



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

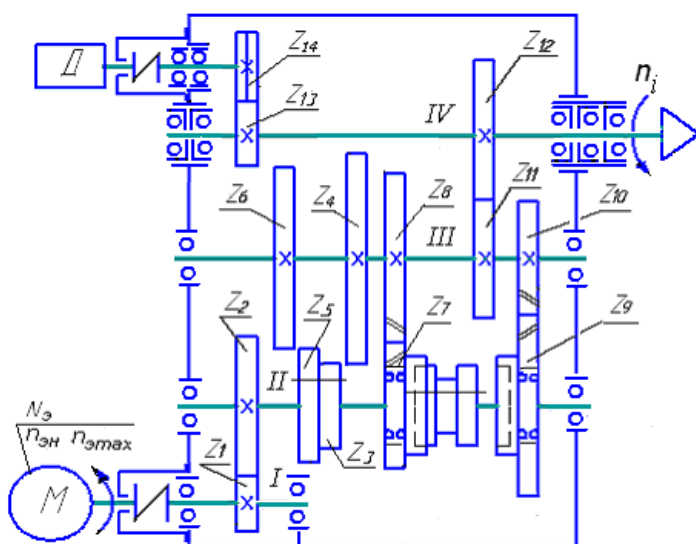
Белорусский национальный  
технический университет

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

В.И. Глубокий  
В.И. Туромша

## КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ

Методическое пособие



Минск  
БНТУ  
2013

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

В.И. Глубокий  
В.И. Туромша

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ**  
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ**

Методическое пособие  
для практических занятий  
студентов машиностроительных специальностей

Минск  
БНТУ  
2013

УДК 621.9.06-025.13(076.5)(075.8)

ББК 34.63-5я7

Г55

Рецензенты:

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

Г55 **Глубокий, В. И.**

Конструирование и расчет станков. Проектирование главных приводов: методическое пособие для практических занятий студентов машиностроительных специальностей / В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск: БНТУ, 2013. – 120 с.

ISBN 978-985-525-849-1.

Методическое пособие по дисциплине «Конструирование и расчет станков» предназначено для практических занятий студентов машиностроительных специальностей.

В пособии приводятся основные этапы и последовательность выполнения кинематических расчетов и разработки кинематических схем главных приводов. Также излагается методика составления расчетных схем действующих нагрузок на шпиндель и схем его расчета на жесткость и последовательность конструирования шпиндельного узла с разработкой методов регулирования натяга и смазывания подшипников шпиндельных опор.

Данное методическое пособие также может быть использовано студентами при теоретической самостоятельной подготовке и при выполнении курсовых проектов по проектированию приводов металлорежущих станков.

УДК 621.9.06-025.13(076.5)(075.8)

ББК 34.63-5я7

ISBN 978-985-525-849-1

© Глубокий В. И.,

Туромша В. И., 2013

© Белорусский национальный  
технический университет, 2013

## Введение

*Приводы главного движения* металлорежущих станков предназначены для сообщения требуемой скорости резания обрабатываемой заготовке или режущему инструменту. При вращательном главном движении резания главный привод обеспечивает регулирование частот вращения шпинделя и соответственно – скоростей резания, которые могут регулироваться электродвигателем и коробкой скоростей. По характеру переключения частот вращения шпинделя и регулирования скоростей резания главные приводы станка могут иметь ступенчатое и бесступенчатое регулирование.

*Ступенчатое* регулирование частот вращения шпинделя обычно механическое и осуществляется коробкой скоростей в универсальных станках с ручным управлением или сменными колесами в специальных станках.

*Бесступенчатое* регулирование частот вращения шпинделя чаще электромеханическое и осуществляется регулируемым электродвигателем и коробкой скоростей в станках с ЧПУ с автоматической системой управления.

*Главные приводы* проектируются на основании кинематического расчета привода, расчетов крутящих моментов на валах, расчета передач на прочность, валов – на кручение и изгиб и шпинделя – на жесткость. На основании расчетных данных разрабатываются развертка и свертка проектируемого привода.

*Развертка* проектируемого привода представляет собой его продольный разрез и выполняется так, чтобы все валы и шпиндель располагались в одной плоскости. При этом наглядно показывается его конструкция в целом, расположение валов и шпинделя, а также их опор, размещение зубчатых колес, муфт, шкивов и способы их крепления, расположение передвижных блоков зубчатых колес с исключением их одновременного зацепления с неподвижными колесами соседнего вала, конструкции подшипников и способы их регулирования.

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

# **1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ**

## **1.1. Программа практического занятия**

1. Главные приводы со ступенчатым регулированием и их особенности.
2. Структура коробок скоростей и ее оптимизация на основании структурных формул и структурных сеток.
3. Порядок кинематического расчета приводов главного движения со ступенчатым регулированием.
4. Кинематический расчет главных приводов со ступенчатым регулированием с использованием графоаналитического метода и оптимизация их структуры на основании оптимизации графика частот вращения.
5. Расчет передаточных отношений и передаточных чисел передач.
6. Методика выбора и расчета чисел зубьев зубчатых колес передач.
7. Разработка кинематической схемы и оптимизации кинематики и габаритов главного привода со ступенчатым регулированием.

## **1.2. План практического занятия**

1. Изучить особенности главных приводов станков со ступенчатым регулированием коробкой скоростей.
2. Изучить порядок кинематического расчета главных приводов со ступенчатым регулированием.
3. Выполнить кинематический расчет главных приводов со ступенчатым регулированием в соответствии с заданием с использованием оптимальных вариантов структурной формулы и графика частот вращения.
4. Определить передаточные отношения и передаточные числа передач.
5. Подобрать по таблицам числа зубьев зубчатых колес передач привода.
6. Для заданного типа станка разработать оптимальную кинематическую схему главного привода со ступенчатым регулированием.
7. Составить отчет о выполненной работе.

### 1.3. Кинематический расчет главных приводов и его особенности

Исходными данными для кинематического расчета привода являются:

- а) предельные частоты вращения шпинделя  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$ ;
- б) частота вращения электродвигателя  $n_b$ ;
- в) число ступеней коробки скоростей  $Z$  (задается или рассчитывается);
- г) тип станка.

Кинематический расчет осуществляется с целью оптимизации и определения значений передаточных отношений и передаточных чисел передач и разработки кинематической схемы привода. Для кинематического расчета может использоваться графоаналитический или чисто аналитический метод. При графоаналитическом методе выбираются структурные формулы, по которым строятся структурные сетки и график частот вращения.

Структурные сетки строятся для множительной или сложенной структуры по их структурной формуле. Это необходимо, чтобы в наглядной форме иметь информацию о числе ступеней частот вращения в целом привода  $Z$ , а также каждого вала; количестве групповых передач, числе передач в них  $Z_j$  и порядке их конструктивного расположения и кинематического включения; диапазонах регулирования  $R_j$  и характеристиках групповых передач  $\chi_j$  и диапазоне регулирования всего привода  $R_n$ .

Графики частот вращения строятся для привода в целом, включая постоянные передачи с целью определения оптимальных значений передаточных отношений всех передач привода  $i_j$  и расчетных частот вращения всех его валов  $n_{pj}$ . На графиках частот вращения имеется дополнительная информация, кроме той, что на структурной сетке, о числе постоянных одиночных передач и их расположении относительно групповых передач, передаточных отношениях передач всего привода  $i_j$  и частотах вращения валов и шпинделя при различных вариантах включения передач. По графикам частот вращения определяются передаточные отношения всех передач привода.

#### 1.4. Главные приводы со ступенчатым регулированием частот и их кинематические характеристики

Главные приводы по характеру переключения частот вращения шпинделя могут быть с дискретным, т. е. ступенчатым регулированием частот. Эти приводы обычно имеют нерегулируемые электродвигатели и коробки скоростей с числом ступеней  $Z = 6, 8, 9, 12, 16, 18$ . Их основными кинематическими характеристиками являются предельные  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$  и промежуточные  $n_j$  значения частот вращения шпинделя, знаменатель геометрического ряда  $\phi$  и диапазон регулирования частот  $R_n$ .

Коробка скоростей дает возможность получить на шпинделе соответствующее число конкретных значений частот его вращения  $n_z$ , равное числу ступеней  $Z$  коробки скоростей. Она может иметь множительную или сложенную структуру и состоять из элементарных и групповых передач соответственно с последовательным или параллельным их расположением.

Групповые передачи представляют собой совокупность передач, связывающих вращение двух соседних валов, и характеризуются количеством передач в группе  $Z_j$ , величиной их передаточных отношений  $i_j$ , характеристикой  $\chi_j$  и диапазоном регулирования  $R_j$ .

Главный привод имеет диапазон регулирования частот вращения шпинделя  $R_n$ , равный отношению его предельных частот  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$ , получаемых при последовательном переключении передач привода, т. е.

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

При ступенчатом регулировании частот вращения шпинделя с помощью коробки скоростей получается ряд значений частот  $n_1, n_2, \dots, n_j, \dots, n_z$  по закону геометрической прогрессии со знаменателем ряд частот

$$\phi = \sqrt[Z]{R_n},$$

который округляется до стандартной величины:

$$\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,00.$$

Промежуточные значения частот вращения шпинделя

$$n_i = n_{\min} \cdot \varphi^{i-1}$$

и округляются до значений ряда предпочтительных чисел (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Нормальные ряды чисел в станкостроении

Значения знаменателя геометрического ряда частот вращения $\varphi$														
1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	10,0	10,0		10,0	10,0	100	100		100	100
1,12					11,2		11,2			112				
1,25	1,25				12,5	12,5				125	125	125		
1,40		1,40			14,0					140				
1,60	1,60		1,60		16,0	16,0	16,0	16,0		160	160		160	
1,80				1,8	18,0				18,0	180		180		180
2,00	2,00	2,00			20,0	20,0				200	200			
2,24					22,4		22,4			224				
2,50	2,50		2,5		25,0	25,0		25,0		250	250	250	250	
2,80		2,80			28,0					280				
3,15	3,15			3,15	31,5	31,5	31,5		31,5	315	315			315
3,55					35,5					355		355		
4,00	4,00	4,00	4,00		40,0	40,0		40,0		400	400		400	
4,50					45,0		45,0			450				
5,00	5,00				50,0	50,0				500	500	500		
5,60		5,60		5,60	56,0				56,0	560				560
6,30	6,30		6,3		63,0	63,0	63,0	63,0		630	630		630	
7,10					71,0					710		710		
8,00	8,00	8,00			80,0	80,0				800	800			
9,00					90,0		90,0			900				

Примечание: 1. Ряды чисел менее 1 и более 900 получаются соответственно делением или умножением табличных данных на 1000.  
2. Ряды чисел со значением знаменателя  $\varphi = 1,06$  и  $\varphi = 2,00$  в таблице не применены, как мало используемые.



Характеристика групповой передачи  $\chi_j$  вместе со знаменателем геометрического ряда частот  $\varphi$  определяет ее диапазон регулирования при одном переключении  $R_{j1}$ :

$$R_{j1} = \varphi^{\chi_j}.$$

Полный диапазон регулирования групповой передачи  $R_j$  равен отношению предельных значений частот вращения ее ведомого вала  $n_{j\max}$  и  $n_{j\min}$  при переключении всех ее передач. Он зависит от знаменателя ряда значений частот вращения  $\varphi$ , ее характеристики  $\chi_j$ , числа ступеней  $z_j$  и коэффициента диапазона регулирования  $k_j$  и имеет максимально допустимое значение, равное  $R_{j\max} = 8$ , т. е.

$$R_j = \frac{n_{j\max}}{n_{j\min}} \leq 8;$$

$$R_j = R_{j1}^{z_j-1} = \varphi^{\chi_j(z_j-1)} = \varphi^{k_j};$$

$$R_{j\max} = \varphi^{k_{j\max}} \leq 8,$$

где

$$k_j = \chi_j(z_j - 1) \leq k_{j\max}.$$

Следовательно, при стандартных значениях  $\varphi$  имеются максимально допустимые значения  $k_{\max}$ , т. е. должно соблюдаться условие

$$k_j \leq k_{\max} = \frac{\lg 8}{\lg \varphi} \quad (\text{табл. 1.2}).$$

Таблица 1.2

Максимальные допустимые значения показателя  $k_{\max}$

$\varphi$	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
$k_{\max}$	36	18	9	6	4	3	3

## 1.5. Структурные формулы коробок скоростей и их оптимизация

Структура коробок скоростей определяется числом и видом групповых двухваловых передач и порядком их расположения и переключения и имеет определенный конструктивный и кинематический вариант. Эти варианты соответственно определяют последовательность чередования и включения групповых передач вдоль кинематической цепи коробок скоростей.

Коробка скоростей проектируется на основании оптимальной структурной формулы и выбранных оптимальных вариантов структурной сетки и графика частот. Структурная формула дает информацию о числе ступеней коробки, количестве передач в каждой группе, конструктивном порядке их расположения и кинематической последовательности переключения и в общем случае записывается в виде

$$Z = Z_1(x_0) \cdot Z_2(x_1) \cdot Z_3(x_2),$$

где  $Z$  – общее число ступеней коробки скоростей;

$Z_1, Z_2, Z_3$  и  $x_0, x_1, x_2$  – число ступеней и характеристики групповых передач.

Групповая передача, переключаемая первой, называется основной и имеет характеристику  $x_0 = 1$ . Остальные групповые передачи называются переборными и имеют номера в соответствии с последовательностью их переключения, а их характеристики  $x_j$  равны произведению числа ступеней основной  $Z_0$  и переборных групповых передач с меньшими номерами  $Z_1, Z_2$ , т. е.

$$x_j = \prod Z_j = Z_0 \cdot Z_1 \cdot Z_2 \cdot \dots$$

Оптимальное соотношение конструктивного расположения групповых передач с кинематической последовательностью их включения обеспечивается при постепенном уменьшении количества передач в группах и увеличении их характеристик и диапазонов регулирования вдоль кинематической цепи к выходному валу. Это связано с тем, что будет плавное повышение диапазонов регулирования при переходе от одной групповой передачи к последующей групповой

передаче и промежуточные валы будут иметь более высокие частоты вращения, а следовательно, находиться под действием меньших оптимальных крутящих моментов и нагрузок.

### 1.6. Структурные сетки коробки скоростей и методика их построения

Структурные сетки строятся на основании структурных формул с разными конструктивными и кинематическими вариантами в следующем порядке, например, для горизонтального привода:

а) на равных расстояниях проводятся горизонтальные линии, изображающие валы, причем число линий на одну больше, чем число групповых передач;

б) на равных расстояниях проводятся вертикальные линии, число которых равно числу ступеней привода  $Z$ ;

в) указываются число ступеней передач в группе  $Z_j$  и их характеристики  $\chi_j$  в порядке конструктивного расположения групповых передач в приводе;

г) из середины верхней горизонтальной линии симметрично друг относительно друга проводятся лучи, число которых равно  $Z_j$ , с расстоянием между соседними лучами на следующей линии, изображающей вал, равным  $\chi_j$  делений;

д) из каждой полученной точки на второй и последующих горизонтальных линиях таким же образом симметрично проводятся лучи для всех групповых передач, при этом соседние лучи, изображающие передачи, расходятся на  $\chi_j$  интервалов, а крайние – на  $k_j$ ;

е) на структурной сетке обозначаются  $\chi_j$  и  $k_j$  для групповых передач.

