящим из двух частей: электрической и механической, причем, $z = y \cdot m$, где y и m – число ступеней соответственно в электрической и механической частях. Число ступеней и φ связаны между собой зависимостью $m = k \cdot E$, где k – число целое, а E – из уравнения $\varphi = \sqrt[4]{2}$.

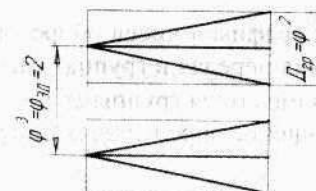


Рис. 11. Структурная сетка для $\varphi = 1,26$

Для определения возможных значений φ в механической части составляется таблица, например, для случая $z = 6 = 2 \cdot 3$:

m	k	E	$\varphi = \sqrt{2}$
3	1	3	1,26
3	3	1	2

Из таблицы видно, что для рассматриваемого примера возможно построение привода с $\varphi = 1,26$ или 2. Структурная сетка для случая $\varphi = 1,26$ показана на рис. 11.

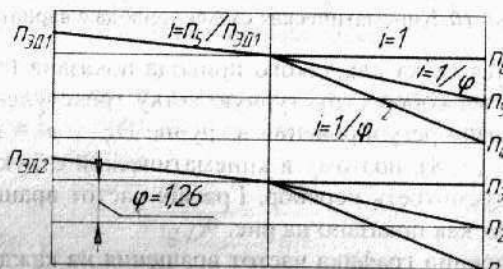


Рис. 12. ГЧВ для привода с многоскоростным двигателем

На основе структурной сетки строится график частот вращения так, как описано выше (рис. 12).

В двигателях постоянного тока с шунтовым регулированием изменение чисел практически производится ступенчато с $\varphi = 1,06$ или 1,12.

Кинематический расчет такого привода производится так же, как и расчет ступенчатого. При этом первая (электрическая) группа принимается с числом ступеней $p_{\text{эл}} = 1 + \frac{\lg D_{\text{эл}}}{\lg \varphi}$, она является основной.

3.4. Определение передаточных отношений и чисел зубьев

Из рассмотренных графиков чисел оборотов следует, что величина передаточного отношения передач в группах зависит от их количества p , их характеристик x и знаменателя группы φ .

Передаточное отношение определяется по графику частот вращения по формуле:

$$i = \varphi^s, \quad (11)$$

где s — число интервалов $\lg \varphi$, на которое поднимается или опускается линия, изображающая передачу на ГЧВ.

Для ускорительной передачи s имеет положительное значение, для замедлительной — отрицательное.

Отношение наибольшего передаточного отношения к наименьшему в общем виде:

$$i_{\text{max}} / i_{\text{min}} = \varphi^{(p-1)s}, \quad (12)$$

Задавшись значением одного из них, например i_{max} , можно определить i_{min} . Так как в основном привод главного движения работает на редукцию, применение ускорительных передач нежелательно. Поэтому целесообразно i_{max} принимать не более 1:1.

Число зубьев $z_1, z_2, z_3, z_4, \dots$ колес группы передач обусловлено величиной передаточных отношений, выраженных в форме

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{a}{b}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d}; \quad (13)$$

(a, b, c, d — целые числа), и величиной межцентрового расстояния A , которое должно быть одинаковым для всех видов передач одной группы.

Модули зацепления прямозубых передач, нормальные модули и углы наклона зубьев косозубых передач в пределах одной группы чаще всего одинаковы. Следовательно, сумма зубьев

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = \dots = \frac{2A}{m} = S_z = \text{const}, \quad (14)$$

Исходя из условий компактности передач, S_z и наименьшее число зубьев z_{min} в приводах главного движения ограничивают в пределах:

$$S_z \leq 100 \div 120; \quad z_{\text{min}} = 18 \div 20.$$

Величину S_z обычно принимают наименьшей допустимой с учетом числа зубьев наименьшего зубчатого колеса группы z_{min} . Для сменных колес привода установлено три значения S_z : 72; 90 и 120.

Из уравнений (13) и (14) вытекает следующее:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{S_z}{a+b} \cdot a; \quad z_2 = \frac{S_z}{a+b} \cdot b; \\ z_3 &= \frac{S_z}{c+d} \cdot c; \quad z_4 = \frac{S_z}{c+d} \cdot d \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

z_1, z_2, z_3, z_4 — целые числа. Это условие выполнимо, если S_z — наименьшее кратное сумм $a+b, c+d, \dots$

При определении чисел зубьев находят суммы $a+b, c+d, \dots$, определяют наименьшее кратное и вместо S_z подставляют его в равенство (15). Может оказаться, что числа зубьев окажутся недопустимо малыми или большими. В первом случае их можно увеличить в целое число раз, во втором — уменьшить. При уменьшении могут появиться дробные числа

зубьев. Округляя их до целого значения, отбросив дроби, изменяют S_z . Поэтому такие передачи подвергают коррекции. Если группа передач состоит из колес с разным модулем, в равенствах (15) величину S_z заменяют величиной $2A/m$.

Для облегчения расчетов чисел зубьев, особенно для определения z_{min} , разработаны специальные таблицы, в которых по горизонтали отложена S_z , а по вертикали передаточные отношения передач, кратные $\varphi=1,06$ (см. приложение 4). Зная величину передаточного отношения, по таблицам подбирают приемлемое значение S_z и z_{min} .

3.5. Составление УКБ и проверка точности передаточных отношений

Уравнением кинематического баланса называется уравнение, устанавливающее функциональную зависимость между расчетными перемещениями. Начальные звенья в большинстве случаев имеют вращательное движение (вращение вала электродвигателя), конечные звенья получают как вращательное, так и прямолинейное движение.

Если оба конечных звена вращаются, то УКБ имеет вид:

$$n_n \cdot i = n_k \text{ об/мин.} \quad (16)$$

Если начальное звено имеет вращательное движение, а конечное – прямолинейное, то УКБ принимает следующий вид:

$$n_n \cdot i \cdot H = s_n \text{ мм/мин,} \quad (17)$$

где H – ход кинематической пары, преобразующей вращательное движение в прямолинейное.

Для подачи на оборот УКБ

$$1 \text{ об.} \cdot i \cdot H = s \text{ мм/об.} \quad (18)$$

Составляя УКБ, определяют фактические значения числа оборотов (подачи).

Для схемы на рис. 14 получаем

$$n_{\phi 1} = n_n \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

Оценка правильности определения чисел зубьев определяется путем сравнения частоты вращения на каждой ступени с табличными значениями:

$$\Delta n = \frac{n_{\phi} - n_{таб}}{n_{таб}} \cdot 100 \leq \pm 10 \cdot (\varphi - 1). \quad (19)$$

Табличные значения чисел оборотов выписываются из графика чисел оборотов (рис. 3). Эту оценку целесообразно оформить в виде таблицы 5.

Таблица 5

№ ступени	$n_{\phi} = n_n \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot i_{\kappa c}$	$n_{таб}$	Δn	$10(\varphi-1)$
1.	$n_{\phi 1} = n_n \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} = 98$	100	-2	5,8
2.	$n_{\phi 2} = n_n \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} = 163$	160	1,9	—
3.	...			

В случае, если $\Delta n > 10(\varphi-1)$, необходимо провести повторный расчет чисел зубьев с целью устранения неточности.

3.6. Составление кинематической схемы станка

Кинематическая схема привода строится в соответствии с графиком частот вращения, одновременно с построением приводится обоснование принимаемого решения.

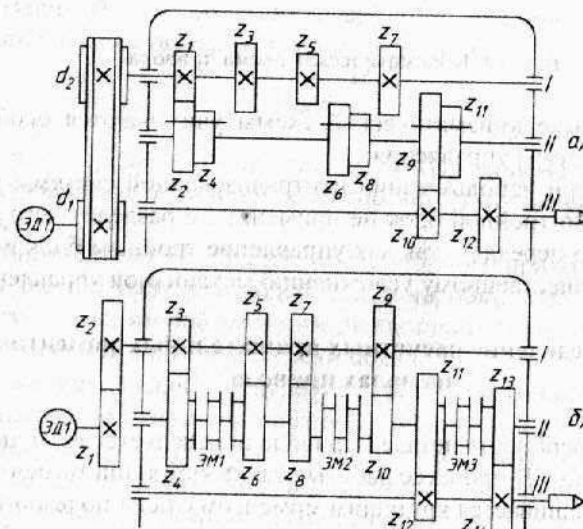


Рис. 13 Варианты кинематических схем

Пример: по графику (рис. 3) можно построить несколько вариантов схем (рис. 13, а, б и др.).