В результате анализа структурных сеток из дальнейшего рассмотрения исключаются варианты, имеющие групповые передачи с диапазонами регулирования  $R_j > R_{\max} = 8$ , т. е. при  $k_j > k_{\max}$  (см. табл. 1.2), а также варианты с большим диапазоном регулирования групповых передач, расположенных в начале коробки скоростей. В первом случае нет возможности реализовать такой вариант, а при втором – возникают высокие нагрузки на промежуточных валах за счет значительного понижения их частот вращения и происходит увеличение размеров коробки скоростей.

### 1.7. График частот вращения главного привода со ступенчатым регулированием и методика его построения

Графики частот вращения строятся на основании оптимальных вариантов структурной формулы и структурной сетки в следующем порядке:

а) на равных расстояниях проводятся горизонтальные линии, изображающие валы проектируемого привода;

б) на равных расстояниях проводятся вертикальные линии и на нижней горизонтальной линии обозначаются частоты вращения шпинделя с порядковыми номерами от  $n_1$  до  $n_z$ ;

в) на верхней горизонтальной линии, изображающей вал электродвигателя, откладывается число делений  $y_3$ , изображающих частоту вращения электродвигателя  $n_3$ ;

г) намечается цепь передач в виде лучей для снижения частоты вращения электродвигателя с  $n_3$  до минимальной частоты вращения шпинделя  $n_1$  в соответствии с разбивкой  $y_3$  на отдельные понижающие передачи;

д) проводятся лучи, изображающие передачи каждой групповой передачи согласно структурным формуле и сетке в соответствии с числом ступеней  $Z_j$  и характеристикой  $\chi_j$  групповых передач, при этом параллельные лучи изображают одну и ту же передачу при различных переключениях;

е) около лучей, изображающих передачи, указываются их передаточные отношения  $i_1, i_2, i_3$  и т. д.

### 1.8. Передаточные отношения и передаточные числа передач привода и их расчет

Передаточные отношения передач главного привода определяются по графику частот вращения. Они рассчитываются по знаменателю геометрического ряда частот вращения шпинделя  $\varphi$  и числу делений  $\pm m_j$ , перекрываемых лучами, изображающими соответствующую повышающую или понижающую передачи, по формуле

$$i_j = \varphi^{\pm m_j},$$

где  $\pm m_j$  – число делений, перекрываемых лучом на графике частот;  
 $+m_j$  и  $-m_j$  – соответственно для повышающих и понижающих передач.

Передаточные отношения зубчатых передач имеют ограничения, и их минимальные и максимальные значения должны быть в определенных пределах, а именно  $i_{\min} \geq \frac{1}{4}$  и  $i_{\max} \leq 2$ , т. е.

$$\frac{1}{4} \leq \varphi^{-m_j} = i_j = \varphi^{+m_j} \leq 2.$$

Следовательно, имеются допускаемые максимальные значения  $+m_{\max}$  для повышающих и  $| -m |_{\max}$  для понижающих передач при определенном стандартном значении знаменателя ряда  $\varphi$  (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Максимальные допустимые значения делений  $+m_{\max}$  и  $| -m |_{\max}$

$\varphi$	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
$+m_{\max}$	12	6	3	2	1	1	1
$  -m  _{\max}$	24	12	6	4	3	2	2

Передаточные числа  $u_j$  рассчитываются только для понижающих передач, что необходимо для дальнейших расчетов, и определяются как величины, обратные передаточным отношениям, т. е.

$$u_j = \frac{1}{i_j} = \frac{1}{\varphi^{\pm m_j}} = \varphi^{\mp m_j}.$$

### 1.9. Определение числа зубьев колес зубчатых передач привода

Числа зубьев колес зубчатых передач могут рассчитываться аналитическим или определяться табличным методами с использованием формул или таблиц. При аналитическом методе расчета числа зубьев зубчатых колес  $Z_i$  рассчитываются по предварительно выбранным суммам зубьев  $\sum Z_j$  для каждой постоянной и групповой

передачи и передаточным отношениям  $i_j$  всех передач по формулам, например, для  $z_1$  и  $z_2$ ,  $z_3$  и  $z_4$  при  $\sum Z_1$ ,  $i_1$  и  $i_2$

$$z_1 = \frac{i_1 \cdot \sum Z_1}{i_1 + 1} \quad \text{и} \quad z_2 = \frac{\sum Z_1}{i_1 + 1};$$

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

При табличном методе выбираются соответствующие суммы зубьев  $\sum Z_j$  для всех постоянных и для каждой групповой передачи (табл. 1.4). При этом они должны постепенно увеличиваться или в крайнем случае быть равны, но не должно быть их резкого повышения от одних передач к другим. Поэтому для всех постоянных и групповых передач определенные суммы зубьев подбираются из условия

$$\sum Z_1 \leq \sum Z_2 \leq \sum Z_3 \dots,$$

где  $\sum Z_1$ ,  $\sum Z_2$ ,  $\sum Z_3 \dots$  – суммы зубьев постоянных или групповых передач.

По передаточным числам  $u_1$  для понижающих передач или по передаточным отношениям  $i_2$  для повышающей передачи по таблице определяются числа зубьев меньших колес. Так, число зубьев ведущего колеса  $z_1$  понижающей передачи выбирается по  $u_1$ , а  $z_4$  ведомого колеса повышающей передачи – по  $i_2$ , так как в табл. 1.4 приведены значения  $i_j \geq 1$  и  $u_j \geq 1$ . Числа зубьев больших колес рассчитываются по формулам из условия:

- а)  $u_1$  – для понижающей передачи  $z_1$  – по таблице;  $z_2 = \sum Z_1 - z_1$ ;
- б)  $i_2$  – для повышающей передачи  $z_3 = \sum Z_1 - z_4$ ;  $z_4$  – по таблице.

В общем случае суммы зубьев передач можно принимать в пределах

$$\sum Z_1 \approx 70-84; \quad \sum Z_2 \approx 78-92; \quad \sum Z_3 \approx 84-100,$$

однако в некоторых случаях требуется выбирать другие значения суммы  $\sum Z_j$ .

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

Таблица 1.4

Числа зубьев меньших зубчатых колес передач

$\Sigma Z$ $u, i$	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89
1,00	35		36		37		38		39		40		41		42		43		44	
1,12	33		34		35		36	36	37	37	38	38		39		40		41		42
1,26	31		32		33	33		34		39		36	36	37	37		38		39	
1,41	29		30	30		31		32		33	33		34		35	35		36		37
1,58	27		28	28		29		30	30		31		32	32		33	33		34	
1,78	25		26			27			28		29	29		30	30		31			32
2,0			24			25			26			27			28		29	29		30
2,24		22	22		23	23		24	22			25			26	26		27	27	
2,51	20	20		21	21			22			23	23			24	24		25	25	
2,82			19	19			20	20			21	21			22			23	23	
3,16						18				19	19			20	20			21	21	
$\Sigma Z$ $u, i$	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
1,00	45		46		47		48	49	49	50	50	51	51	52	52	53	54	54	54	55
1,12		43	43	44	44	45	45	46	46	47	47		48		49		50		51	51
1,26	40	40	41	41		42		43		44	44	45	45		46		47	47	48	48
1,41	37	38	38		39		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45	45
1,58	35	35		36		37	37		38	38	39	39		40	40	41	41	41	42	42
1,78		33	33		34	34		35	35		36	36	37	37		38	38		39	39
2,00	30		31	31		32	32		33	33		34	34		35	35		36	36	
2,24	28	28		29	29			30	30		31	31		32	32		33	33	33	34
2,51		26	26		27	27			28	28		29	29			30	30		31	31
2,82		24	24			25	25			26	26		27	27	27		28	28	28	
3,16		22	22			23	23			24	24	24		25	25	25		26	26	26
3,55	20	20	20			21	21			22	22	22			23	23	23		24	24
3,98	18	18			19	19				20	20	20			21	21	21		22	22

Примечание: 1. В таблице приведены числа зубьев ведущего колеса для понижающей или ведомого колеса для повышающей передачи.

2. Выбор числа зубьев производится для понижающей передачи по передаточному числу  $u$ , а для повышающей – по передаточному отношению  $i$ .

3. Для каждой групповой передачи выбирается определенная сумма зубьев  $\Sigma Z_i$ , которая должна быть равной или больше, чем для предыдущей групповой передачи:  $\Sigma Z_i \leq \Sigma Z_j \leq \Sigma Z_k$ .

## 1.10. Пример кинематического расчета главного привода со ступенчатым регулированием

Целью кинематического расчета является оптимизация передаточных отношений и определение их значений, а также разработка кинематической схемы. Исходные данные для кинематического расчета главного привода со ступенчатым регулированием следующие:

а) предельные частоты вращения шпинделя  $n_{\min}-n_{\max} = 250-3150 \text{ мин}^{-1}$ ;

б) частота вращения электродвигателя  $n_3 = 2880 \text{ мин}^{-1}$ ;

в) число ступеней коробки скоростей  $Z = 12$ ;

г) станок горизонтальный консольно-фрезерный.

Кинематический расчет главного привода со ступенчатым регулированием имеет ряд последовательных этапов.

### 1.10.1. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя

Диапазон регулирования является отношением максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной и показывает величину возможного регулирования частоты вращения:

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

где  $R_n$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

$n_{\max}$  – максимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\max} = 3150 \text{ мин}^{-1}$ ;

$n_{\min}$  – минимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\min} = 250 \text{ мин}^{-1}$ .

$$R_n = \frac{3150}{250} = 12,6.$$

### 1.10.2. Расчет знаменателя геометрического ряда частот вращения

Рассчитывается знаменатель геометрического ряда частот вращения и приводится к стандартному значению:



$$\varphi = \sqrt[z]{R_n}$$

где  $\varphi$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя;  
 $R_n$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;  $R_n = 12,6$ ;  
 $z$  – число ступеней коробки скоростей;  $z = 12$ .

$$\varphi = \sqrt[12]{12,6} = 1,259.$$

### **1.10.3. Округление знаменателя геометрического ряда частот до стандартного значения**

Значение знаменателя геометрического ряда приводится к стандартному:

$$\varphi \rightarrow \varphi_{ст}; \quad \varphi = 1,26.$$

### **1.10.4. Расчет промежуточных значений частот вращения шпинделя**

Промежуточные значения частот вращения шпинделя

$$n_i = n_{\min} \cdot \varphi^{i-1},$$

где  $n_i$  – промежуточные значения частоты вращения шпинделя;  
 $n_{\min}$  – минимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\min} = 250 \text{ мин}^{-1}$ ;

$\varphi$  – знаменатель геометрического ряда частот;  $\varphi = 1,26$ ;

$i$  – номер промежуточного значения частоты вращения шпинделя.

$$n_1 = 250 \text{ мин}^{-1}; \quad n_7 = 250 \cdot 1,26^6 = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = 250 \cdot 1,26 = 315 \text{ мин}^{-1}; \quad n_8 = 250 \cdot 1,26^7 = 1260 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = 250 \cdot 1,26^2 = 397 \text{ мин}^{-1}; \quad n_9 = 250 \cdot 1,26^8 = 1588 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = 250 \cdot 1,26^3 = 500 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{10} = 250 \cdot 1,26^9 = 2001 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_5 = 250 \cdot 1,26^4 = 630 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{11} = 250 \cdot 1,26^{10} = 2521 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = 250 \cdot 1,26^5 = 793 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{12} = 250 \cdot 1,26^{11} = 3177 \text{ мин}^{-1}.$$

### **1.10.5. Округление частот вращения шпинделя до стандартных значений**

Промежуточные значения частот вращения шпинделя округляются до стандартных значений  $n_i \rightarrow n_{ст}$  (см. табл. 1.1):

$$\begin{aligned} n_1 &= 250 \text{ мин}^{-1}; & n_2 &= 315 \text{ мин}^{-1}; & n_3 &= 400 \text{ мин}^{-1}; & n_4 &= 500 \text{ мин}^{-1}; \\ n_5 &= 630 \text{ мин}^{-1}; & n_6 &= 800 \text{ мин}^{-1}; & n_7 &= 1000 \text{ мин}^{-1}; & n_8 &= 1250 \text{ мин}^{-1}; \\ n_9 &= 1600 \text{ мин}^{-1}; & n_{10} &= 2000 \text{ мин}^{-1}; & n_{11} &= 2500 \text{ мин}^{-1}; & n_{12} &= 3150 \text{ мин}^{-1}. \end{aligned}$$

### 1.10.6. Оптимизация структурной формулы множительной структуры

Структурная формула дает информацию о конструктивном и кинематическом варианте структуры. Конструктивный вариант определяет порядок расположения групповой передачи с различным числом ступеней вдоль кинематической цепи. Кинематический вариант определяет порядок переключения групповых передач, расположенных вдоль кинематической цепи.

Структурные формулы могут иметь различные варианты:

$$z = 12 = 4_1 \cdot 3_4; \quad z = 12 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 3_4; \quad z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \text{ и др.}$$

Оптимальным вариантом структурной формулы является тот, в котором число ступеней групповых передач постепенно уменьшается, а характеристики постепенно возрастают, так как в этом случае будет постепенное увеличение крутящих моментов на валах, а соответственно увеличение модулей зубчатых колес и их размеров – только в последних передачах, т. е.

$$z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6.$$

### 1.10.7. Построение структурной сетки множительной структуры

**Структурная сетка** – это графическое изображение множительной или сложенной структуры в соответствии со структурной формулой. Она дает информацию о числе ступеней структуры, расположении групповых передач с разными диапазонами регулирования и о числе ступеней каждой групповой передачи.

Число вертикальных линий характеризует количество частот, получаемых с помощью данной коробки скоростей, и их число равно числу ее ступеней. Количество горизонтальных линий характеризует количество валов в данной множительной структуре коробки скоростей, и их на единицу больше числа групповых передач в приводе.

В поле между соседними горизонтальными линиями с помощью лучей изображаются передачи.

В данный привод входит основная групповая передача  $Z_1$ , и на структурной сетке она изображается тремя лучами, расходящимися на один интервал, так как характеристика основной групповой передачи  $\chi_0 = 1$  (рис. 1.1).

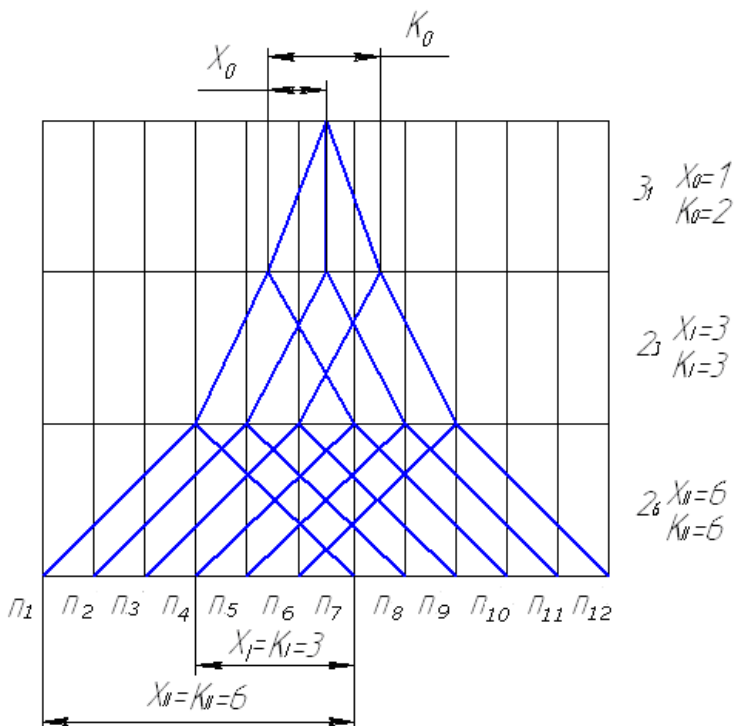


Рис. 1.1. Структурная сетка коробки скоростей горизонтального консольно-фрезерного станка

Первая переборная групповая передача  $Z_3$  имеет характеристику, равную числу ступеней основной групповой передачи, т. е.  $\chi_1 = 3$ , и она изображается двумя лучами, расходящимися на три интервала (см. рис. 1.1).

Вторая переборная групповая передача  $Z_6$  имеет характеристику, равную произведению числа ступеней основной и первой перебор-

ной групповой передачи, т. е.  $\chi_2 = 3 \cdot 2 = 6$ , и она изображается двумя лучами, расходящимися на шесть интервалов (см. рис. 1.1).

Последовательность расположения основной и переборных групповых передач теоретически может быть любой, но она определяет оптимальность конструкции привода.

### ***1.10.8. Определение числа делений, изображающих частоту вращения электродвигателя***

Число делений, изображающих частоту вращения электродвигателя:

$$J_y = \frac{\lg(n_y/n_{\min})}{\lg \varphi},$$

где  $n_y$  – частота вращения электродвигателя,  $n_y = 2880 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\min}$  – минимальная частота вращения шпинделя,  $n_{\min} = 250 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 $\varphi$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения,  $\varphi = 1,26$ .

$$J_y = \frac{\lg(2880/250)}{\lg 1,26} = 10,6.$$

### ***1.10.9. Разбивка числа делений, изображающих частоту вращения электродвигателя, на отдельные групповые передачи***

Разбивка числа делений  $J_y$  на отдельные передачи производится с целью снижения частоты вращения электродвигателя  $n_y$  до минимальной частоты вращения шпинделя  $n_{\min}$ .

Коэффициент диапазона регулирования  $k_2$  рассчитывается для лимитирующей второй переборной групповой передачи  $Z_6$  при  $\chi_2 = 6$  и  $Z_2 = 2$ :

$$k_2 = \chi_2 \cdot (Z_2 - 1) = 6 \cdot (2 - 1) = 6.$$

При знаменателе геометрического ряда частот  $\varphi = 1,26$  допускаются значения  $k \leq 9$ ,  $+m \leq 3$  и  $|-m| \leq 6$  (см. табл. 1.2 и 1.3), а фактически при  $k_2 = 6$  возможны варианты допустимых значений  $+m$  и  $|-m|$ , приведенные в табл. 1.5, при структурной формуле  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ .

Таблица 1.5

Допустимые и возможные значения делений  $+m$  и  $|-m|$ 

$\phi = 1,26$	$k_{\max} = 9$	$k_2 = 6$
	$+m_{\max} = 3$	$+m = 3, 2, 1, 0$
	$ -m _{\max} = 6$	$ -m  = 3, 4, 5, 6$

Выбирается один из вариантов, удовлетворяющих условию  $k = +m + |-m|$ , например, вариант  $+m = 2$  и  $|-m|_{\max} = 4$  для передачи  $2_6$ , а остальные передачи должны иметь число делений, равное или меньше

$$y_3 = 10,6 = 1,6 + 2 + 3 + 4$$

$$\text{п/п } 3_1 \quad 2_3 \quad 2_6.$$

#### 1.10.10. Построение графика частот главного привода со ступенчатым регулированием

График частот строится с целью оптимизации и определения передаточных отношений. Для построения графика частот проводятся горизонтальные линии в соответствии с количеством валов привода и вертикальные линии на одинаковом расстоянии, количество которых равно числу ступеней  $Z$  или целому числу делений  $y_3 + 1$  (рис. 1.2).

Из точки, соответствующей скорости электродвигателя  $n_3$ , проводится первая наклонная линия, соответствующая первой постоянной передаче, на число делений  $1,6$  и последовательно проводятся лучи понижающих передач соответственно на  $2$ ;  $3$  и  $4$  деления до минимальной частоты вращения шпинделя  $n_{\min}$  (см. рис. 1.2). Затем наносятся лучи, изображающие групповые передачи  $3_1$ ,  $2_3$  и  $2_6$ , количество которых равно числу ступеней передачи:  $Z_j = 3, 2, 2$ , и с расхождением их на число делений, равное их характеристикам:  $\chi_j = 1, 3, 6$ . В итоге получается график частот, на котором указываются частоты вращения электродвигателя  $n_3 = 2880 \text{ мин}^{-1}$  и шпинделя  $n_j = 250\text{--}3150 \text{ мин}^{-1}$ , а также передаточные отношения передач  $i_j$  (см. рис. 1.2).

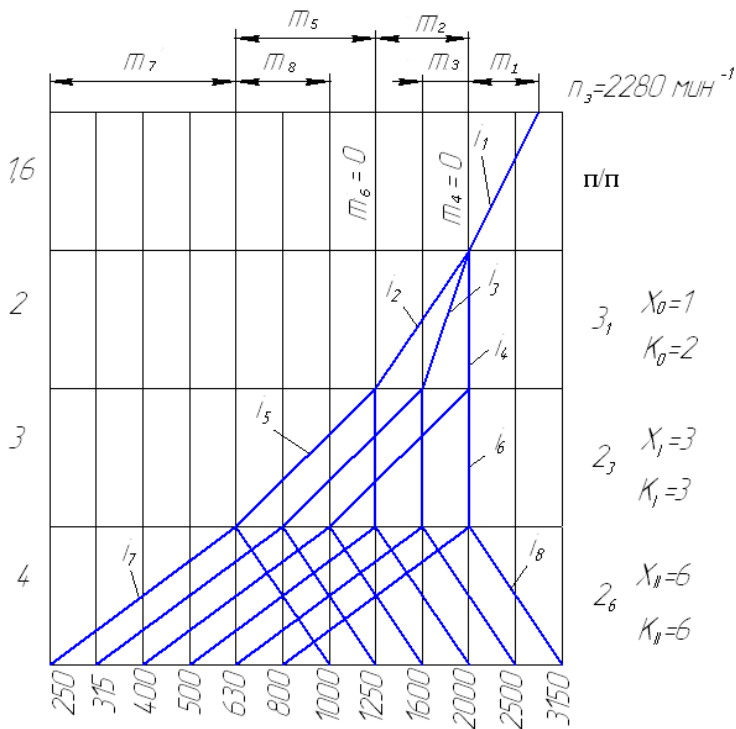


Рис. 1.2. График частот вращения главного привода горизонтального консольно-фрезерного станка

### 1.10.11. Определение передаточных отношений и передаточных чисел

Для подбора числа зубьев колес используется табличный метод, поэтому для понижающих передач определяются передаточные числа, а для повышающих – передаточные отношения:

$$i_j = \varphi^{\pm m_j},$$

где  $i_j$  – передаточное отношение  $j$ -й передачи.

В формуле знак «+» используется для повышающих, а «-» для понижающих передач. Из графика частот следует (см. рис. 1.2), что  $m_1 = -1,6$ ;  $m_2 = -2$ ;  $m_3 = -1$ ;  $m_4 = 0$ ;  $m_5 = -3$ ;  $m_6 = 0$ ;  $m_7 = -4$ ;  $m_8 = 2$ , и соответственно передаточные отношения будут:

$$i_1 = 1,26^{-1,6} = \frac{1}{1,45} = 0,69; \quad i_2 = 1,26^{-2} = \frac{1}{1,59} = 0,63;$$

$$i_3 = 1,26^{-1} = \frac{1}{1,26} = 0,79; \quad i_4 = 1,26^0 = 1,0; \quad i_5 = 1,26^{-3} = \frac{1}{2,00} = 0,50;$$

$$i_6 = 1,26^0 = 1,0; \quad i_7 = 1,26^{-4} = \frac{1}{2,50} = 0,40; \quad i_8 = 1,26^2 = 1,59.$$

Передаточные числа передач привода определяются по формуле

$$u_j = \frac{1}{i_j},$$

где  $u_j$  – передаточное число  $j$ -й передачи.

$$u_1 = \frac{1}{0,69} = 1,45; \quad u_2 = \frac{1}{0,63} = 1,59; \quad u_3 = \frac{1}{0,79} = 1,26; \quad u_4 = 1,0;$$

$$u_5 = \frac{1}{0,50} = 2,0; \quad u_6 = 1,0; \quad u_7 = \frac{1}{0,40} = 2,5; \quad u_8 = \frac{1}{1,59} = 0,63.$$

### 1.10.12. Подбор чисел зубьев зубчатых колес

Для первой постоянной передачи выполняется аналитический расчет чисел зубьев колес, например при сумме зубьев  $\Sigma Z_1 = 70$ , по формулам

$$z_1 = \frac{i_1 \cdot \Sigma Z_1}{i_1 + 1} \quad \text{и} \quad z_2 = \frac{\Sigma Z_1}{i_1 + 1},$$

где  $i_1$  – передаточное отношение первой постоянной передачи;  $i_1 = 0,69$ ;

$z_1$  и  $z_2$  – число зубьев зубчатых колес;

$\Sigma Z_1$  – суммарное число зубьев постоянной передачи;  $\Sigma Z_1 = 70$ .

$$z_1 = \frac{0,69 \cdot 70}{0,69 + 1} = 28,6 \quad \text{и} \quad z_2 = \frac{70}{0,69 + 1} = 41,4.$$

Принимаются числа зубьев  $z_1 = 29$  и  $z_2 = 41$ .

Для групповых передач используется табличный метод (см. п. 1.9), при этом для понижающей передачи подбирается число зубьев шестерни, т. е. ведущего колеса, а число зубьев ведомого рассчитывается. Для повышающей передачи подбирается число зубьев ведомого колеса, а число зубьев ведущего рассчитывается. Суммы зубьев постоянных и групповых передач выбираются так, чтобы они постепенно увеличивались или в крайнем случае были равны, т. е.  $\Sigma Z_1 \leq \Sigma Z_2 \leq \Sigma Z_3$ .

Сумма чисел зубьев групповых передач выбирается предпочтительно в диапазоне  $\Sigma Z_j = 70-100$ . В связи с тем что каждая последующая групповая передача должна иметь большую сумму зубьев, чем предыдущая, для групповых передач могут быть выбраны, например, следующие суммы зубьев, удовлетворяющие передаточным числам (см. табл. 1.4):

$$\Sigma Z_2 = 72 < \Sigma Z_3 = 78 < \Sigma Z_4 = 85.$$

Для групповых передач выполняется табличный подбор чисел зубьев колес по  $\Sigma Z_j$ ,  $u_j$  и  $i_8$  (см. табл. 1.4):

$$\begin{aligned} \Sigma Z_2 = 72: & \quad u_2 = 1,59; \quad z_3 = 28; \quad z_4 = \Sigma Z_2 - z_3 = 72 - 28 = 44; \\ & \quad u_3 = 1,26; \quad z_5 = 32; \quad z_6 = \Sigma Z_2 - z_5 = 72 - 32 = 40; \\ & \quad u_4 = 1,0; \quad z_7 = 36; \quad z_8 = \Sigma Z_2 - z_7 = 72 - 36 = 36; \\ \Sigma Z_3 = 78: & \quad u_5 = 2; \quad z_9 = 26; \quad z_{10} = \Sigma Z_3 - z_9 = 78 - 26 = 52; \\ & \quad u_6 = 1; \quad z_{11} = 39; \quad z_{12} = \Sigma Z_3 - z_{11} = 78 - 39 = 39; \\ \Sigma Z_4 = 85: & \quad u_7 = 2,5; \quad z_{13} = 24; \quad z_{14} = \Sigma Z_4 - z_{13} = 85 - 24 = 61; \\ & \quad i_8 = 1,59; \quad z_{15} = \Sigma Z_4 - z_{16} = 85 - 33 = 52; \quad z_{16} = 33. \end{aligned}$$

### 1.10.13. Разработка кинематической схемы главного привода со ступенчатым регулированием

При разработке кинематической схемы главного привода применяется оптимальное расположение групповых передач с целью уменьшения размеров и исключения одновременного зацепления двух колес блока с колесами соседнего вала при переключении. Так, рабочие зоны передвижных блоков  $z_3-z_7-z_8$  и  $z_{10}-z_{12}$  располагаются друг



над другим, благодаря чему уменьшаются габаритные осевые размеры привода.

Главный привод (рис. 1.3) имеет электродвигатель М, от которого через муфту с упругим элементом вращение передается на вал I коробки скоростей и через постоянную зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$  (29/41) – на вал II, а через подвижный тройной блок и зубчатые колеса  $Z_3-Z_4$  (28/44),  $Z_5-Z_6$  (32/40) и  $Z_7-Z_8$  (36/36) – на вал III. Далее через два подвижных двухступенчатых блока и зубчатые передачи  $Z_9-Z_{10}$  (26/52),  $Z_{11}-Z_{12}$  (39/39) и  $Z_{13}-Z_{14}$  (24/61),  $Z_{15}-Z_{16}$  (52/33) вращение передается на шпиндель, который получает 12 различных частот вращения.