Если по условию работы проектируемого станка целесообразнее двигатель удалить от коробки скоростей и расположить вне станка, то одиночную передачу лучше принять по рис. 13, а.

С другой стороны, иногда в управлении приводом необходимо предусмотреть автоматическое переключение в первой группе передач. Это условие выполнимо при переключении передвижными блоками, поэтому целесообразнее применить в I группе переключение при помощи электромагнитных муфт (рис. 13, б). Ограниченность осевого габарита не позволяет применить такое управление и во II группе, тогда окончательный вариант будет таким, как он показан на рис. 14.

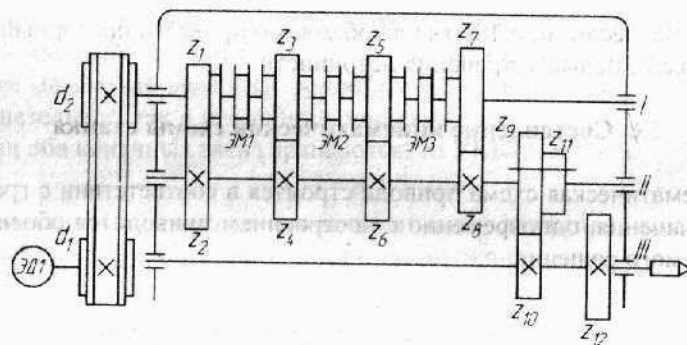


Рис. 14. Кинематическая схема привода

При разработке кинематической схемы учитываются особенности применяемой системы управления.

Например, при использовании централизованной системы управления целесообразно тройной блок не применять, а разделить его на двойной и одиночную передачу, так как управление тройным блоком затруднено и ведет к существенному усложнению механизмов управления.

3.7. Определение расчетных вращательных моментов на валах привода

Несущая способность деталей привода определяется величиной действующих нагрузок. В процессе работы станка крутящий момент привода уравнивается крутящим моментом от сил полезного сопротивления и сил трения в кинематических цепях привода.

Крутящий момент на любом ведомом звене привода при установившемся движении и статистическом характере действия нагрузки

$$M_{кр} = \frac{M_j}{i} \cdot \eta, \quad (20)$$

где M_j – крутящий момент на валу электродвигателя;

i – передаточное отношение от вала электродвигателя до ведомого вала;

η – КПД кинематической цепи.

По формуле видно, что наибольший крутящий момент на шпинделе будет при наименьшем его числе оборотов. Однако эксплуатационные наблюдения показывают, что нижняя часть диапазона чисел оборотов шпинделя используется преимущественно для операций, не требующих полной мощности привода. ЭНИМС рекомендует в качестве расчетного числа оборотов шпинделя принимать не n_{min} , а следующие значения:

- для широкоуниверсальных токарных станков средних размеров – число оборотов, соответствующее нижней ступени второй трети диапазона;
- для универсальных револьверных, карусельных, консольно-фрезерных, расточных и токарных станков, вертикальных многошпиндельных автоматов – число оборотов верхней ступени нижней трети диапазона;
- для универсальных сверлильных станков – число оборотов верхней ступени нижней четверти диапазона.

Крутящий момент на шпинделе, соответствующий этой скорости, принимается в качестве наибольшего расчетного:

$$M_{кр} = \frac{M_j}{i_p} \cdot \eta_p, \quad (21)$$

здесь i_p , η_p – передаточное отношение и КПД кинематической цепи от вала электродвигателя до шпинделя, соответствующие расчетному числу оборотов.

Для определения $M_{кр}$ при расчете зависимого привода подач следует выбирать числа оборотов выходного вала коробки подач при включении первой ступени из второй четверти диапазона регулирования в приводе главного движения в низшей ступени подач.

Выражение (21) для определения действующего крутящего момента справедливо при статическом характере действия сил и установившемся режиме работы станка. В период пуска и торможения при изменении сил резания, особенно при врезании инструмента в материал заготовки, имеют место переходные режимы. Изменяющиеся в этот период силы резания, влияние массы деталей привода и особенно жесткости системы

вызывают динамические явления, приводящие к повышению напряжений в звеньях кинематической цепи.

Влияние переходных режимов может быть оценено величиной динамичности

$$k_d = \frac{M_{kd}}{M_{kc}}, \quad (22)$$

где M_{kd} — наибольший крутящий момент, возникающий при динамическом характере действующей нагрузки;

M_{kc} — крутящий момент при статическом характере действующей нагрузки.

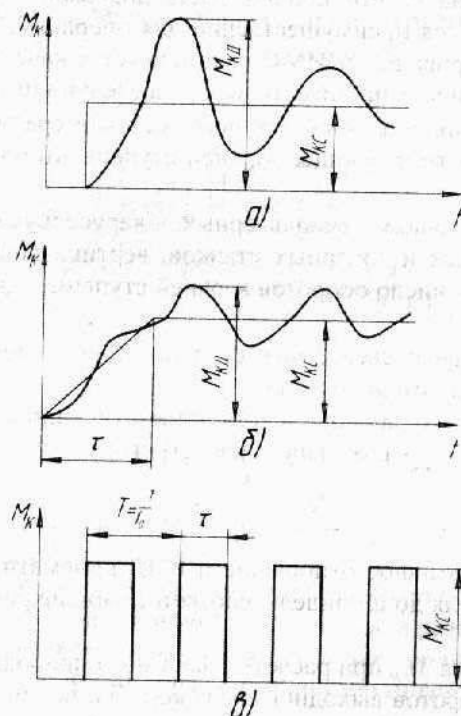


Рис. 15. График изменения крутящего момента

На рис. 15 показан характер изменения момента M_{kc} в зависимости от сил резания при врезании инструмента и динамического момента M_{kd} , возникающего в упругой системе привода, для некоторых частных случаев. При внезапном возникновении момента M_{kc} , как у станков строгальной группы (рис. 15, а) коэффициент динамичности $k_d = 2$. На рис. 15, б показан часто встречающийся случай при врезании инструмента,

когда момент M_{kc} нарастает постепенно от 0 до какого-то постоянного значения. При линейном нарастании момента за период времени τ коэффициент динамичности

$$k_d = 1 + \frac{\sin 0,5/\tau}{0,5/\tau}, \quad (23)$$

При очень малом значении τ , близком к 0, второй член правой части уравнения стремится к 1, а $k_d \rightarrow 2$.

Для нагрузок, действующих в виде периодически повторяющихся кратковременных импульсов с частотой f (рис. 15, в), можно принять в порядке глубокого приближения

$$k_d = 1 + \frac{1}{\sin\left(\pi \frac{f_0}{f}\right)}, \quad (24)$$

Это выражение справедливо, если отношение частот f_0/f колеблется в пределах 0,5 – 1, а время действия импульса $\tau \leq \pi/f$. Если $f_0/f \leq 0,5$, то величина $k_d \approx 2$.

При динамическом характере действия нагрузки за расчетную следует принимать нагрузку, соответствующую крутящему моменту M_{kd} , определяемому из выражения

$$M_{kd} = M_{kc} \cdot k_d, \quad (25)$$

4. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДА

4.1. Расчет зубчатых передач

Модули и материалы для зубчатых колес необходимо выбирать, ориентируясь на существующие конструкции.

Зубчатые колеса рассчитываются на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе в соответствии с ГОСТ 21354-75.

Расчетное контактное напряжение в полосе зацепления σ_H [МПа] для прямозубых некорректированных колес, а также с высотной коррекцией, для которой $x = x_1 + x_2 = 0$, определяется по формуле:

$$\sigma_H = 1,08 \cdot 10^6 \cdot z_E \cdot \frac{1}{d_w} \cdot \sqrt{\frac{M_{spl}}{10 \cdot l_u} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}}, \quad (26)$$

где z_F — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

d_w – начальный диаметр шестерни, мм;

$M_{кр1}$ — крутящий момент на шестерне, Н·м;

l_w — рабочая ширина венца, мм;

i – передаточное число;

$k_{нв}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$k_{\text{нп}}$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Должно выполняться условие $\sigma_n \leq \sigma_{np}$.