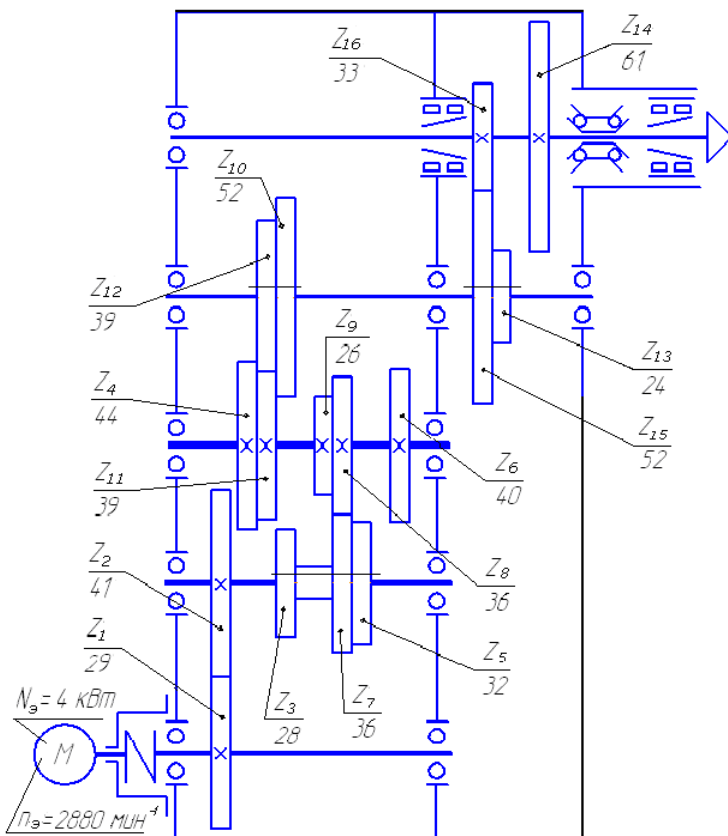


Рис. 1.3. Кинематическая схема главного привода горизонтального консольно-фрезерного станка

Уравнение кинематического баланса главного привода имеет вид

$$n_y \cdot i_1 \cdot i_2 (i_3; i_4) \cdot i_5 (i_6) \cdot i_7 (i_8) = n_j \text{ или}$$

$$n_y \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \left( \frac{z_5}{z_6}; \frac{z_7}{z_8} \right) \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \left( \frac{z_{11}}{z_{12}} \right) \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} \left( \frac{z_{15}}{z_{16}} \right) = n_j,$$

где  $n_y$  – частота вращения электродвигателя М,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_y = 2880 \text{ мин}^{-1}$ ;

$i_1-i_8$  – передаточные отношения передач коробки скоростей;

$n_j$  – частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$z_1-z_{16}$  – числа зубьев зубчатых колес главного привода;  $z_1 = 29$ ;  
 $z_2 = 41$ ;  $z_3 = 28$ ;  $z_4 = 44$ ;  $z_5 = 32$ ;  $z_6 = 40$ ;  $z_7 = 36$ ;  $z_8 = 36$ ;  $z_9 = 26$ ;  
 $z_{10} = 52$ ;  $z_{11} = 39$ ;  $z_{12} = 39$ ;  $z_{13} = 24$ ;  $z_{14} = 61$ ;  $z_{15} = 52$ ;  $z_{16} = 33$ .

$$2880 \cdot \frac{29}{41} \cdot \frac{28}{44} \left( \frac{32}{40}; \frac{36}{36} \right) \cdot \frac{26}{52} \left( \frac{39}{39} \right) \cdot \frac{24}{61} \left( \frac{52}{33} \right) = n_j.$$

Из уравнения кинематического баланса рассчитываются частоты вращения шпинделя  $n_j = 255, 321, 401, 510, 641, 801, 1021, 1284, 1605, 2043, 2568, 3210$  и округляются до ряда предпочтительных чисел: 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150  $\text{мин}^{-1}$ .

### 1.11. Содержание отчета

1. Описание главных приводов со ступенчатым регулированием.
2. Порядок кинематического расчета главного привода со ступенчатым регулированием с использованием графоаналитического метода.
3. Кинематический расчет главного привода в соответствии с заданием для определенного типа станка по заданным частоте вращения электродвигателя  $n_y$ , предельным частотам вращения шпинделя  $n_{\text{мин}}-n_{\text{макс}}$  и числу ступеней  $Z$  или по упрощенному варианту по числу делений  $y_s$ , изображающих частоту вращения электродвигателя, числу ступеней  $Z$  и знаменателю геометрического ряд частот вращения  $\phi$ .

4. График частот с обозначением частоты вращения электродвигателя  $n_3$ , частот вращения шпинделя  $n_1-n_2$  и передаточных отношений передач  $i_j$ .

5. Расчет передаточных отношений  $i_j$  и передаточных чисел  $u_j$  передач.

6. Расчет чисел зубьев  $z_j$  всех зубчатых колес передач главного привода.

7. Кинематическая схема привода с оптимальной кинематикой и габаритами, изображенная в масштабе, и с обозначенными числами зубьев  $z_j$ , диаметрами шкивов  $D_j$  и т. д., и с указанной мощностью  $N_3$  и частотой вращения электродвигателя  $n_3$ .

### 1.12. Контрольные вопросы

1. Каковы особенности главных приводов со ступенчатым регулированием?

2. Каков порядок кинематического расчета главных приводов со ступенчатым регулированием?

3. Структуры коробок скоростей и их структурные формулы.

4. Понятие конструктивного и кинематического вариантов структур коробок скоростей.

5. Виды групповых передач, их характеристики и ограничения их диапазонов регулирования.

6. Структурные сетки, их информация и оптимизация.

7. Передаточные отношения групповых передач и их ограничения.

8. Методика построения и оптимизации графика частот вращения.

9. Методика расчета передаточных отношений и передаточных чисел передач главного привода по графику частот.

10. Аналитический и табличный методы расчета и подбора чисел зубьев зубчатых передач.

11. Принципы разработки кинематической схемы и оптимизации кинематики и габаритов привода.

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВодОВ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

### 2.1. Программа практического занятия

1. Главные приводы с бесступенчатым электромеханическим регулированием и их особенности.
2. Режимы работы и кинематические и силовые характеристики регулируемых электродвигателей главных приводов.
3. Кинематические и силовые характеристики и режимы работы шпинделя при электромеханическом регулировании частот вращения.
4. Диапазоны регулирования частот вращения шпинделя при электромеханическом регулировании и их оптимизация.
5. Порядок кинематического расчета приводов главного движения с бесступенчатым электромеханическим регулированием.
6. График частот вращения главного привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием и его оптимизация.
7. Разработка кинематической схемы и оптимизация кинематики и габаритов привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием.

### 2.2. План практического занятия

1. Изучить особенности главных приводов с бесступенчатым регулированием частот регулируемым электродвигателем и коробкой скоростей.
2. Изучить порядок кинематического расчета главных приводов с бесступенчатым электромеханическим регулированием.
3. Выполнить кинематический расчет главного привода станка с бесступенчатым электромеханическим регулированием в соответствии с заданием.
4. Построить график частот главного привода станка с бесступенчатым электромеханическим регулированием с оптимизацией диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности  $R_{пв}$ .
5. Определить передаточные отношения и передаточные числа передач.

6. По таблице подобрать числа зубьев зубчатых колес передач привода.

7. Разработать оптимальную кинематическую схему главного привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием частот вращения, регулируемым электродвигателем и коробкой скоростей по заданию.

8. Составить отчет о выполненной работе.

### **2.3. Главные приводы с бесступенчатым регулированием частот вращения шпинделя и их особенности**

Главные приводы по характеру переключения частот вращения шпинделя могут быть с непрерывным, т. е. с бесступенчатым регулированием частот вращения. Эти приводы обычно имеют регулируемые электродвигатели и коробки скоростей с небольшим числом ступеней  $z$ . В учебных проектах для получения многовариантных заданий может приниматься  $z = 1, 2, 3, 4$ .

*Бесступенчатое* регулирование частот вращения шпинделя может быть чисто *электрическим* с применением мотор-шпинделей или *электромеханическим*, которое обеспечивается специальным *регулируемым электродвигателем* в сочетании с *автоматической механической коробкой скоростей* в основном с гидравлическим управлением. Главные приводы с электромеханическим регулированием могут обеспечивать широкий диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя и упрощают процесс автоматизации его управления от числовой управляющей программы. Они применяются в токарных, фрезерных и многооперационных сверлильно-фрезерно-расточных станках с ЧПУ и обеспечивают автоматическое переключение частот вращения с помощью системы ЧПУ в процессе выполнения цикла обработки деталей.

В последнее время на станках с ЧПУ для главных приводов устанавливаются асинхронные электродвигатели с высокочастотным регулированием, позволяющие получать высокие частоты вращения шпинделя. Структура главных приводов станков с ЧПУ определяется их функциональным назначением и имеет свои особенности.

## 2.4. Кинематический расчет главного привода с электромеханическим регулированием и его особенности

Кинематический расчет главного привода заключается в оптимизации его конструктивного и кинематического вариантов с использованием графоаналитического метода, определении оптимальных передаточных отношений и чисел зубьев зубчатых передач и разработке кинематической схемы.

Кинематический расчет привода главного движения металлорежущих станков с ЧПУ электромеханическим регулированием производится по известной методике с составлением структурной формулы и построением графика частот вращения. Однако кинематический расчет этих приводов отличается некоторыми особенностями, так как электродвигатель имеет *минимальную*  $n_{\min}$ , *номинальную*  $n_{\text{н}}$  и *максимальную*  $n_{\max}$  частоты вращения, диапазоны регулирования при *постоянном моменте*  $R_{\Sigma T}$  и при *постоянной мощности*  $R_{\Sigma N}$  и общий электрический диапазон регулирования частот  $R_{\Sigma}$ . Кроме того, подсоединенная к нему механическая коробка скоростей с небольшим числом ступеней  $Z$  дает ступенчатое регулирование частот и обеспечивает  $Z$  перекрывающихся диапазонов бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя  $R_{\Sigma 1}, R_{\Sigma 2}, \dots, R_{\Sigma Z}$ . Общий диапазон электромеханического регулирования частот вращения шпинделя  $R_{\Sigma}$  также состоит из диапазонов регулирования при *постоянном моменте*  $R_{\Sigma T}$  и *постоянной мощности*  $R_{\Sigma N}$ .

В общем случае кинематический расчет главного привода с электромеханическим регулированием состоит из ряда последовательных этапов по расчету диапазонов регулирования и частот вращения, построению графика частот, кинематическому расчету передач и составлению кинематической схемы.

## 2.5. Диапазоны регулирования частот вращения главного привода при бесступенчатом электромеханическом регулировании

В регулируемых электромеханических приводах главного движения станков с бесступенчатым регулированием в общем случае имеется регулируемый электродвигатель  $M$  и коробка скоростей (рис. 2.1).

В результате особенностей конструкций этих приводов получается ряд диапазонов регулирования частот вращения.

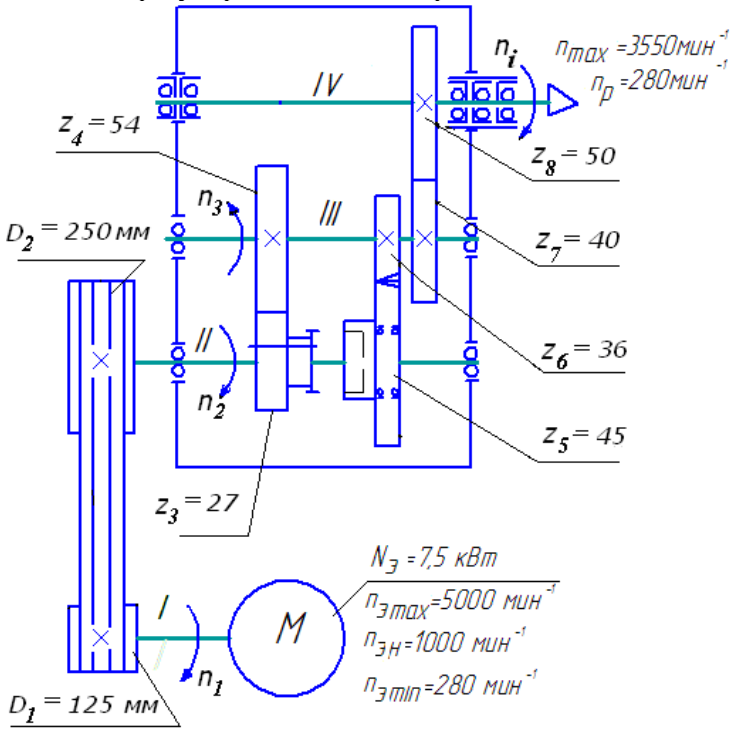


Рис. 2.1. Кинематическая схема главного привода с бесступенчатым регулированием частот вращения электродвигателем и двухступенчатой коробкой скоростей

Главные приводы станков с бесступенчатым регулированием имеют электродвигатели с системой двухзонного регулирования с диапазонами при постоянном моменте  $R_{ЭТ}$  и постоянной мощности  $R_{ЭН}$  и с общим электрическим диапазоном бесступенчатого регулирования частот  $R_{Э}$ .

В сочетании регулируемого электродвигателя с коробкой скоростей с диапазоном механического регулирования  $R_{М}$  на шпинделе получают также диапазоны регулирования с постоянным моментом  $R_{НТ}$  и с постоянной мощностью  $R_{НН}$  и общий диапазон с элек-

троемеханическим бесступенчатым регулированием частот вращения шпинделя  $R_n$  (рис. 2.2).

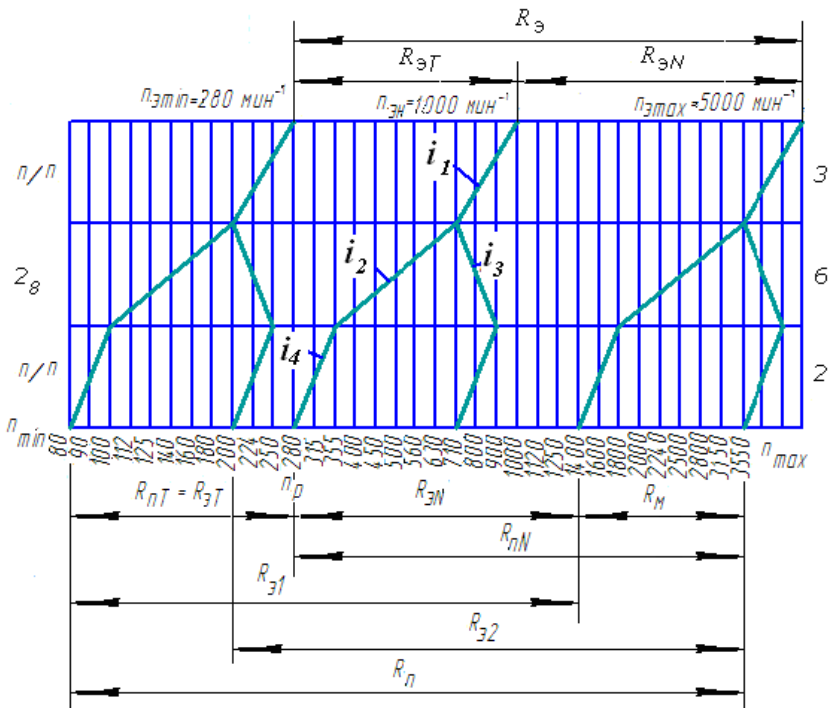


Рис. 2.2. График частот вращения главного привода с бесступенчатым регулированием электродвигателем и двухступенчатой коробкой скоростей

1. *Общий диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя  $R_n$  определяется через отношение его предельных частот  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$ :*

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

где  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$  – предельные частоты вращения шпинделя.

2. *Общий диапазон электромеханического регулирования частот вращения шпинделя  $R_n$  равен произведению диапазонов электриче-*



ского регулирования электродвигателем  $R_{\Omega 1} = R_{\Omega}$  и механического – коробкой скоростей  $R_M$ :

$$R_n = R_{y1} \cdot R_{\Omega 1} \quad \text{или} \quad R_n = R_{y2} \cdot R_{\Omega 1} \quad (\text{см. рис. 2.2}),$$

где  $R_n$  – общий диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

$R_{\Omega 1}$  и  $R_{\Omega}$  – диапазоны бесступенчатого электрического регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя;  $R_{\Omega 1} = R_{\Omega}$ ;

$R_M$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя механической коробкой скоростей.

3. Общий диапазон *электромеханического бесступенчатого* регулирования частот вращения шпинделя  $R_n$  может рассчитываться через произведение диапазонов регулирования с постоянными моментом и мощностью:

$$R_n = R_{nT} \cdot R_{nN} = R_{yT} \cdot R_{yN} \cdot R_{\Omega 1} = R_y \cdot R_{\Omega 1} \quad (\text{см. рис. 2.2}),$$

где  $R_{nT}$  и  $R_{nN}$  – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянном моменте:

$$R_{nT} = R_{\Omega T},$$

$R_{nN}$  и  $R_{nN}$  – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянной мощности:

$$R_{nN} = R_{\Omega N} \cdot R_M;$$

$R_{\Omega}$  – диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения электродвигателя:

$$R_{\Omega} = R_{\Omega T} \cdot R_{\Omega N};$$

$R_M$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя механической коробкой скоростей.

4. Диапазон бесступенчатого электрического регулирования частот вращения электродвигателя  $R_{\Omega}$  равен отношению его предельных частот:

$$R_y = \frac{n_{y\max}}{n_{y\min}},$$

где  $n_{\delta \min}$  и  $n_{\delta \max}$  – предельные частоты вращения электродвигателя.

5. Диапазоны бесступенчатого электрического регулирования частот вращения шпинделя  $R_{\delta i}$  связаны с числом ступеней  $Z$  коробки скоростей. Кинематика коробки скоростей в сочетании с электрическим регулированием двигателем  $R_{\delta}$  позволяет получить на шпинделе число электрических диапазонов частот вращения  $R_{\delta i}$ , равное числу ступеней  $Z$  коробки скоростей при бесступенчатом регулировании в каждом диапазоне:

$$R_{\delta 1} = R_{\delta 2} = \dots = R_{\delta Z} = R_{\delta}.$$

6. Электродвигатель и шпиндель имеют *номинальную*  $n_{\delta n}$  и *расчетную*  $n_p$  частоты вращения, с которых начинается их режим работы с постоянной мощностью, и диапазоны регулирования частот вращения электродвигателя и шпинделя при постоянной мощности  $R_{\delta N}$  и  $R_{nN}$ .

7. *Расчетная частота вращения шпинделя* определяется по общему диапазону регулирования  $R_n$  из выражения

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

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

8. *Диапазоны регулирования частот вращения электродвигателя и шпинделя при постоянной мощности*  $R_{\delta N}$  и  $R_{nN}$  равны отношению частот:

$$R_{\delta N} = \frac{n_{y\max}}{n_{y\delta}} \quad \text{и} \quad R_{nN} = \frac{n_{\max}}{n_{\delta}},$$

при этом

$$R_{nN} = R_{\delta N} \cdot R_M,$$

где  $n_{\delta \max}$  и  $n_{\delta n}$  – максимальная и номинальная частоты вращения электродвигателя;

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

9. *Диапазон регулирования частот вращения шпинделя механической коробки скоростей*  $R_M$  определяется по отношению диапазонов регулирования или через знаменатель геометрического ряда частот:

$$R_M = \frac{R_{nN}}{R_{yN}} \quad \text{и} \quad R_M = \Phi_1^{z-1},$$

где  $R_M$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя механической коробкой скоростей;

$R_{nN}$  и  $R_{yN}$  – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянной мощности;

$\Phi_1$  и  $z$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей.

10. *Диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянном моменте*  $R_{nT}$  и  $R_{yT}$  равны отношению соответствующих диапазонов регулирования и частот вращения, при этом  $R_{nT} = R_{yT}$ .

$$R_{nT} = \frac{R_n}{R_{nN}} = R_{yT} = \frac{R_y}{R_{yN}} \quad \text{и} \quad R_{nT} = \frac{n_{\delta}}{n_{\min}} = R_{yT} = \frac{n_{y1}}{n_{y\min}},$$

где  $R_n$  и  $R_y$  – общие диапазоны бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя;

$R_{nN}$  и  $R_{yN}$  – диапазоны регулирования частот вращения шпинделя и электродвигателя при постоянной мощности;

$n_p$  и  $n_{\min}$  – расчетная и минимальная частоты вращения шпинделя;

$n_{y1}$  и  $n_{y\min}$  – номинальная и минимальная фактическая для данного привода частоты вращения электродвигателя.

11. *Минимальная частота вращения электродвигателя*, требуемая для проектируемого главного привода, определяется по его номинальной частоте  $n_{y1}$  и диапазону регулирования частот вращения шпинделя  $R_{nT}$  из выражения

$$n_{y\min} = \frac{n_{y1}}{R_{nT}}.$$

## 2.6. Знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей

Коробка скоростей состоит из последовательно расположенных элементарных и групповых двухваловых передач, переключение которых может обеспечиваться передвижными блоками, зубчатыми муфтами и т. д. Групповая передача представляет собой совокупность передач, связывающих вращение двух соседних валов. Она характеризуется количеством передач в группе  $Z_j$ , величиной их передаточных отношений  $i_j$ , характеристикой  $\chi_j$  и диапазоном регулирования  $R_j$ .

Приводы с коробкой скоростей, имеющей одну групповую передачу, имеют ограниченный диапазон механического регулирования:

$$R_1 = \varphi_1^{z-1} \leq 8,$$

где  $\varphi_m$  и  $Z$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей.

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

$$\varphi_1 = \sqrt[z]{R_1} \quad \text{и} \quad \varphi_1 \leq \sqrt[z]{8}.$$

Следовательно, знаменатель ряда  $\varphi_m$  частот вращения, переключаемых коробкой скоростей, имеет определенные предельные значения в зависимости от числа ее ступеней  $Z$ :

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

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

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

Допускаемые стандартные значения знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя  $\varphi_m$  в зависимости от числа ступеней коробки скоростей  $Z$  могут приниматься:

а) при  $Z = 2_1$   $\varphi_m = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0$ ;

б) при  $Z = 3_1$  и  $Z = 4 = 2_1 \cdot 2_2$   $\varphi_m = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8$ ;

в) при  $Z = 4_1$   $\varphi_m = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0$ .

Число ступеней одногрупповой коробки скоростей в общем случае

$$z = 1 + \frac{\lg R_1}{\lg \varphi_1}.$$

Для обеспечения непрерывного бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя при условии  $\varphi_M = R_{\Delta N}$  и в связи с ограничением диапазона регулирования группой передачи  $R_M \leq 8$  число ступеней коробки скоростей соответственно может определяться из выражений

$$z = 1 + \frac{\lg R_1}{\lg R_{\Delta N}} \quad \text{или} \quad z = \frac{\lg R_{\Delta N}}{\lg R_{\Delta N}}$$

$$\text{и } z \leq 1 + \frac{\lg 8}{\lg \varphi_1} \quad \text{или} \quad z \leq 1 + \frac{\lg 8}{\lg R_{\Delta N}}.$$

## 2.7. Диапазоны бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности и их оптимизация

При кинематическом расчете главных приводов с бесступенчатым регулированием может оптимизироваться диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности  $R_{\Delta N}$ . В зависимости от соотношения знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя, включаемых механической коробкой скоростей,  $\varphi_M$  и диапазона регулирования электродвигателя при постоянной мощности  $R_{\Delta N}$ , т. е. при условии

$$\varphi_M = R_{\Delta N}, \quad \varphi_M < R_{\Delta N} \quad \text{или} \quad \varphi_M > R_{\Delta N},$$

получаются различные диапазоны  $R_{\Delta N}$ .

1. Если знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, включаемых механической коробкой скоростей,  $\varphi_M$  равен диапазону регулирования электродвигателя при постоянной мощности  $R_{\Delta N}$ , т. е.  $\varphi_M = R_{\Delta N}$  (рис. 2.3), то получается бесступенчатое регулирование частот при постоянной мощности  $R_{\Delta N}$  и непрерывный ряд частот вращения шпинделя от  $n_p = 224 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$ .

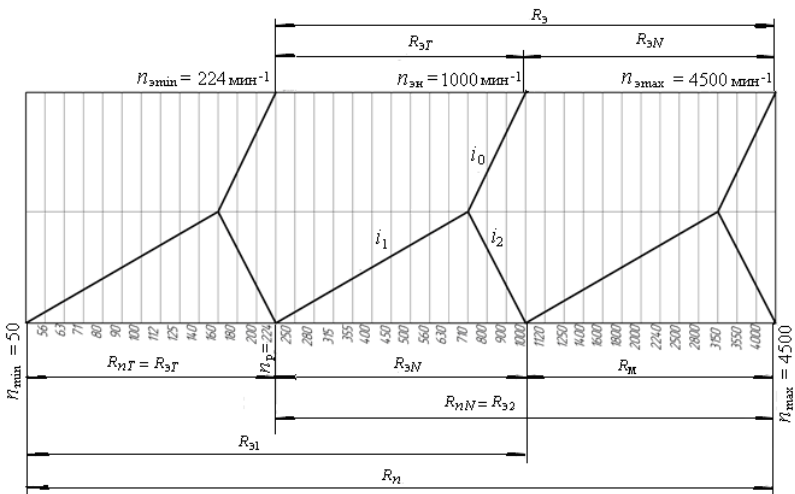


Рис. 2.3. График частот вращения главного привода с непрерывным бесступенчатым регулированием при постоянной мощности при  $\varphi_{\text{м}} = R_{3N}$

2. При  $\varphi_{\text{м}} < R_{3N}$  привод будет иметь перекрытие частот вращения на шпинделе при постоянной мощности  $R_{3N}$  при  $n = 800\text{--}1000$  мин<sup>-1</sup> (рис. 2.4) и сокращение общего диапазона регулирования  $R_3$ , а также снижение максимальной частоты вращения шпинделя до  $n_{\max} = 3550$  мин<sup>-1</sup>.

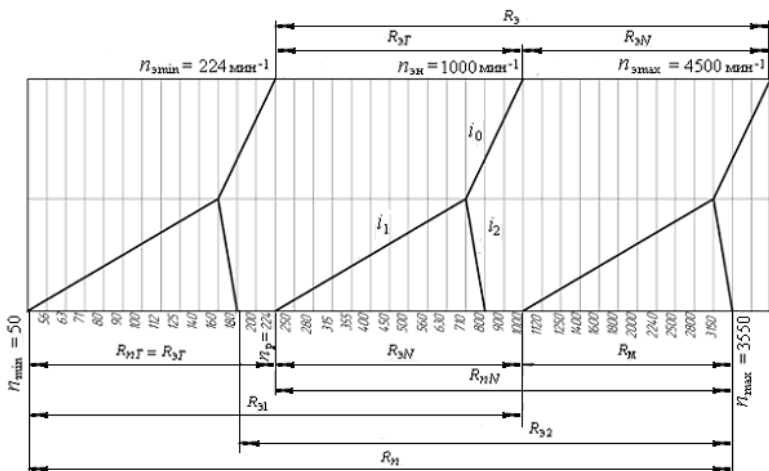


Рис. 2.4. График частот вращения главного привода с наложением диапазонов регулирования при постоянной мощности при  $\varphi_{\text{м}} < R_{3N}$

3. Если  $\varphi_m > R_{3N}$ , то имеет место выпадение частот вращения на отдельных участках диапазона бесступенчатого регулирования при постоянной мощности  $R_{nN}$ , например, на участке при  $n = 1000\text{--}1120 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 2.5). Однако они перекрываются диапазонами регулирования при постоянном моменте, при этом общий диапазон регулирования частот  $R_n$  увеличивается, а максимальная частота вращения шпинделя повышается до  $n_{\max} = 5000 \text{ мин}^{-1}$ .

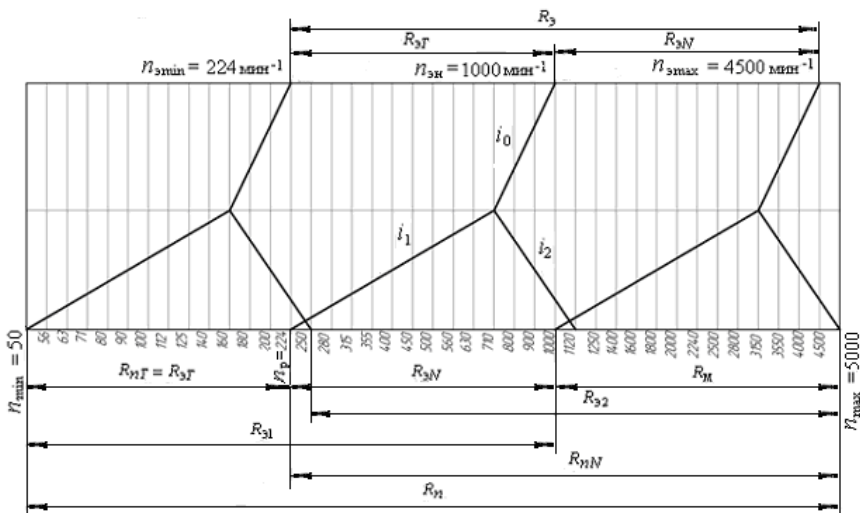


Рис. 2.5. График частот вращения главного привода с разрывом в бесступенчатом диапазоне регулирования при постоянной мощности  $\varphi_m > R_{3N}$

## 2.8. Этапы кинематического расчета главного привода с электромеханическим бесступенчатым регулированием

### 2.8.1. Исходные данные для кинематического расчета привода

Исходными данными для кинематического расчета являются:

- предельные частоты вращения шпинделя  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$ ;
- предельные и номинальная частоты вращения электродвигателя  $n_{\text{дв}\min}$ ,  $n_{\text{дв}N}$  и  $n_{\text{дв}\max}$ ;
- число ступеней коробки скоростей  $Z$  (задается или рассчитывается).

### **2.8.2. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя**

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

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

### **2.8.3. Определение расчетной частоты вращения шпинделя**

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

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

### **2.8.4. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности**

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

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

### **2.8.5. Определение диапазона регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности**

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

$$R_{\omega N} = \frac{n_{\omega \max}}{n_{\omega н}}.$$



### **2.8.6. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей**

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

$$R_M = \frac{R_{nN}}{R_{yN}}.$$

### **2.8.7. Расчет знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей**

Знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей,  $\Phi_M$  определяется через число ступеней  $Z$  и диапазон регулирования  $R_M$  коробки скоростей, т. е.

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

### **2.8.8. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте**

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

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

### **2.8.9. Расчет фактической минимальной частоты вращения электродвигателя**

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

$$n_{\delta \min} = \frac{n_{\delta n}}{R_{yT}} = \frac{n_{\delta n}}{R_{nT}}.$$

### **2.8.10. Определение числа делений, изображающих на графике частот вращения частоты электродвигателя и шпинделя**

Для упрощения кинематического расчета электромеханического привода с регулируемым двигателем, в частности при построении графика частот и определении передаточных отношении передач, рассчитывается условный ряд частот вращения шпинделя в пределах от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$ . При этом принимается стандартное значение знаменателя геометрического ряда  $\phi$ . В промежутках между этими значениями ряда  $n_i$  будет бесступенчатое регулирование частот вращения. Значение знаменателя геометрического ряда выбирается в зависимости от требуемого режима регулирования и обычно принимается  $\phi = 1,12$ .