Допускаемое контактное напряжение $\sigma_{\text{кр}}$ [МПа] определяется по формуле:

$$\sigma_{np} = \frac{\sigma_{H(lim)}}{S_H} \cdot z_R \cdot z_V \cdot k_l \cdot k_{NH}, \quad (27)$$

где $\sigma_{H(lim)}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов переменных напряжений, МПа;

z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

k_l – коэффициент, учитывающий влияние смазки (можно принимать равным единице);

$k_{\text{ХН}}$ — коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Расчетное напряжение при изгибе для прямозубых передач σ_p [МПа] определяется по формуле:

$$\sigma_{\phi} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{lf} \cdot k_{fa} \cdot k_{fb} \cdot k_{fv} \cdot y_f}{b_w \cdot d_w \cdot m}, \quad (28)$$

где M_{11} – исходный расчетный момент, Н·м;

$k_{га}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$k_{r\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$k_{\text{дт}}$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

y_i – коэффициент, учитывающий форму зуба;

m — модуль, мм.

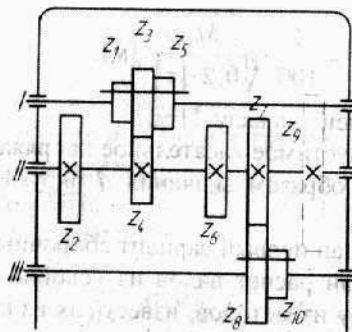


Рис. 16.

Допускаемое напряжение на выносливость при изгибе определяется по формуле:

$$\sigma_{fp} = \frac{\sigma_{F(\text{lim})}}{S_F} \cdot y_R \cdot y_S \cdot k_{sf}, \quad (29)$$

где $\sigma_{F(lim)}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов переменных напряжений, МПа;

S_k – коэффициент безопасности;

γ_R — коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

y_R — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности;

$k_{\text{ХЛ}}$ – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Значения входящих в формулы коэффициентов приводятся в справочной литературе [4].

Примечание. После предварительного расчета валов и зубчатых передач может оказаться, что межосевое расстояние в одной группе недостаточно, чтобы разместить зубчатые колеса другой группы, как это показано на рис. 16: колесо z_0 пересекает вал I. В этом случае произвести корректировку чисел зубьев в первой группе передач в сторону увеличения $2z_0$, либо во второй группе в сторону уменьшения $2z_0$.

4.2. Предварительный и проверочный расчет валов

Предварительный расчет валов

В предварительном расчете определяют первоначальные диаметры валов по одной из общеизвестных формул, например,

$$d = \frac{1}{100} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot [\tau]}} \text{ [м]}, \quad (30)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу, Н·м;

$[\tau]$ – предельно допустимое касательное напряжение, МПа.

Найденные таким образом значения d округляют до ближайшего стандартного значения.

Когда уже разработан первый вариант сборочных чертежей привода, проводится проверочный расчет валов из условий прочности, который производится по одному из методов, известных из курса деталей машин, например, по фактическим напряжениям:

$$\sigma = \frac{\sqrt{(a \cdot M_u)^2 + (b \cdot M_{кр})^2}}{W} \leq [\sigma], \quad (31)$$

Проверочный расчет валов

Для построения эпюр изгибающих моментов с целью определения

$$M = \sqrt{M_{изг}^2 + M_{вер}^2}, \quad (32)$$

составляется схема нагрузки вала так, как показано на рис. 17.

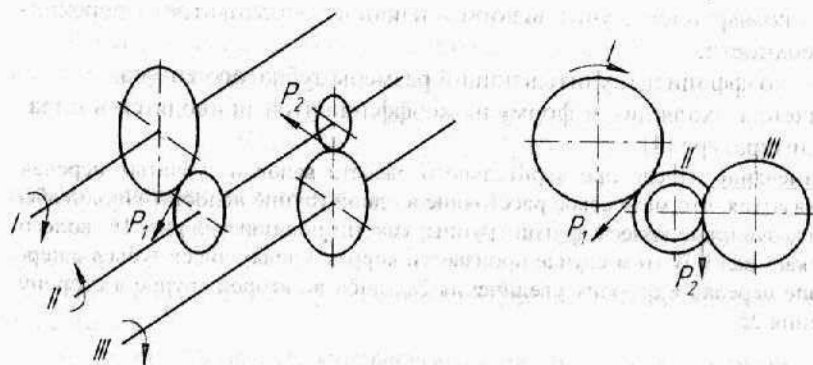


Рис. 17. Схема нагрузки вала

Эпюры M_u строятся отдельно для сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Значения коэффициентов a и b определяются по формулам

$$a = k_\sigma (1 + c), \quad (33)$$

$$b = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} + k_\tau \cdot C_k, \quad (34)$$

где $k_\sigma = k_\tau = 2$ – динамический коэффициент концентрации;

$c = c_k$ – коэффициенты переменности нагрузки;

σ_{-1} – предел выносливости, МПа;

σ_s – предел текучести, МПа.

Значения c приведены в таблице 6.

$$[\sigma] = \frac{(0,45 \dots 0,5) \cdot \sigma_s}{(1,7 \dots 2,5)}, \quad (35)$$

где σ_s – предел прочности, МПа.

Таблица 6

Тип станка	$c = c_k$
Отделочные, шлифовальные	0
Токарные, расточные	0,2
Сверлильные	0,2
Фрезерные	0,4...0,5
Зубофрезерные	0,5...0,6

4.3. Расчет шпоночного (шлицевого) соединения

Проверка шпонок и шлицев производится на смятие рабочих поверхностей и на срез по методике, принятой в курсе «Детали машин».

4.4. Выбор и расчет подшипников

Подбор подшипников качения осуществляется по величине «С» динамической грузоподъемности в Н, определяемой по формуле:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P, \quad (36)$$

где f_h – коэффициент долговечности, выбирается по таблицам в зависимости от числового значения принятой долговечности подшипников в часах (13000 – 20000);

f_n – коэффициент, зависящий от частоты вращения подшипников, выбирается по таблицам;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н.

Величины коэффициентов, входящих в данную и ниже приведенные формулы расчета подшипников качения, приводятся в справочной литературе [4].

Величина P определяется по формуле:

$$P = (x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a) \cdot k_o \cdot k_t, \quad (37)$$

где F_r – радиальная нагрузка, Н;

F_a – осевая нагрузка, Н;

x – коэффициент радиальной нагрузки;

y – коэффициент осевой нагрузки;

v – коэффициент вращения относительно вектора вращения;

k_o – коэффициент безопасности;

k_t – температурный коэффициент.

$v = 1, 2$, когда относительно нагрузки вращается наружное кольцо; $v = 1$ для подшипников, у которых вращается относительно нагрузки внутреннее кольцо.

Коэффициенты x и y зависят от типа подшипника и выбираются по таблицам в зависимости от величин

$$i \cdot \frac{F_a}{C_0}; \frac{F_a}{v \cdot F_r}; \quad (38)$$

где i – число рядов тел качения;

C_0 – статическая грузоподъемность, Н, выбираемая по таблицам для принимаемого к установке подшипника;

l – безразмерная величина, зависящая от соотношения.

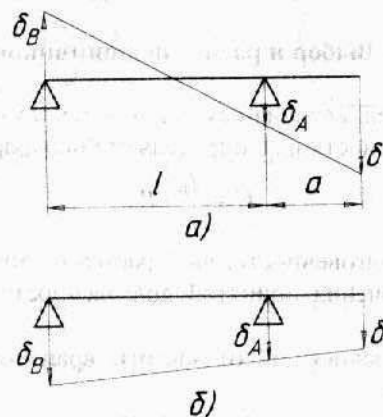


Рис. 18. Схема расположения подшипников

От точности подшипников, которая регламентируется радиальным или осевым биением вращающегося кольца, зависит точность вращения шпинделя. При этом радиальное биение передней δ_A и задней δ_B опор можно найти из простых геометрических соотношений, анализируя схему, приведенную на рис. 18, а.

Обычно принимают $\delta \leq \Delta/3$, где Δ – допуск на радиальное биение конца шпинделя.

Приняв, что $\delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \delta_B \frac{a}{l}$, получим

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)}, \quad (39)$$

$$\delta_B = \frac{\Delta}{6 \frac{a}{l}}, \quad (40)$$

По величинам δ_A и δ_B выбирают подшипники соответствующего класса точности. Рекомендуемые классы подшипников шпинделей станков различной точности приведены в таблице 7.

Таблица 7

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников опор		Класс точности упорных подшипников
	передней	задней	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Если при сборке шпиндельного узла подшипники устанавливают таким образом, что их биения направлены в одну сторону, то это резко снижает биение переднего конца шпинделя (рис. 18, б).