Числа делений  $y_{\min}$ ,  $y_{\text{эн}}$ ,  $y_{\max}$  и  $y_{\text{ш}}$ , изображающие на графике частот минимальную  $n_{\min}$ , номинальную  $n_{\text{эн}}$  и максимальную частоты вращения электродвигателя  $n_{\max}$  и максимальную частоту вращения шпинделя  $n_{\text{ш}}$ , определяются через минимальную частоту шпинделя  $n_{\min}$  и знаменатель геометрического ряда частот  $\phi = 1,12$  с целью получения более мелкой сетки для оптимизации передаточных отношений:

$$y_{\min} = \frac{\lg(n_{y\min} / n_{\min})}{\lg \phi}; \quad y_{\text{ш}} = \frac{\lg(n_{\text{ш}} / n_{\min})}{\lg \phi};$$

$$y_{\max} = \frac{\lg(n_{y\max} / n_{\min})}{\lg \phi}; \quad y_{\text{эн}} = \frac{\lg R_n}{\lg \phi}.$$

### **2.8.11. Определение числа делений, изображающих на графике частот знаменатель геометрического ряда частот коробки скоростей**

Число делений  $k_{\phi_1}$ , изображающее на графике частот знаменатель геометрического ряда  $\phi_m$  частот вращения шпинделя, переключаемых механической коробкой скоростей:

$$k_{\phi_1} = \frac{\lg \phi_1}{\lg \phi}.$$

### 2.8.12. Оптимизация структурной формулы привода

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

Структурная формула в общем случае может иметь вид

$$Z = Z_{i_1} \cdot Z_{x_f} \cdot Z_{i_2},$$

где  $Z_{i_1}$  и  $Z_{i_2}$  – число ступеней постоянных передач, т. е.

$$Z_{i_1} = Z_{i_2} = 1;$$

$Z$  и  $x_o$  – число ступеней и характеристика основной групповой передачи.

Характеристика основной групповой передачи  $x_o = 1$  при  $\varphi_m$  или  $x_o = k_{\varphi_1}$  при  $\varphi = 1, 12$ , так как групповая передача имеет характеристику  $x_o$ , которая на графике частот будет изображаться числом делений, равным  $k_{\varphi_1}$ , и тогда структурная формула имеет вид

$$Z = 1 \cdot Z_1 \cdot 1 \quad \text{или} \quad Z = 1 \cdot Z_{k_{\varphi_1}} \cdot 1.$$

### 2.8.13. Построение графика частот вращения шпинделя

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

Производится разбивка числа делений  $y_{\min}$ , изображающих на графике минимальную частоту электродвигателя  $n_{\min}$ , на деления для понижающих передач, снижающих частоту вращения электродвигателя с  $n_{\min}$  до  $n_{\min}$  шпинделя. Для этого определяется коэффициент диапазона регулирования групповой передачи

$$k_j = x_j (z_j - 1) = k_{\varphi_1} (z_j - 1).$$

Выбираются допустимые значения чисел делений  $+m_j$  и  $|-m_j|$ , перекрывааемых лучами, изображающими повышающую и понижаю-

шую передачи групповой передачи, и  $| -m_j |_{\text{п}}$  постоянных передач, так как передаточные отношения должны быть в пределах

$$1/4 \leq \varphi^{-m} = i = \varphi^{+m} \leq 2.$$

При  $\varphi = 1,12$  допускается определенное значение коэффициента диапазона регулирования  $k_{\text{max}}$  (см. табл. 1.2), а значения делений перекрываемых лучами на графике частот для повышающих  $+m_j$  и понижающих передач  $| -m_j |$  (см. табл. 1.3) могут быть меньше или равны допускаемому, т. е.

$$k_{\text{max}} \leq 18; \quad +m_j \leq 6; \quad | -m_j | \leq 12.$$

При фактическом значении  $k_j$  значения  $+m_j$  и  $| -m_j |$  для групповой передачи взаимосвязаны, а именно

$$k_j = +m_j + | -m_j |.$$

После выбора значения  $| -m_j |$  записывается выражение разбивки числа  $y_{\text{эmin}}$  на число делений для постоянных и групповой передачи с  $Z_{\text{к}} = Z_{\text{кф}}$ , т. е.

$$y_{\text{эmin}} = | -m_j |_{\text{п}} + | -m_j | + | -m_k |_{\text{п}}.$$

При построении графика частот главного привода изображаются валы привода, наносится сетка с интервалом условно  $|\varphi|$ , отмечаются числа делений  $y_{\text{эmin}}$ ,  $y_{\text{эн}}$ ,  $y_{\text{эmax}}$  и  $y_{\text{max}}$ , обозначаются частоты  $n_{\text{эmin}}$ ,  $n_{\text{эн}}$  и  $n_{\text{эmax}}$  на изображении вала электродвигателя и  $n_{\text{min}}$ ,  $n_{\text{р}}$  и  $n_{\text{max}}$  — на изображении шпинделя. Проводятся лучи, изображающие соответствующие передачи, и начинается построение графика из  $n_{\text{эmin}}$  с выходом в  $n_{\text{min}}$  по разбивке делений  $y_{\text{эmin}}$ , а затем проводятся лучи, параллельные ранее полученным из  $n_{\text{эн}}$  и  $n_{\text{эmax}}$ , с выходом соответственно в точки  $n_{\text{р}}$  и  $n_{\text{max}}$ .

### **2.8.14. Определение передаточных отношений и чисел передач привода**

Расчет передаточных отношений передач  $i_j$  привода осуществляется на основании графика частот вращения по знаменателю гео-

метрического ряда частот вращения шпинделя  $\varphi = 1,12$  и числу делений  $\pm m_j$ , перекрываемых лучами, изображающими соответствующую повышающую передачу с «плюсом» или понижающую – с «минусом». Передаточные числа  $u_j$  рассчитываются только для понижающих передач, что необходимо для дальнейших расчетов, и определяются как величины, обратные передаточным отношениям:

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

## 2.9. Определение числа зубьев колес зубчатых передач

Числа зубьев колес зубчатых передач могут определяться аналитическим или табличным методом с использованием аналитических зависимостей или таблиц (см. п. 1.9). При аналитическом методе числа зубьев зубчатых колес  $Z_i$  рассчитываются по формулам, а при табличном – определяются по таблицам, с учетом предварительно выбранной суммы зубьев  $\sum Z_j$  для постоянных и групповых передач из условия  $\sum Z_1 \leq \sum Z_2 \leq \sum Z_3$ . Числа зубьев зубчатых колес  $Z_i$  при использовании аналитического или табличного метода (см. п. 1.9)

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

или  $z_1 = z_{1т}$  и  $z_2 = \sum Z_1 - z_1$ ;  $z_3 = \sum Z_1 - z_4$  и  $z_4 = z_{4т}$ .

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

### 2.10. Пример кинематического расчета главного привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием

#### 2.10.1. Исходные данные для кинематического расчета привода

Исходными данными для кинематического расчета являются:

а) предельные частоты вращения шпинделя  $n_{\min}-n_{\max} = 45-4000 \text{ мин}^{-1}$ ;

б) номинальная и максимальная частоты вращения электродвигателя  $n_{эн} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_{э\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$ ;

в) число ступеней коробки скоростей  $Z = 4$  (задается или рассчитывается).

### **2.10.2. Расчет диапазона регулирования частот вращения шпинделя**

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя

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

где  $R_n$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

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

$n_{\min}$  – минимальная частота вращения шпинделя;  $n_{\min} = 45 \text{ мин}^{-1}$ .

$$R_n = \frac{4000}{45} = 88,9.$$

### **2.10.3. Расчет диапазона регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности**

Диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности определяется по формуле

$$R_{yN} = \frac{n_{y\max}}{n_{y1}},$$

где  $R_{yN}$  – диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности;

$n_{y\max}$  – максимальная частота вращения электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{y\max} = 4500 \text{ мин}^{-1}$ ;

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

$$R_{yN} = \frac{4500}{1000} = 4,5.$$

#### **2.10.4. Определение расчетной частоты вращения шпинделя**

Расчетная частота вращения шпинделя определяется по формуле

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

где  $n_{\min}$  – минимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\min} = 45 \text{ мин}^{-1}$ ;

$R_n$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;  $R_n = 88,9$ .

$$45 \sqrt[4]{88,9} < n_p \leq 45 \sqrt[3]{88,9},$$

$$138,2 \text{ мин}^{-1} < n_p \leq 200,8 \text{ мин}^{-1}.$$

#### **2.10.5. Округление расчетной частоты вращения шпинделя до стандартного значения**

Расчетная частота округляется до стандартного значения  $n_p = 200 \text{ мин}^{-1}$ .

#### **2.10.6. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности**

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности определяется по следующей формуле:

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

где  $R_{nN}$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;

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

$n_p$  – стандартная расчетная частота вращения шпинделя;  $n_p = 200 \text{ мин}^{-1}$ .

$$R_{nN} = \frac{4000}{200} = 20.$$

### **2.10.7. Расчет диапазона регулирования частот вращения коробки скоростей**

Диапазон регулирования частот вращения коробки скоростей

$$R_{\dot{\varphi}} = \frac{R_{nN}}{R_{yN}},$$

где  $R_M$  – диапазон регулирования частот вращения коробки скоростей;

$R_{nN}$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;  $R_{nN} = 20$ ;

$R_{yN}$  – диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности;  $R_{yN} = 4,5$ .

$$R_{\dot{\varphi}} = \frac{20}{4,5} = 4,4.$$

### **2.10.8. Определение знаменателя геометрического ряда частот вращения коробки скоростей**

Знаменатель геометрического ряда частот коробки скоростей

$$\varphi_1 = z^{-1}\sqrt[R_{\dot{\varphi}}]{},$$

где  $\varphi_M$  – знаменатель геометрического ряда частот коробки скоростей;

$Z$  – число диапазонов регулирования коробки скоростей;  $Z = 4$ ;

$R_M$  – диапазон регулирования частот коробки скоростей;  $R_M = 4,44$ .

$$\varphi_1 = 4^{-1}\sqrt[4]{4,4} = 1,64.$$

### **2.10.9. Округление знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя до стандартного значения**

Знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя, включаемых коробкой скоростей, округляется до стандартного значения:

$$\varphi_M \rightarrow \varphi_{ст}, \text{ т. е. } \varphi_M = 1,6.$$



### **2.10.10. Определение фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности**

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности определяется по следующей формуле

$$R_{nN}^{\circ} = R_{yN} \cdot \varphi_1^{z-1},$$

где  $R_{nN}^{\circ}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;

$R_{yN}$  – диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянной мощности;  $R_{yN} = 4,5$ ;

$\varphi_m$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей;  $\varphi_m = 1,6$ ;

$Z$  – число диапазонов регулирования частот вращения шпинделя;  $Z = 4$ .

$$R_{nN}^{\circ} = 4,5 \cdot 1,6^{4-1} = 4,5 \cdot 1,6^3 = 18,4.$$

### **2.10.11. Определение фактической расчетной частоты вращения шпинделя**

Фактическая расчетная частота вращения шпинделя

$$n_0^{\circ} = \frac{n_{\max}}{R_{nN}^{\circ}},$$

где  $n_0^{\circ}$  – фактическая расчетная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

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

$R_{nN}^{\circ}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;  $R_{nN}^{\circ} = 18,4$ .

$$n_0^{\circ} = \frac{4000}{18,4} = 217,1 \text{ в}^{-1}.$$

### **2.10.12. Округление фактической расчетной частоты вращения шпинделя до стандартного значения**

Фактическая расчетная частота вращения шпинделя округляется до стандартного значения:

$$n_0^{\circ} \rightarrow n_0^{\text{нб}}, \text{ т. е. } n_0^{\circ} = 224 \text{ мин}^{-1}.$$

### **2.10.13. Определение диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте**

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте рассчитывается по формуле

$$R_{n\text{Д}} = \frac{R_n}{R_{nN}^{\circ}},$$

где  $R_{n\text{Д}}$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте;

$R_n$  – диапазон регулирования частот вращения шпинделя;  $R_n = 88,9$ ;

$R_{nN}^{\circ}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;  $R_{nN}^{\circ} = 18,4$ .

$$R_{n\text{Д}} = \frac{88,9}{18,4} = 4,8.$$

### **2.10.14. Определение минимальной частоты вращения электродвигателя**

Минимальная частота вращения электродвигателя

$$n_{y\text{min}} = \frac{n_{y\text{н}}}{R_{n\text{Д}}},$$

где  $n_{y\text{min}}$  – минимальная частота вращения электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_{y\text{н}}$  – номинальная частота вращения электродвигателя;  $n_{y\text{н}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;

$R_{nT}$  – диапазон регулирования частот вращения электродвигателя при постоянном моменте; равен диапазону регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте:  $R_{nT} = R_{nT} = 4,8$ .

$$n_{y\min} = \frac{1000}{4,8} = 208 \text{ в}^{-1}.$$

### **2.10.15. Округление минимальной частоты вращения электродвигателя до стандартного значения**

Минимальная частота вращения электродвигателя округляется до стандартного значения:

$$n_{y\min}^{\circ} \rightarrow n_{y\min}^{\bar{\circ}}, \text{ т. е. } n_{y\min}^{\circ} = 200 \text{ мин}^{-1}.$$

### **2.10.16. Определение фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте**

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте определяется по формуле

$$R_{nO}^{\circ} = \frac{n_{y\bar{\circ}}}{n_{y\min}^{\circ}},$$

где  $R_{nO}^{\circ}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте;

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

$n_{y\min}^{\circ}$  – минимальная частота вращения электродвигателя, округленная до стандартного значения;  $n_{y\min}^{\circ} = 200 \text{ мин}^{-1}$ .

$$R_{nO}^{\circ} = \frac{1000}{200} = 5.$$

### **2.10.17. Определение фактического диапазона регулирования частот вращения шпинделя**

Фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя определяется по формуле

$$R_n^{\hat{}} = R_{nO}^{\hat{}} \cdot R_{nN}^{\hat{}}$$

где  $R_n^{\hat{}}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

$R_{nO}^{\hat{}}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянном моменте;  $R_{nO}^{\hat{}} = 5$ ;

$R_{nN}^{\hat{}}$  – фактический диапазон регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности;  $R_{nN}^{\hat{}} = 18,4$ .

$$R_n^{\hat{}} = 5 \cdot 18,4 = 92.$$

### **2.10.18. Определение фактической минимальной частоты вращения шпинделя**

Фактическая минимальная частоты вращения шпинделя

$$n_{\min}^{\hat{}} = \frac{n_{\max}}{R_n^{\hat{}}}$$

где  $n_{\min}^{\hat{}}$  – фактическая минимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

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

$R_n^{\hat{}}$  – фактический диапазон регулирования частот шпинделя;  
 $R_n^{\hat{}} = 92$ .

$$n_{\min}^{\hat{}} = \frac{4000}{92} = 43,5 \text{ в} \text{ } \text{мин}^{-1}.$$

### 2.10.19. Округление фактической минимальной частоты вращения шпинделя до стандартного значения

Фактическая минимальная частота вращения шпинделя округляется до стандартного значения:

$$n_{\min}^{\circ} \rightarrow n_{\min}^{\text{нб}}, \text{ т. е. } n_{\min}^{\circ} = 45 \text{ мин}^{-1}.$$

### 2.10.20. Определение числа делений, изображающих минимальную, номинальную и максимальную частоту вращения электродвигателя