4.5. Расчет ременных передач

Из ременных передач наиболее часто применяют клиноременную. При предварительном расчете определяется необходимое число ремней, например, по формуле:

$$n_p = \frac{P}{p_0 \cdot C_1 \cdot C_2}, \quad (41)$$

где p – окружное усилие, которое определяют, задавая диаметр ведущего шкива, Н;

p_0 – усилие, передаваемое одним ремнем (значения приведены в таблице 8);

C_1 – коэффициент угла охвата (см. таблицу 9);

C_2 – скоростной коэффициент (см. таблицу 10).

$$p = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_{шк}}, \quad (42)$$

Таблица 8

Тип ремня	0	A	B	B	Г	Д
Размеры сечения $a \times h$ [мм ²]	10×6	13×8	17×10,5	22×13,5	32×19	38×23,5
P_0 [Н]	80	140	240	400	820	1200

Таблица 9

Угол охвата, град.	100	120	130	140	150	160	170	180
C_1	0,75	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,00

Таблица 10

V [м/с]	1	5	10	20	25
C_2	1,05	1,04	1,0	0,94	0,74

После разработки конструкции узла приведенный расчет уточняется с учетом принятых в конструкции размеров шкива и фактического КПД передач от двигателя до ведущего шкива. Быстроходные ременные передачи проверяют на допустимое число пробегов:

$$u = \frac{V}{L} \leq (3...5), \quad (43)$$

где V – скорость ремня, м/с;

L – длина ремня, м.

4.6. Выбор и расчет муфт

При расчете фрикционных муфт определяют передаваемый ими крутящий момент ($M_{кр}$), который должен быть не меньше максимального крутящего момента, действующего на валу, где размещается муфта.

Разработав первый вариант сборочных чертежей привода, производят проверочные расчеты муфт.

Для многодисковых муфт можно использовать формулу:

$$M_{кр} = \frac{2\pi}{\beta} \cdot f \cdot p \cdot z_T \cdot (R_n - R_v) \cdot R_{cp}^2 \text{ [Н·м]}, \quad (44)$$

где $\beta = 1,26...1,50$ – коэффициент запаса сцепления;

f – коэффициент трения (см. таблицу 11);

p – допускаемое давление между трущимися поверхностями, МПа (см. таблицу 4.6.1);

z_T – число пар трущихся поверхностей;

R_n, R_v, R_{cp} – наружный, внутренний и средний радиусы поверхностей трения, м.

Конусные муфты можно рассчитывать по формуле:

$$M_{кр} = \frac{2\pi}{\beta} \cdot f \cdot p \cdot R_{cp}^2 \cdot b \text{ [Н·м]}, \quad (45)$$

где b – длина образующей поверхности трения, м.

Кулачковые муфты проверяют на смятие рабочих поверхностей кулачков по формулам:

$$p = \frac{2 \cdot M_{кр}}{10^6 \cdot F \cdot d_{cp} \cdot z_n} \leq [p], \quad (46)$$

где $M_{кр}$ – наибольший крутящий момент, действующий на валу, где размещена муфта, Н·м;

F – площадь проекции рабочей грани одного кулачка на диаметрально плоскость, м²;

d_{cp} – средний диаметр по кулачкам, м;

h – высота кулачков, м;

$[p]$ – допускаемое давление.

Для муфт, применяемых в станках и имеющих стальные закаленные рабочие поверхности:

$[p] = 90...120$ МПа при включении с остановкой;

$[p] = 50...70$ МПа при включении на тихом ходу.

Коэффициент трения

Таблица 11

Материал трущихся пар	Условия работы	f	p , МПа
Закаленная сталь – закаленная сталь	со смазкой	0,08	0,6...0,8
Чугун – чугун (сталь)	со смазкой	0,06	0,6...0,8
Чугун – чугун (сталь)	в сухую	0,15	0,25...0,4
Бронза – чугун (сталь)	со смазкой	0,05	0,4
Прессованный асбест – чугун	в сухую	0,3	0,2...0,3
Металлокерамика – чугун (сталь)	со смазкой	0,1	0,8

4.7. Расчет шпинделя

На стадии эскизного проекта выбирают основные размеры шпинделя: диаметр шейки шпинделя под передней опорой d , вылет шпинделя a , расстояние между опорами l , диаметры участков шпинделя.

Ориентировочно минимально необходимый для передачи мощности P диаметр шейки шпинделя под передней опорой d составляет:

для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков $d_{min} = P/(0,15...0,35)$;

для электрошпинделей $d_{min} = P/(0,70...0,85)$.

Вылет шпинделя a зависит от параметров переднего конца для крепления инструмента или приспособления, размеров уплотнений под подшипники, а также ширины первого подшипника. Окончательное значение вылета определяют в результате прочерчивания узла в целом. При этом с точки зрения статических и динамических характеристик вылет шпинделя необходимо выполнять как можно меньшим.

Расстояние между опорами предварительно принимают (по критерию радиального биения переднего торца шпинделя) равным $l = 3a$, которое затем корректируется в результате прочерчивания всех элементов шпиндельной группы и последующего расчета (должно выполняться $l \geq 2,5a$).

Диаметр переднего конца принимается $d_{п.к.} = (1,0...1,2)d$ с учетом типа и номера конусного отверстия в шпинделе и согласуется затем по соответствующим стандартам для данного типа станка.

Диаметр шпинделя между опорами d_u необходимо выполнять возможно большего размера: обычно $d_u = (0,9...1,0)d$. Диаметр шпинделя в задней опоре принимается $d_z = (0,8...0,9)d$.

Диаметр сквозного отверстия d_n определяют с учетом размеров механизма зажима инструмента или диаметра прутка.

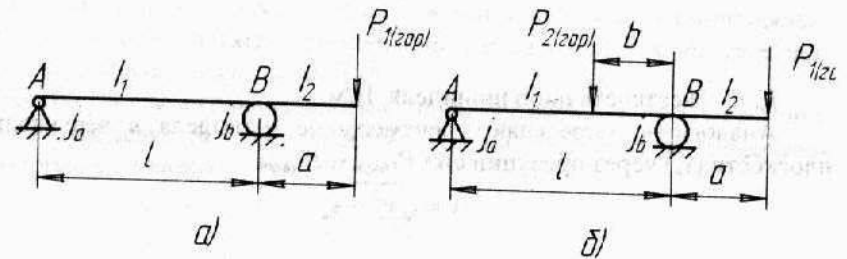


Рис. 19. Схемы нагружения шпинделя

Расчет шпинделя на жесткость носит проверочный характер и заключается в определении перемещения конца шпинделя и угла поворота сечения в передней опоре.

Упругое перемещение конца шпинделя определяется, как правило, с учетом податливости опор по методике ЭНИМСа. В современных станках наиболее распространены схемы нагрузки шпинделя, представленные на рис. 19.

Для расчета по схеме (рис. 19, а) применяют формулы:

$$y_c = P_{1(гор)} \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{k}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) + \frac{1}{j_b} \cdot \frac{(k+1)^2 + j_b / j_a}{k^2} \right] \text{ [м];} \quad (47)$$

$$\Theta_b = \frac{P_{1(гор)} \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_1} \text{ [рад].} \quad (48)$$

Расчеты по схеме (рис. 19, б) производят по формулам:

$$y_c = P_{1(гор)} \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{k}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) + \frac{1}{j_b} \cdot \frac{(k+1)^2 + j_b / j_a}{k^2} \right] + P_{2(гор)} \times \left[\frac{1}{j_b} \cdot \frac{(k-1) \cdot (m-1) - j_b / j_a}{k \cdot m} - \frac{a^3}{6 \cdot E \cdot I_1} \cdot \frac{k^4 + 2 \cdot k^2 \cdot m^2 - 3 \cdot k^3 \cdot m}{m^3} \right], \quad (49)$$

$$\Theta_{b, \text{ср}} = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_1} \cdot \left[P_{1(гор)} \cdot a \cdot l - \frac{P_{2(гор)}}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right] \text{ [рад].} \quad (50)$$

где $P_{1(гор)}$ и $P_{2(гор)}$ – проекции сил на горизонтальную плоскость, Н;

a, b, l – размеры шпинделя, м;

I_1, I_2 – осредненные моменты инерции сечений шпинделя, м^4 ;

E – модуль Юнга, ПА;

$$k = \frac{l}{a};$$

$$m = \frac{l}{b};$$

J_a, J_b – жесткость опор шпинделя, Н/м.

Аналогично определяют перемещение шпинделя в вертикальной плоскости (y_a) через проекции сил $P_{1(вер)}$ и $P_{2(вер)}$.

$$y = \sqrt{y_c^2 + y_a^2}, \quad (51)$$

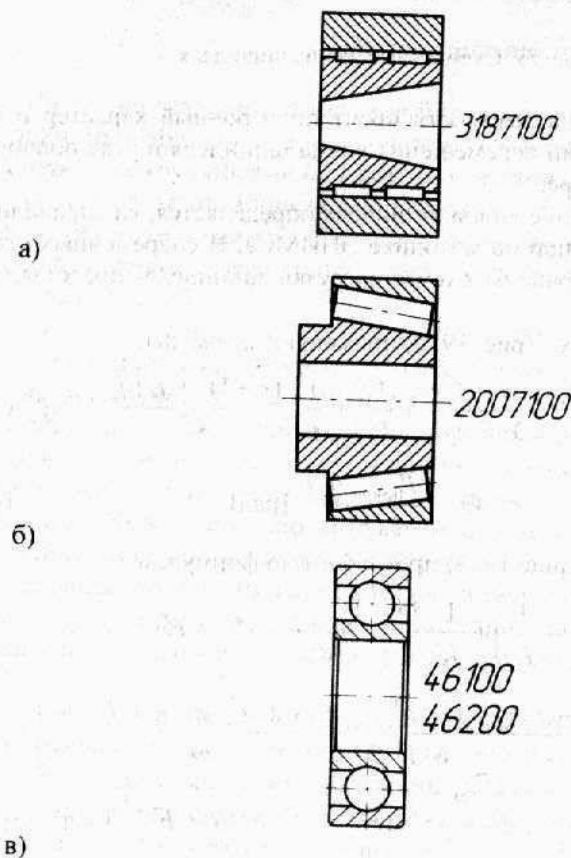


Рис. 20. Подшипники, применяемые в станках

Для определения жесткости опор качения, наиболее широко применяемых в станках (рис. 20), можно воспользоваться графиком, представленным на рис. 21.

Данный график построен для случая, когда подшипник смонтирован без зазора, но и без натяга. При сборке с предварительным натягом значения j из графика следует удвоить.

Жесткость многоярусных подшипников скольжения типа ЛОН-34 определяется в основном жесткостью сферических поверхностей опорных элементов.

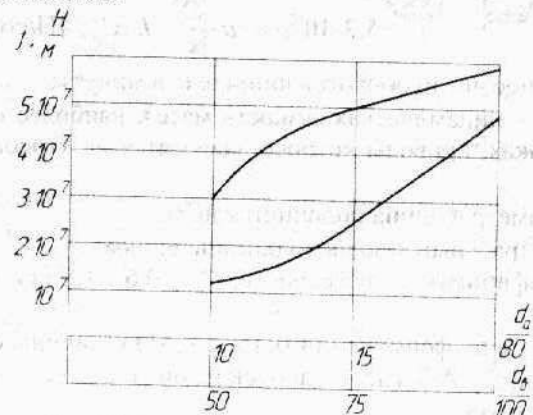


Рис. 21. Жесткость шпиндельных опор

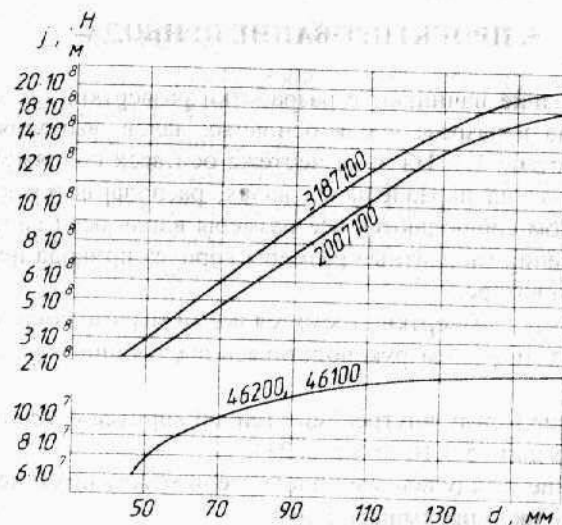


Рис. 22. Жесткость подшипников типа ЛОН-58

Для расчета при курсовом проектировании жесткость таких подшипников можно определить по графику на рис. 21 в зависимости от диаметра сферической опорной поверхности d_a, d_b .

В подшипниках типа ЛОН-58 (с арочным основанием) соотношения определяющих жесткость размеров связаны с диаметром шейки вала. Жесткость этих подшипников может быть принята по графику (рис. 22).

Жесткость одноклиновых подшипников жидкостного трения может быть ориентировочно оценена по формуле:

$$j_n = 5,3 \cdot 10^{12} \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{D^3}{\Delta^3} \cdot L \cdot C_p, \text{ [Н/см]}, \quad (52)$$

где n – расчетное число оборотов шпинделя в минуту;

$\mu = 8 \dots 10$ – динамическая вязкость масел, наиболее широко применяемых в станках, приводы которых выносятся на курсовое проектирование, сПа;

D, L – диаметр и длина подшипников, м;

Δ – диаметральный зазор в подшипнике, мкм;

C_p – коэффициент загрузки, $C_p = 0,6 \dots 1,8$ при изменении L/D от 0,5 до 1,5.

Полученные по формулам (49), (50) и (51) величины сравниваются с допускаемыми $[\gamma] = \Delta/3$, где Δ – допуск на биение конца шпинделя.

$[\theta] = 0,001$ рад.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА

Проектирование начинают с разработки развертки, т.е. сборочного чертежа привода в разрезе вдоль основных валов, выполняемого, как правило, в масштабе 1:1. На этом чертеже оси всех сопряженных передач, размещенных на параллельных валах, располагаются в плоскости чертежа, при этом соблюдаются все размеры вдоль осей валов. В радиальном направлении габаритные размеры корпуса привода не соответствуют размерам в натуре.

При разработке развертки стремятся всеми мерами сократить осевой габарит привода, при этом руководствуясь следующими рекомендациями:

а) расстояние между внутренней стенкой корпуса и деталью на валу не должно превышать 5...10 мм (рис. 23);

б) расстояние между венцами блока, если между ними не располагается вилка, на должно превышать 5 мм;

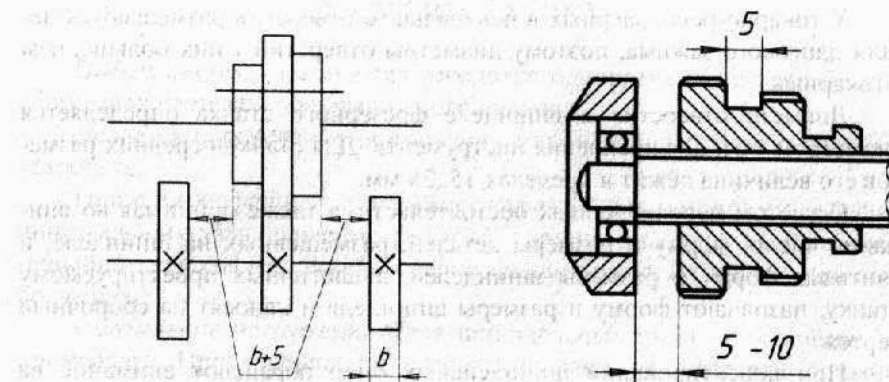


Рис. 23

Рис. 24

в) размещение колес, сопрягаемых с передвижными блоками, необходимо производить с учетом размеров, показанных на рис. 24;

д) вилку управления желательнее размещать не между венцами блока, а на свободном его конце (рис. 23);

е) размещение на валах других деталей (эксцентрик привода насоса, крыльчатка и др.) следует производить после установки опор и передач – на свободных участках.

При проектировании привода главного движения особую заботу должна вызывать разработка конструкции шпинделя и его опор. Следует учитывать, что формы и размеры концов шпинделей регламентированы соответствующими ГОСТами.

Токарные станки – ГОСТ 16868-71 и ГОСТ 12595-72.

Фрезерные станки – ГОСТ 836-72.

Сверлильные и расточные станки – ГОСТ 24644-81.

Шлифовальные станки – ГОСТ 2323-67 и ГОСТ 2324-81.

Кроме того, шпиндели токарных и фрезерных станков имеют центральные отверстия, причем у токарных их диаметр зависит от размеров обрабатываемого прутка, определяемого основным размером (см. таблицу 12).