Для построения графика частот вращения определяются числа делений, изображающих на графике частот минимальную, номинальную и максимальную частоту вращения электродвигателя:

$$y_{\min} = \frac{\lg\left(\frac{n_{y\min}^{\circ}}{n_{\min}^{\circ}}\right)}{\lg \varphi}; \quad y_{yi} = \frac{\lg\left(\frac{n_{yi}}{n_{\min}^{\circ}}\right)}{\lg \varphi}; \quad y_{\max} = \frac{\lg\left(\frac{n_{y\max}}{n_{\min}^{\circ}}\right)}{\lg \varphi},$$

где  $n_{y\min}^{\circ}$  – минимальная частота вращения электродвигателя, округленная до стандартного значения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{y\min}^{\circ} = 200 \text{ мин}^{-1}$ ;

$n_{\min}^{\circ}$  – фактическая минимальная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\min}^{\circ} = 45 \text{ мин}^{-1}$ ;

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

$\varphi$  – знаменатель условного геометрического ряда частот вращения шпинделя;  $\varphi = 1,12$ .

$$y_{\min} = \frac{\lg\left(\frac{200}{45}\right)}{\lg 1,12} = 13; \quad y_{yi} = \frac{\lg\left(\frac{1000}{45}\right)}{\lg 1,12} = 27; \quad y_{\max} = \frac{\lg\left(\frac{4500}{45}\right)}{\lg 1,12} = 40.$$

### **2.10.21. Определение числа делений, изображающих знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей $\varphi_m$**

Число делений, изображающих знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей  $\varphi_m$ , определяется по формуле

$$k_{\varphi_1} = \frac{\lg \varphi_1}{\lg \varphi},$$

где  $k_{\varphi_1}$  – число делений, изображающих знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей;

$\varphi_m$  – знаменатель геометрического ряда частот вращения коробки скоростей;  $\varphi_m = 1,6$ ;

$\varphi$  – знаменатель условного геометрического ряда частот вращения шпинделя;  $\varphi = 1,12$ .

$$k_{\varphi_1} = \frac{\lg 1,6}{\lg 1,12} = 4.$$

### **2.10.22. Оптимизация структурной формулы**

Структурная формула главного привода имеет вид

$$z = 1 \cdot 4_{x_1} \cdot 1,$$

где  $x_0$  – индекс, являющийся характеристикой групповой передачи;  $x_0 = 1$  при  $\varphi_m = 1,6$  и  $x_0 = k_{\varphi_1} = 4$  при  $\varphi = 1,12$ .

$$z = 1 \cdot 4_1 \cdot 1; \quad z = 1 \cdot 4_4 \cdot 1.$$

### **2.10.23. Построение графика частот вращения главного привода**

График частот строится по разбивке  $U_{\text{эmin}}$  на деления для понижающих передач, снижающих частоту вращения электродвигателя от  $n_{\text{эmin}}$  до  $n_{\text{шmin}}$  шпинделя (рис. 2.6).

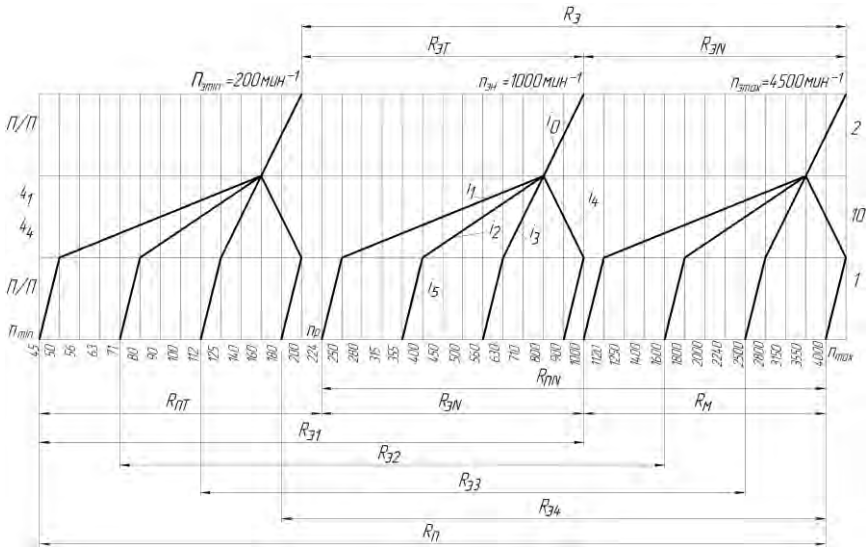


Рис. 2.6. График частот вращения главного привода с бесступенчатым регулированием электродвигателем и четырехступенчатой коробкой скоростей

Показатель диапазона регулирования групповой передачи необходимо рассчитать из условия

$$R_i = \varphi^{k_i} \leq 8$$

по формуле

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

где  $x_i$  – характеристика групповой передачи, определяющая ее диапазон регулирования частот;  $x_i = K_{\varphi_i} = 4$ ;

$z_i$  – общее число ступеней групповой передачи;  $z_i = 4$ ;

$\varphi$  – знаменатель условного геометрического ряда частот вращения шпинделя;  $\varphi = 1,12$ .

Допускаемое значение показателя диапазона регулирования групповой передачи  $k_i \leq 18$  при  $\varphi = 1,12$  (см. табл. 1.2), а фактически

$$k_i = 4 \cdot (4 - 1) = 12 < k_{\max} = 18, \text{ и условие выполняется.}$$

Передаточные отношения должны быть в пределах

$$\frac{1}{4} \leq \varphi^{-m} = i = \varphi^{+m} \leq 2,$$

где  $+m$  и  $|-m|$  – число делений, перекрываемых лучом, на графике частот изображающим повышающие и понижающие передачи.

Поэтому при  $\varphi = 1,12$  допускаются  $k_{\max} \leq 18$ ;  $+m \leq 6$  и  $|-m| \leq 12$  (см. табл. 1.2 и 1.3), а фактически при  $k = 12$  значения  $+m$  и  $|-m|$  могут иметь определенные возможные варианты (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Допустимые и возможные значения делений  $+m$  и  $|-m|$

$\varphi = 1,12$	$k = 18$	$k = 12$
	$+m_{\max} = 6$	$+m = 6, 5, 4, 3, 2, 1, 0$
	$ -m_{\max}  = 12$	$ -m  = 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$

Из возможных вариантов для основной групповой передачи  $Z = 4_4$  может быть принят, например, вариант  $+m = 2$  и  $|-m| = 10$ . Тогда график частот может строиться по разбивке  $y_{\min}$ , имеющей, например, следующий вид деления  $y_{\min}$  на понижающие передачи, снижающие частоту вращения электродвигателя от  $n_{\min}$  до  $n_{\min}$  шпинделя:

$$y_{\min} = 13 = \frac{2}{i/i} + \frac{10}{\frac{4_1}{i/i}} + \frac{1}{4_4}$$

#### 2.10.24. Расчет передаточных отношений и передаточных чисел передач

Передаточные отношения передач рассчитываются по формуле

$$i = \varphi^{\pm m},$$

где  $\pm m$  – число делений перекрываемых лучом, изображающим соответственно повышающие и понижающие передачи.



Из графика частот (см. рис. 2.6) следует, что  $m_0 = -2$ ,  $m_1 = -10$ ,  $m_2 = -6$ ,  $m_3 = -2$ ,  $m_4 = 2$ ,  $m_5 = -1$  и передаточные отношения будут:

$$i_0 = \varphi^{-m_0} = \varphi^{-2} = 1,12^{-2} = \frac{1}{1,25} = 0,80;$$

$$i_1 = \varphi^{-m_1} = \varphi^{-10} = 1,12^{-10} = \frac{1}{3,1} = 0,32;$$

$$i_2 = \varphi^{-m_2} = \varphi^{-6} = 1,12^{-6} = \frac{1}{1,97} = 0,51;$$

$$i_3 = \varphi^{-m_3} = \varphi^{-2} = 1,12^{-2} = \frac{1}{1,25} = 0,80;$$

$$i_4 = \varphi^{m_4} = \varphi^2 = 1,12^2 = 1,25;$$

$$i_5 = \varphi^{-m_5} = \varphi^{-1} = 1,12^{-1} = \frac{1}{1,12} = 0,89.$$

Передаточные числа передач определяются по передаточным отношениям

$$u_j = \frac{1}{i_j},$$

где  $u_j$  – передаточное число  $j$ -й передачи.

$$u_0 = \frac{1}{0,80} = 1,25; \quad u_1 = \frac{1}{0,32} = 3,12; \quad u_2 = \frac{1}{0,51} = 1,96;$$

$$u_3 = \frac{1}{0,80} = 1,25; \quad u_4 = \frac{1}{1,25} = 0,80; \quad u_5 = \frac{1}{0,89} = 1,12.$$

### 2.10.25. Подбор чисел зубьев зубчатых колес привода

Числа зубьев колес зубчатых передач определяются табличным методом с использованием табл. 1.4. Выбираются суммы зубьев, при

этом каждая последующая групповая передача должна иметь большую сумму зубьев, чем предыдущая. Поэтому, например для первой постоянной, групповой и второй постоянной передачи, могут быть выбраны следующие суммы зубьев, удовлетворяющие передаточным числам (см. табл. 1.4):

$$\Sigma Z_1 = 79 < \Sigma Z_2 = 84 < \Sigma Z_3 = 85.$$

Для первой постоянной передачи принимается суммарное число зубьев

$$\Sigma Z_1 = 79 \text{ и при } u_0 = 1,25 \rightarrow z_1 = 35 \text{ и } z_2 = \Sigma Z_1 - z_1 = 79 - 35 = 44.$$

Для групповой передачи  $Z = 4_1$  выполняется табличный подбор чисел зубьев меньших колес по сумме  $\Sigma Z_2 = 84$  и по передаточным числам  $u_1, u_2, u_3$  для понижающих передач и по передаточному отношению  $i_4$  для повышающей передачи, а числа зубьев больших колес рассчитываются. Так, число зубьев ведущих колес  $Z_3, Z_5$  и  $Z_7$  понижающих передач выбирается по  $u_1, u_2, u_3$ , а  $Z_{10}$  ведомого колеса повышающей передачи – по  $i_4$  (см. табл. 1.4)

$$\begin{aligned} \Sigma Z_2 = 84; \quad u_1 = 3,10; &\rightarrow z_3 = 20, \quad z_4 = \Sigma Z_2 - z_3 = 84 - 20 = 64; \\ u_2 = 1,97; &\rightarrow z_5 = 28, \quad z_6 = \Sigma Z_2 - z_5 = 84 - 28 = 56; \\ u_3 = 1,25; &\rightarrow z_7 = 37, \quad z_8 = \Sigma Z_2 - z_7 = 84 - 37 = 47; \\ i_4 = 1,25; &\rightarrow z_9 = \Sigma Z_2 - z_{10} = 84 - 37 = 47, \quad z_{10} = 37. \end{aligned}$$

Для второй постоянной передачи принимается суммарное число зубьев

$$\Sigma Z_3 = 85 \text{ и при } u_5 = 1,12 \rightarrow z_{11} = 40 \text{ и } z_{12} = \Sigma Z_3 - z_{11} = 85 - 40 = 45.$$

Для постоянной передачи, соединяющей датчик со шпинделем, принимается суммарное число зубьев  $\Sigma Z_4 = 72$  и при  $u = 1 \rightarrow z_{13} = z_{14} = 36$ .

### *2.10.26. Кинематическая схема главного привода с бесступенчатым регулированием частот*

Главный привод (рис. 2.7) имеет регулируемый электродвигатель М, от которого через муфту с упругим элементом вращение

передается на входной вал I коробки скоростей и через постоянную косозубую зубчатую передачу  $z_1-z_2$  (35/44) – на вал II. Далее вращение передается на вал III через подвижный двухступенчатый блок с прямозубыми колесами и передачи  $z_3-z_4$  (20/64),  $z_5-z_6$  (28/56) или через двухстороннюю зубчатую муфту и косозубые зубчатые передачи  $z_7-z_8$  (37/47),  $z_9-z_{10}$  (47/37) и постоянную прямозубую передачу  $z_{11}-z_{12}$  (40/45) на шпиндель. В результате привод получает четыре бесступенчатых диапазона регулирования частот вращения  $R_3$  при переключении прямозубых передач при помощи передвижного блока, а косозубых передач – при помощи зубчатой муфты. Датчик положения рабочего органа Д подключен к шпинделю через постоянную передачу  $z_{13}-z_{14}$  (36/36).

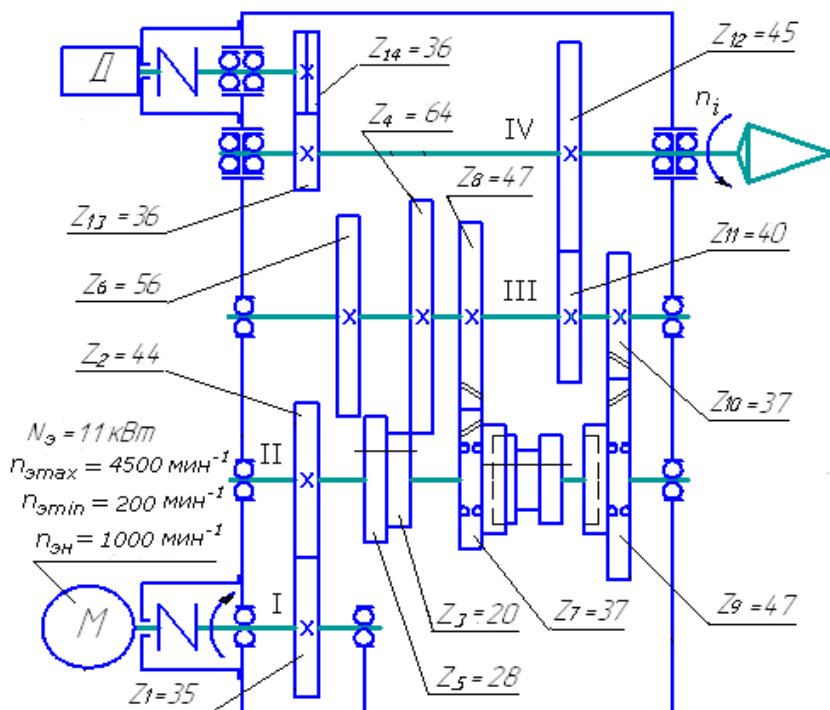


Рис. 2.7. Кинематическая схема главного привода с электромеханическим регулированием электродвигателем и четырехступенчатой коробкой скоростей

## 2.10.27. Уравнение кинематического баланса главного привода

Уравнения кинематического баланса главного привода имеют вид

$$(n_{\text{эmin}} - n_{\text{эmax}}) \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot (i_2; i_3; i_4) \cdot i_5 = (n_{1\text{min}} - n_{1\text{max}});$$

$$(n_{\text{эmin}} - n_{\text{эmax}}) \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \left( \frac{z_5}{z_6}; \frac{z_7}{z_8}; \frac{z_9}{z_{10}} \right) \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} =$$

$$= (n_{1\text{min}} - n_{1\text{max}}); (n_{2\text{min}} - n_{2\text{max}}); (n_{3\text{min}} - n_{3\text{max}}); (n_{4\text{min}} - n_{4\text{max}}),$$

где  $(n_{\text{эmin}} - n_{\text{эmax}})$  и  $(n_{1\text{min}} - n_{1\text{max}}); (n_{2\text{min}} - n_{2\text{max}}); (n_{3\text{min}} - n_{3\text{max}}); (n_{4\text{min}} - n_{4\text{max}})$  – предельные значения частот вращения соответственно электродвигателя и диапазонов бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\text{эmin}} - n_{\text{эmax}} = 200 - 4500 \text{ мин}^{-1}$ ;

$i_0, i_1, i_2, i_3, i_4, i_5$  – передаточные отношения зубчатых передач коробки скоростей;

$z_1 - z_{12}$  – числа зубьев зубчатых колес привода;  $z_1 = 35$ ;  $z_2 = 44$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 64$ ;  $z_5 = 28$ ;  $z_6 = 56$ ;  $z_7 = 37$ ;  $z_8 = 47$ ;  $z_9 = 47$ ;  $z_{10} = 37$ ;  $z_{11} = 40$ ;  $z_{12} = 45$ .

$$(200 - 4500) \cdot \frac{35}{44} \cdot \frac{20}{64} \left( \frac{28}{56}; \frac{37}{47}; \frac{47}{37} \right) \cdot \frac{40}{45} =$$

$$= (45 - 1000); (71 - 1600); (112 - 2500); (180 - 4000) \text{ мин}^{-1}.$$

## 2.11. Содержание отчета

1. Описание особенностей главных приводов станка с бесступенчатым электромеханическим регулированием частот вращения шпинделя с регулируемым электродвигателем и коробкой скоростей.