Таблица 12

d_{max} мм	100	125	160	200	250	320	400	500	630
$d_{\text{прутка}}$ мм	8	10	12	16	20	25	32	40	50

У токарно-револьверных в центральном отверстии размещаются детали цангового зажима, поэтому диаметры отверстий у них больше, чем у токарных.

Диаметр отверстия в шпинделе фрезерного станка определяется диаметром тяги для крепления инструмента. Для станков средних размеров его величина лежит в пределах 15..25 мм.

С учетом перечисленных обстоятельств, а также принимая во внимание число, форму и размеры деталей, размещенных на шпинделе, и учитывая форму и размеры шпинделей, аналогичных проектируемому станку, назначают форму и размеры шпинделя и наносят на сборочный чертеж.

При проектировании шпиндельных опор обращают внимание на выбор их конструкции, при этом особо решается вопрос о способе регулирования зазоров.

При выполнении поперечного разреза, называемого иногда сверткой, основное внимание уделяется вопросу наиболее компактного размещения валов и передач с тем, чтобы сделать минимальным радиальный габарит привода, размещаемого в отдельном корпусе, а также наиболее полно показать размещение органов управления. В ряде случаев, например, при проектировании привода главного движения консольных фрезерных станков все валы располагаются в одной плоскости.

Во время работы над сборочными чертежами проводится анализ различных вариантов конструкций деталей и выбирается оптимальный.

Обоснование выбора конструкции приводится в записке. Например, из двух широко применяемых конструкций передвижных блоков цельных и сборных применяется одна. Почему именно эта? Почему применена, например, кулачковая муфта, а не зубчатая, фрикционная или иная и т.д.?

6. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ УЗЛА И ОТДЕЛЬНЫХ СИСТЕМ МЕХАНИЗМОВ

В данном пункте должны быть рассмотрены:

- назначение и расположение проектируемого узла;
- описание конструкции и работы узла;
- назначение отдельных деталей и механизмов;
- описание конструкции и работы органов управления (механизмов переключения).

7. СМАЗКА СТАНКА

Выбор системы смазки производится одновременно с разработкой сборочных чертежей проектируемого привода.

Делается обоснование применения того или иного типа смазочных устройств.

Примерные границы применимости различных методов смазывания шпиндельного узла по параметру $(dn)_{max}$ указаны в таблице 13. В таблице меньшие значения для тяжелых серий подшипников, большие – для особо легких.

Смазывание погружением для шпиндельных узлов практически не применяют. При смазывании разбрызгиванием от шестерен привода масла подается либо в подшипники непосредственно, либо через специальный сборник. Следует учитывать, что в этом случае масло поступает к подшипникам загрязненным продуктами изнашивания шестерен коробки, кроме того, для нормальной работы системы смазывания частота вращения шпинделя не должна быть низкой.

Таблица 13

Вид смазки	$(dn)_{max} \cdot 10^{-5}$, мм/мин
Погружением	5,5–8
Разбрызгиванием	2,2–3,2
Циркулярная	4,2–6
Капельная	2,8–4
Масляным туманом	5,5–8
Под давлением	7,5–10

Циркулярное смазывание обеспечивает необходимый по условиям теплоотвода расход масла через подшипник и охлаждает его. В большинстве случаев система циркулярного смазывания общая для шпинделя и всей коробки скоростей, отдельные системы смазывания применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов.

При капельном методе смазывания подшипники смазываются независимо от других элементов, в них подается ограниченное количество масла (от 1 до 100 г в ч), что снижает тепловыделение. В этом случае необходимо предотвращать попадание в подшипники смазки из коробки скоростей.

Смазывание методом масляного тумана применяют в высокоскоростных узлах; при этом кроме постоянного и равномерного смазывания осуществляется интенсивное охлаждение подшипников сжатым воздухом, служащим для образования масляного тумана в специальных мас-

лораспылителях. Избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует попаданию в него внешних загрязнителей.

Проточное смазывание при строгом дозировании применяют при работе шпиндельного узла в особо напряженных условиях (при высоких частотах вращения).

Твердые смазочные материалы применяют в шпиндельных узлах при относительно низких частотах вращения, особенно они удобны для шпиндельных узлов, работающих в вертикальном или наклонном положении.

При применении централизованной системы смазки возникает необходимость в определении производительности насоса.

Производительность насоса рассчитывается (исходя из предположения, что все тепло, образующееся в трущихся парах, отводится маслом) по формуле:

$$Q_{\text{см}} \cong k_{\text{см}} \cdot N \cdot (1 - \eta) [\text{м}^3/\text{с}], \quad (53)$$

где $k_{\text{см}} = (2 \dots 5) \cdot 10^{-7}$ – коэффициент, зависящий от перепада температуры масла;

N – мощность, передаваемая через трущиеся пары, Вт;

η – КПД механизмов, обслуживаемых системой смазки.

Выбор насоса производится в зависимости от найденного значения $Q_{\text{см}}$ по справочникам, например [5].

После выбора насоса решается вопрос о его размещении в проектируемом приводе, а также о конструкции и размещении распределительной аппаратуры и трубопроводов и другие вопросы системы смазки.

Размеры отстойников в системе смазки должны обеспечить заполнение ее маслом при пуске и гарантировать достаточную очистку и охлаждение смазочной жидкости. Обычно принимают объем резервуара-отстойника при циркулярной системе смазки равным 5–6 минут производительности насоса.

Описание работы системы смазки и марки применяемых масел приводится после разработки ее конструкции.

В курсовом проекте выбирается система смазки, аналогичная той, что применена в базовой модели станка.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Наиболее распространенные передаточные отношения в станкостроении

i	Значение знаменателя ряда φ		
	1,26	1,41	1,58
$1/\varphi$	4/5	5/7	7/11
$1/\varphi^2$	7/11	1/2	2/5
$1/\varphi^3$	1/2	19/53	1/4
$1/\varphi^4$	2/5	1/4	—
$1/\varphi^6$	1/4	—	—

Таблица 14

Нормальные ряды чисел в машиностроении (по нормали Н11-1)

Значение знаменателя ряда													
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)
1	1	1	1	1	1	1	31,5	31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
1,06							33,5						
1,12	1,12						35,5	35,5					
1,18							37,5						
1,25	1,25	1,25					40	40	40		40		
1,32							42,5						
1,4	1,4		1,41				45	45		45			
1,4							47,5						
1,6	1,6	1,6		1,6			50	50	50				
1,7							53						
1,8	1,8				1,8		56	56				56	
1,9							60						
2	2	2	2			2	63	63	63	63		63	
2,12							67						
2,24	2,24						71	71					
2,36							75						
2,5	2,5	2,5		2,5			80	80	80				
2,65							85						
2,8	2,8		2,8				90	90		90			
3							95						
3,15	3,15	3,15			3,15		100	100	100		100	100	
3,35							106						
3,55	3,55						112	112					
3,75							118						
4	4	4	4	4		4	125	125	125	125			125
4,25							132						
4,5	4,5						140	140					
4,75							150						
5	5	5					160	160	160		160		
5,3							170						
5,6	5,6		5,6		5,6		180	180		180		180	
6							190						
6,3	6,3	6,3		6,3			200	200	200				
6,7							212						
7,1	7,1						224	224					
7,5							236						
8	8	8	8			8	250	250	250	250	250		250

Таблица 14 (продолжение)

Значение знаменателя ряда													
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	(1,78)	(2)
8,5							265						
9	9						280	280					
9,5							300						
10	10	10		10	10		315	315	315			315	
10,6							335						
11,2	11,2		11,2				355	355		355			
11,8							400	400	400		400		
12,5	12,5	12,5					425						
13,2							450	450					
14	14						475						
15							500	500	500	500			500
16	16	16	16	16		16	530						
17							560	560				560	
18	18				18		600						
19							630	630	630		630		
20	20	20					670						
21,2							710	710		710			
22,4	22,4		22,4				750						
23,6							800	800	800				
25	25	25		25			850						
26,5							900	900					
28	28						950						
30							1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

Примечания:

1. Нормаль распространяется на ряды размеров, частот вращения, подач мощностей и др. параметров.
2. Ряды чисел больше 1000 и менее получаются умножением или делением табличных данных на 1000.
3. Частота вращения рядов не должна отклоняться от табличных более чем на $\pm 10 (p-1) \%$, по синхронному ряду частоты допускается смещение в сторону уменьшения до 5 % от чисел подач.
4. Допускается составление производных рядов из нормальных путем пропуска чисел (например, применение ряда 132, 265, 375, 530 и т.д.).

Образец титульного листа пояснительной записки

Федеральное агентство по образованию
Глазовский инженерно-экономический институт
Кафедра «Специальные инженерные науки»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по дисциплине «Металлорежущие станки»
на тему: «_____»

Выполнил студент
Н.П. Иванов
3 курса, гр. 811

Проверил
А.Ю. Чирков

Глазов 2004

Таблица 15

Таблица для подбора чисел зубьев колес в групповых передачах
ступенчато регулируемого привода

i	Суммарное число зубьев S_z																			
	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59
1,00	20		21		22		23		24		25		26		27		28		29	
1,06		20		21		23											27		28	
1,12	19							22		23		25		25		27		27		28
1,19					20		21		22		23					25		26		27
1,26		18		19		20					22		23		24		25			26
1,33	17		18		19			20		21		22			23		24		25	
1,41		17					19		20			21		22		23			24	
1,50	16					18		19			20		21			22		23		
1,58		16			17					19			20		21			22		23
1,68	15			16					18			19			20		21			22
1,78			15					17			18			19			20		21	
1,88	14			15			16			17			18			19			20	
2,00			14			15			16			17			18			19		20
2,11					14			15			16			17			18		19	
2,24			13			14				15			16			17			18	
2,37					13			14				15			16			17		
2,51			12				13			14				15			16			
2,66					12				13			14				15			16	
2,82																				16
2,99									12				13				14			
3,16																				
3,35																				
3,55																				
3,76																				

Продолжение таблицы 15

i	Суммарное число зубов S_i																			
	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1.00	30		31		32		33		34		35		36		37		38		39	
1.06	29		30		31		32		33		34		35		36		37		38	
1.12		29		30		31		32		33		34		35		36	36	37	37	
1.19		28		29	29	30		31		32		33		34	34	35	35		36	
1.26		27		28		29	29	30		31		32		33	33		34		35	
1.33		26		27		28		29		30		31		32		33		34		35
1.41	25			26		27		28	28	29		30	30		31		32		33	
1.50	24					26		27	27	28		29	29		30		31	31		
1.58	23					25		26		27		28	28		29		30	30		
1.68					24			25		26	26		27	27		28		29	29	
1.78		22			23			24		25	25		26			27			28	
1.88	21	21		22	22		23	23		24			25			26			27	
2.00	20		21				22			23			24			25			26	
2.11			20				21		22	22		23	23		24	24			25	
2.24		19	19			20			21			22	22		23	23		24	24	
2.37		18			19			20	20			21			22			23	23	
2.51	17			18			19	19			20	20			21	21		22	22	
2.66			17				18			19	19			20	20			21		
2.82		16				17			18	18			19	19			20	20		20
2.99	15				16			17	17			18	18				19			19
3.16						16	16				17	17								18
3.35											16	16							17	17
3.55													16	16						
3.76												15	15				16	16		

Продолжение таблицы 15

i	Суммарное число зубов S_i																					
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	
1.00	40		41		42		43		44				46		47		48	49	49	50	50	
1.06	39		40	40	41	41	42	42	43	43	44	44	45	45	46	46	47	47		48		
1.12	38	38		39		40		41		42		43	43	44	44	45	45	46	46	47	47	
1.19		37		38		39	39	40	40	41	41		42		43		44	44		45	46	
1.26		36	36	37	37		38		39		40	40	41	41		42		43		44	44	
1.33	34	35	35		36		37	37	38	38		39		40	40	41	41		42		43	
1.41	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39		40	40		41		
1.50	32		33	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39	39	40	40	
1.58	31		32	32		33	33		34		35	35		36		37	37		38	38	39	
1.68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35		36	36		37	37	
1.78	29	29		30	30		31			32		33	33		34	34		35	35		36	
1.88	28	28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33		34	34	35	
2.00		27			28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33	34	
2.11		26			27			28	28		29	29		30	30		31	31		32	32	
2.24		25			26	26		27	27		28	28		29	29			30	30		31	
2.37		24			25	25		26	26			27	27		28	28		29	29			
2.51	23	23			24	24		25	25			26	26		27	27			28	28		
2.66	22	22			23	23		24	24			25	25		26	26			27	27		
2.82	21	21			22			23	23			24	24		25	25			26	26		
2.99	20			21	21			22	22			23	23		24	24			25	25		
3.16	19			20	20			21	21			22	22		23	23			24	24		
3.35			19	19			20	20	20			21	21		22	22			23	23		
3.55		18	18	18			19	19			20	20	20		21	21			22	22		
3.76	17	17				18	18				19	19			20	20			21	21		
3.98	16	16			17	17	17				18	18	18		19	19	19			20	20	
4.22				16	16				17	17	17				18	18	18			19	19	
4.47		15	15	15				16	16					17	17	17			18	18	18	
4.73	14	14				15	15	15					16	16	16			17	17	17	17	

Продолжение таблицы 15

i	Суммарное число зубьев S_z																			
	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120
1,00	51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58	59	59	60	60
1,06	49		50		51		52		53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58
1,12		48		49		50		51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57
1,19	46		47		48		49	49	50	50	51	51	52	52		53		54	54	55
1,26	45	45		46		47	4	48	48	49	49	50	50		51	51	52	52	53	53
1,33	43	44	44		45		46	46	47	47		48	48	49	49	50	50	51	51	52
1,41	42	42	43	43		44	44	45	45	46	46		47	47	48	48		49	49	50
1,50		41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46		47	47	48	48
1,58	39		40	40	41	41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46	46
1,68	38	38		39	39		40	40	41	41		42	42		43	43	44	44	44	45
1,78	36	36	37		38	38		39	39		40	40	41	41	41	42	42		43	43
1,88	35		36	36		37	37		38	38		39	39		40	40		41	41	42
2,00	34	34		35	35		36	36		37	37		38	38	38	38	39	39	40	40
2,11		33	33		34	34		35	35	35	36	36		37	37		38	38		
2,24	31		32	32		33	33	33	34	34		35	35		36	36		37	37	
2,37	30	30		31	31		32	32	32		33	33		34	34		35	35	35	
2,51	29	29		30	30		31	31	31		32	32		33	33	33		34	34	
2,66		28	28		29	29		30	30	30		31	31		32	32	32		33	
2,82		27	27		28	28		29	29	29		30	30				31	31		
2,99			26	26	26		27	27		28	28			29	29			30	30	
3,16	24		25	25	25		26	26	26		27	27			28	28			29	
3,35	23			24	24			25	25	25		26	26	26			27	27		
3,55	22			23	23	23		24	24	24			25	25	25		26	26	26	
3,76	21			22	22	22		23	23	23			24	24	24			25	25	25
3,98	20		21	21	21	21		22	22	22	22		23	23	23	23		24	24	24
4,22			20	20	20	20		21	21	21	21		22	22	22	22			23	23
4,47			19	19				20	20	20	20		21	21	21	21			22	22
4,73		18	18	18				19	19	19			20	20	20	20			21	21

Приложение 5

Таблица 16. Типовые сложенные структуры

№	Z	Структурная формула	Класс и вид	Количество муфт	ϕ_{max}
1	2	3	4	5	6
1.	12	$3*(i_n+3)$	AI-1	нет	1,41
2.	12	$2*2*(i_n+2)$	AI-5	нет	1,58
3.	12	$3*(1+3)$	API-1	1	1,26
4.	12	$2*2*(1+2)$	API-5	1	1,58
5.	12	$2*(i_n+2+3)$	BI-1	нет	1,26
6.	12	$2*(1+2+3)$	BPI-1	1	1,41
7.	12	$2*(0+3+3)$	BPI-1	нет	1,58
8.	12	$3*(0+2+2)$	BPI-1	нет	2,0
9.	12	$2*(0+2+2*2)$	BPI-2	нет	1,58
10.	14	$2*(i_n-3*2)$	AI-2	нет	1,41
11.	14	$2*(1+3*2)$	API-2	1	1,26
12.	14	$2*(i_n-2+2*2)$	BI-2	нет	1,41
13.	14	$2*(i_n+3+3)$	BI-1	нет	1,41
14.	14	$2*(1+3+3)$	BPI-1	1	1,26
15.	14	$2*(1+2+2*2)$	BPI-2	1	1,26
16.	14	$2*(0+3+2*2)$	BPI-2	нет	1,41
17.	15	$3*(i_n+2*2)$	AI-2	нет	1,41
18.	15	$3*(1+2*2)$	API-2	1	1,26
19.	15	$3*(i_n+2+2)$	BI-1	нет	1,41
20.	15	$3*(1+2+2)$	BPI-1	1	1,26
21.	15	$3*(0+2+3)$	BPI-1	нет	1,41
22.	16	$2*2*(i_n+3)$	AI-5	нет	1,26
23.	16	$2*2*(1+3)$	API-5	1	1,26
24.	16	$2*(i_n+3+2*2)$	BI-2	нет	1,41
25.	16	$2*(1+3+2*2)$	BPI-2	1	1,12
26.	16	$2*(0+2+3*2)$	BPI-2	нет	1,41
27.	16	$2*(0+2*2+2*2)$	BPI-5	нет	1,26
28.	20	$2*2*(0+2+3)$	BPI-10	нет	1,41
29.	18	$2*(i_n-2*2*2)$	AI-3	нет	1,26
30.	18	$3*2*(i_n+2)$	AI-5	нет	1,41
31.	18	$2*(1+2*2*2)$	API-3	1	1,26
32.	18	$3*2*(1+2)$	API-5	1	1,26
33.	18	$3*(i_n+2+3)$	BI-1	нет	1,26
34.	18	$2*(i_n+2+3*2)$	BI-2	нет	1,26
35.	18	$2*(i_n+2*2+2*2)$	BI-5	нет	1,26
36.	18	$3*(1+2+3)$	BPI-1	1	1,12
37.	18	$2*(1+2+3*2)$	BPI-2	1	1,12
38.	18	$2*(1+2*2+2*2)$	BPI-5	1	1,12

Продолжение таблицы 16

1	2	3	4	5	6
39.	18	$3*(0+3+3)$	БП-1	нет	1,26
40.	18	$2*(0+3+3*2)$	БП-2	нет	1,26
41.	18	$3*(0+2+2*2)$	БП-2	нет	1,26
42.	20	$2*(i_n+3+3)$	А1-2	нет	1,12
43.	20	$2*2*(i_n+2+2)$	А1-6	нет	1,26
44.	20	$2*(1+3+3)$	АП-2	1	1,12
45.	20	$2*2*(1+2+2)$	АП-6	1	1,12
46.	20	$2*(i_n+3+3*2)$	Б1-2	нет	1,26
47.	20	$2*2*(i_n+2+2)$	Б1-9	нет	1,26
48.	20	$2*(1+3+3*2)$	БП-2	1	1,12
49.	20	$2*2*(1+2+2)$	БП-9	1	1,12
50.	20	$2*(0+2+2*2*2)$	БП-3	нет	1,26
51.	20	$2*(0+2*2+3*2)$	БП-5	нет	1,26
52.	20	$2*2(0+2+3)$	БП-10	нет	1,26
53.	21	$3*(i_n+3*2)$	А1-2	нет	1,26
54.	21	$3*(1+3*2)$	АП-2	1	1,12
55.	21	$3*(i_n+3+3)$	Б1-1	нет	1,26
56.	21	$3*(i_n+2+2*2)$	Б1-2	нет	1,26
57.	21	$3*(1+3+3)$	БП-1	1	1,12
58.	21	$3*(1+2+2*2)$	БП-2	1	1,12
59.	21	$3*(0+3+2*2)$	БП-2	нет	1,26
60.	22	$2*(i_n+2+2*2*2)$	Б1-3	нет	1,26
61.	22	$2*(i_n+2*2+3*2)$	Б1-5	нет	1,26
62.	22	$2*(1+2+2*2*2)$	БП-3	1	1,26
63.	22	$2*(1+2*2+3*2)$	БП-5	1	1,12
64.	22	$2*(0+2+3*3)$	БП-2	нет	1,12
65.	22	$2*(0+3+2*2*2)$	БП-3	нет	1,26
66.	24	$3*2*(i_n+3)$	А1-5	нет	1,12
67.	24	$2*2*2*(i_n+2)$	А1-8	нет	1,26
68.	24	$3*2*(1+3)$	АП-5	1	1,12
69.	24	$2*2*2*(1+2)$	АП-8	1	1,12
70.	24	$3*(i_n+3+2*2)$	Б1-2	нет	1,26
71.	24	$2*(i_n+3+2*2)$	Б1-3	нет	1,12
72.	24	$2*(i_n+3+2*2*2)$	Б1-3	нет	1,12
73.	24	$2*2*(i_n+2+3)$	Б1-9	нет	1,26
74.	24	$3*(1+3+2*2)$	БП-2	1	1,12
75.	24	$2*(1+2+3*3)$	БП-2	1	1,12
76.	24	$2*(1+3+2*2*2)$	БП-3	1	1,26
77.	24	$2*2*(1+2+3)$	БП-9	1	1,12
78.	24	$2*(0+3+3*3)$	БП-2	нет	1,12

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ СПРАВОЧНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. И.Н. Жестковой. — 8-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1999.
2. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. — М.: Энергиздат, 1982.
3. Долматовский Г.А. Справочник технолога по обработке металлов резанием. — М.: Машгиз, 1962.
4. Дунаев Е., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для втузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1998. — 447 с., ил.
5. Мамет О.П. Краткий справочник конструктора-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1968.
6. Подшипники качения: Справочник. — М.: Машиностроение, 1975.
7. Режимы резания металлов: Справочник / Под ред. Ю.В. Барановского. — М.: Машиностроение, 1972.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ, ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ПРИ
РАЗРАБОТКЕ МЕТОДИЧЕСКОГО ПОСОБИЯ

1. Ананьин С.Г., Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки. — М.: Машгиз, 1967.
2. Ачеркан Н.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. — М.: Машгиз, 1952. — 746 с., ил.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков: В 2-х т. / Под ред. Д.Н. Решетова — М.: Машиностроение, 1972. — 520 с., ил.
4. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / Под ред. В.Э. Пуша — М.: Машиностроение, 1986. — 576 с., ил.
5. Модзелевский А.А. и др. Токарные станки. — М.: Машиностроение, 1973.
6. Пронников А.С., Борисов Е.И., Бушуев В.В. и др. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник: В 3 т. / Под общ. ред. Пронникова А.С. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995.
7. Пронников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. — М.: Высш. школа, 1967.
8. Решетов Д.Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1975.
9. Тепенкичев В.К. и др. Металлорежущие станки. — М.: Машиностроение, 1972. — 464 с., ил.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	3
2. АНАЛИЗ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ	4
3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	6
3.1. Определение верхнего и нижнего пределов регулирования	6
3.2. Определение мощности электродвигателя привода	8
3.3. Построение структурной сетки (СТС) и графика частот вращения (ГЧВ)	9
3.4. Определение передаточных отношений и чисел зубьев	18
3.5. Составление УКБ и проверка точности передаточных отношений	20
3.6. Составление кинематической схемы станка	21
3.7. Определение расчетных вращательных моментов на валах привода	22
4. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДА	25
4.1. Расчет зубчатых передач	25
4.2. Предварительный и проверочный расчет валов	27
4.3. Расчет шпоночного (шлицевого) соединения	29
4.4. Выбор и расчет подшипников	29
4.5. Расчет ременных передач	31
4.6. Выбор и расчет муфт	33
4.7. Расчет шпинделя	34
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА	38
6. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ УЗЛА И ОТДЕЛЬНЫХ СИСТЕМ МЕХАНИЗМОВ	40
7. СМАЗКА СТАНКА	41
Приложения	43
Приложение 1. Наиболее распространенные передаточные отношения в станкостроении	43
Приложение 2. Нормальные ряды чисел в машиностроении (по нормали Н11 – 1)	44
Приложение 3. Образец титульного листа пояснительной записки	46
Приложение 4. Таблица для подбора чисел зубьев колес в групповых передачах ступенчатого регулируемого привода	47
Приложение 5. Типовые сложенные структуры	51
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ СПРАВОЧНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	53
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ, ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ПРИ РАЗРАБОТКЕ МЕТОДИЧЕСКОГО ПОСОБИЯ	53

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ к выполнению курсового проекта по дисциплине «Металлорежущие станки»

Для студентов специальности 120100 «Технология машиностроения»

Составитель – Андрей Юрьевич Чирков

Оригинал-макет: Н.Э. Ложкина

Редактор Н.И. Криницына

Подписано в печать 14.12.2004. Формат 60х84 1/16
Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 1,53. Тираж 50 экз. Заказ № 56 - 2004.

Редакционно-издательский отдел
Глазовского инженерно-экономического института ИжГТУ.
427622, г. Глазов, ул. Кирова, д. 36