2. Основные зависимости диапазонов регулирования и частот вращения электродвигателя и шпинделя при электромеханическом регулировании.

3. Порядок кинематического расчета приводов главного движения с бесступенчатым электромеханическим регулированием.

4. Кинематический расчет главного привода в соответствии с заданием для определенного типа станка по заданным номинальной и максимальной частотам вращения электродвигателя  $n_{\text{эн}}$  и  $n_{\text{э макс}}$ , предельным частотам вращения шпинделя  $n_{\text{мин}}-n_{\text{макс}}$  и числу ступеней коробки скоростей  $Z$  или по упрощенному варианту по числу делений  $y_{\text{э мин}}$ ,  $y_{\text{э н}}$  и  $y_{\text{э макс}}$ , изображающих соответствующую частоту вращения электродвигателя, числу ступеней  $Z$  и знаменателю геометрического ряда частот вращения  $\phi = 1,12$ .

5. График частот с обозначениями частот вращения электродвигателя  $n_{\text{э мин}}$ ,  $n_{\text{э н}}$  и  $n_{\text{э макс}}$ , частот вращения шпинделя  $n_{\text{мин}}$ ,  $n_{\text{р}}$  и  $n_{\text{макс}}$ , передаточных отношений передач  $i_j$  и всех диапазонов регулирования электродвигателя и шпинделя при электромеханическом регулировании  $R_j$ .

6. Расчет передаточных отношений и передаточных чисел всех передач.

7. Расчет чисел зубьев всех зубчатых колес передач главного привода.

8. Кинематическая схема привода с оптимальной кинематикой и габаритами, изображенная в масштабе, и с обозначенными числами зубьев  $Z_j$ , диаметрами шкивов и т. д., и с указанной мощностью  $N_3$  и частотами вращения электродвигателя  $n_{\text{э мин}}$ ,  $n_{\text{э н}}$ ,  $n_{\text{э макс}}$  и шпинделя  $n_{\text{мин}}$ ,  $n_{\text{р}}$ ,  $n_{\text{макс}}$ .

## 2.12. Контрольные вопросы

1. Каковы особенности главных приводов с бесступенчатым электромеханическим регулированием частот вращения?

2. Какие существуют зависимости силовых характеристик регулируемых электродвигателей главных приводов при различных режимах их работы?

3. Режимы работы шпинделя при электромеханическом регулировании и понятие расчетной частоты вращения.

4. Диапазоны регулирования частот вращения шпинделя при электромеханическом регулировании и возможные варианты непрерывного бесступенчатого регулирования, перекрытия или выпадения частот на отдельных участках диапазона регулирования частот вращения на шпинделе при постоянной мощности.

5. Этапы кинематического расчета приводов главного движения с бесступенчатым электромеханическим регулированием и его особенность.

6. Графики частот вращения главного привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием, их особенности и возможности оптимизации.

7. Основные зависимости диапазонов регулирования и частот вращения электродвигателя и шпинделя при электромеханическом регулировании.

8. Основные направления оптимизации кинематической схемы и габаритов привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием.

### **3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ**

#### **3.1. Программа практического занятия**

1. Этапы проектирования шпиндельных узлов главных приводов.

2. Типовые структурно-кинематические схемы шпиндельных узлов.

3. Подшипники шпиндельных опор, область их применения и варианты установки в передних и задних опорах.

4. Основные конструктивные параметры шпиндельного узла и их расчет.

5. Виды конструкций передних концов шпинделя для различных типов металлорежущих станков и их особенности.

6. Типовые конструкции шпиндельных узлов и их особенности при различных компоновках шпиндельных бабок и главных приводов.

7. Методика регулирования зазоров и способы создания предварительного натяга в подшипниках качения шпиндельных опор.

8. Методы и системы смазывания и типовые конструкции уплотнений подшипников шпиндельных опор.

#### **3.2. План практического занятия**

1. Ознакомиться с этапами проектирования шпиндельных узлов.

2. Изучить типовые структурно-кинематические схемы шпиндельных узлов, особенности их подшипников и параметров быстротходности.

3. Изучить особенности установки подшипников шпиндельных опор враспор или врастяжку и в виде фиксирующей и плавающей опоры.

4. Ознакомиться с основными конструктивными параметрами шпиндельных узлов и типовыми конструкциями передних концов шпинделя.

5. Изучить типовые конструкции шпиндельных узлов и процесс регулирования зазора и создания предварительного натяга в подшипниках шпиндельных опор и вычертить схемы регулирования, обозначив используемые для этого элементы и стрелками указать направление их смещений.

6. Изучить и вычертить схему системы смазывания подшипников шпиндельных опор, обозначив все каналы и стрелками указать направления потоков смазочного материала по каналам подвода и отвода, в том числе через рабочие зоны подшипников.

7. Ознакомиться с типовыми конструкциями уплотнений подшипников шпиндельных опор и вычертить наиболее часто используемые варианты.

8. Согласно заданию разработать конструкцию шпиндельного узла в эскизном исполнении на основании примеров шпиндельных узлов главных приводов для соответствующего типа станка, выбрав типы подшипников, виды их уплотнений, методы смазывания и принципы регулирования натяга.

9. Составить отчет о выполненной работе.

### 3.3. Этапы проектирования шпиндельных узлов

Шпиндельный узел станка предназначен для сообщения режущему инструменту или обрабатываемой заготовке главного вращательного движения резания. Он состоит из шпинделя, условно имеющего передний конец и межопорный участок, приводного элемента и шпиндельных опор. Конструкция шпиндельного узла определяется типом станка и классом его точности. Кроме того, на конструкцию шпинделя влияют передаваемая мощность, конструкция опор и тип их подшипников, расположение приводных звеньев на шпинделе, наличие отверстия, вид переднего конца и способ крепления патрона или инструмента. Шпиндели токарных, фрезерных и многооперационных станков выполняются полыми для размещения прут-

кового материала или привода механизма зажима-разжима режущего инструмента или заготовки в зависимости от типа станка.

При проектировании шпиндельных узлов осуществляется разработка конструкции и оптимизация компоновки шпиндельного узла в целом. При этом производится конструкторская проработка конструкции шпинделя, проектируются шпиндельные опоры, разрабатываются условия сборки узла, а также методы регулировки подшипников и смазки шпиндельных опор.

Проектирование шпиндельных узлов включает следующие этапы:

а) определение мощности на шпинделе и расчет действующих нагрузок;

б) выбор вида кинематической схемы шпиндельного узла и типа подшипников шпиндельных опор;

в) выбор вида приводной передачи и места ее расположения на шпинделе;

г) определение основных конструктивных параметров шпиндельного узла: диаметра шпинделя в передней и задней опорах, вылета консоли, межопорного расстояния и координаты расположения приводного элемента;

д) разработка конструкции и конструктивное оформление шпинделя;

е) расчет шпиндельного узла и шпиндельных опор;

ж) выбор вида установки подшипников в шпиндельных опорах и способа создания в них натяга;

з) выбор вида смазывания подшипников опор шпинделя и уплотнений.

Шпиндельный узел проектируется с применением типовых конструктивных и кинематических схем, используемых в практике станкостроения, что обеспечивает уменьшение трудоемкости при их конструировании, изготовлении и эксплуатации. При проектировании к нему предъявляются повышенные требования и должны обеспечиваться соответствующие проектные критерии: точность вращения, жесткость, виброустойчивость, быстроходность, долговечность подшипников опор и др. Выбор кинематической схемы осуществляется с учетом важной кинематической характеристики шпиндельных узлов, которой является параметр быстроходности

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



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

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

Быстроходность шпиндельного узла определяется типом и быстроходностью подшипников шпиндельных опор. Шариковые подшипники имеют большую быстроходность, а роликовые обладают большей жесткостью и допускают большую нагрузку.

Приводная передача шпинделя, ее вид и расположение зависят от типа станка, требуемой точности, предельных частот вращения и величины передаваемого усилия. Она может быть зубчатой, ременной, в виде присоединительной муфты и др. Расположение приводного элемента шпинделя в виде шестерни, шкива, зубчатой муфты влияет на схему его нагружения, величину реакций опор и упругих деформаций. В общем случае приводные элементы могут располагаться на межопорной части шпинделя около передней опоры или на его консольной части со стороны задней опоры.

Во избежание осевых перемещений шпиндели должны быть зафиксированы в опорах с помощью подшипников, и в зависимости от возможности фиксировать шпиндель опоры могут быть:

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

*Фиксирующие опоры* ограничивают осевые перемещения шпинделя в обоих направлениях, а *плавающие* не ограничивают их. При установке подшипников *враспор* наружные кольца имеют ограничение перемещения с внешней стороны опоры, а при установке *врастяжку* наружные кольца фиксируются с внутренней стороны опоры. Для повышения точности работы и жесткости шпиндельного узла в подшипниках качения опор шпинделя создается *предварительный натяг* между телами качения и рабочими дорожками наружных и внутренних колец, при этом уменьшаются величины радиального и осевого биения шпинделя.

### 3.4. Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов

Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов в зависимости от вида подшипников и способа их установки в передней и задней опорах обеспечивают определенную допускаемую быстроходность и нагруженность. В зависимости от величины показателя

быстроходности  $k$  они условно подразделяются на три группы: низко-, средне- и высокоскоростные.

*Низкоскоростные схемы* (1–3, рис. 3.1) имеют повышенную радиальную и осевую жесткость и допускают умеренные частоты вращения шпинделя. В таких схемах могут применяться роликовые радиальные двухрядные цилиндрические подшипники в передней и задней опорах и дополнительно два шариковых упорных подшипника – в передней (1, рис. 3.1). Кроме того, возможны варианты схем с применением роликового двухрядного или однорядного радиально-упорного конического подшипника в передней опоре и однорядного – в задней (2 и 3, рис. 3.1). Указанные подшипники могут воспринимать большие радиальные и осевые нагрузки, но имеют сравнительно невысокие допускаемые частоты вращения.

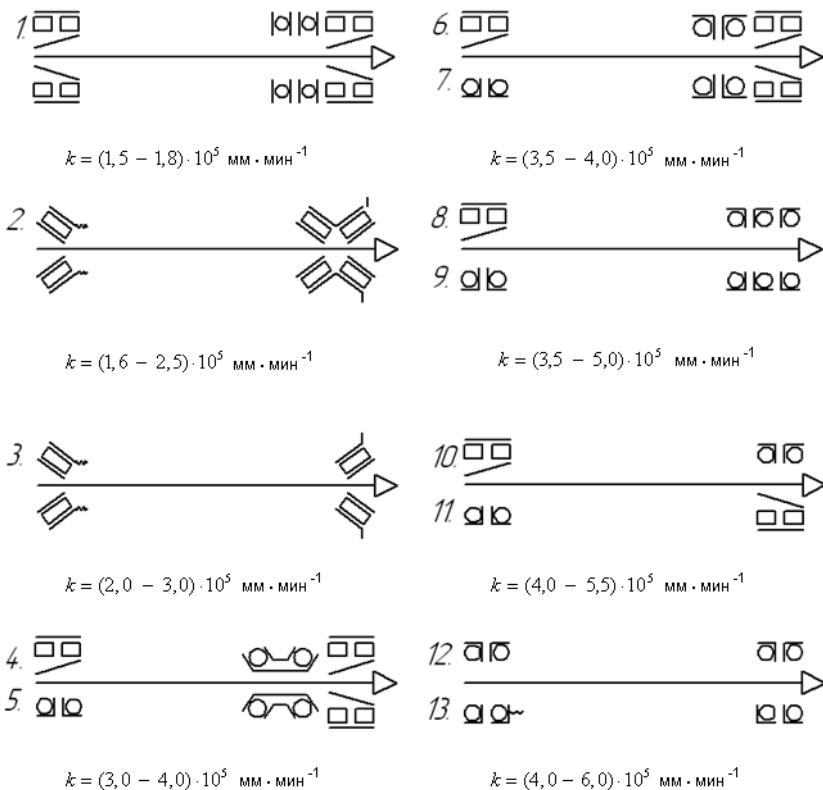


Рис. 3.1. Кинематические схемы и показатели быстроходности шпиндельных узлов

*Среднескоростные схемы* (4–11, рис. 3.1) имеют повышенную быстроходность и несколько меньшую осевую жесткость. Эти схемы допускают в основном средние, а некоторые – высокие частоты вращения шпинделя при умеренных нагрузках. В этих схемах применяются более быстроходные роликовые радиальные двухрядные цилиндрические подшипники как самостоятельно, так и в комплектах с шариковыми радиально-упорными и упорно-радиальными подшипниками с углом контакта  $60^\circ$ , а также отдельные комплекты шариковых радиально-упорных подшипников. При этом с увеличением быстроходности шпиндельного узла уменьшаются передаваемые им мощность и крутящий момент, а также его жесткость.

*Высокоскоростные схемы* (12 и 13, рис. 3.1) имеют высокую быстроходность и меньшую радиальную жесткость. В этих схемах применяются шариковые радиально-упорные подшипники, в том числе собранные в комплекты, которые допускают высокие частоты вращения шпинделя при сравнительно низких нагрузках. Шпиндельные узлы с высокоскоростными схемами могут передавать небольшие мощности и крутящие моменты.

Деление схем шпиндельных узлов по быстроходности в общем случае является условным, так как их быстроходность и несущая способность определяются не только быстроходностью и грузоподъемностью подшипников, но и рядом конструктивных и технологических параметров. Так, для повышения жесткости шпиндельных опор выбирается зазор между телами качения и рабочими поверхностями колец подшипника. При этом может создаваться предварительный натяг с постоянной дополнительной нагрузкой, что уменьшает периодичность регулировки подшипников шпиндельных опор. Кроме того, быстроходность шпиндельного узла может изменяться в зависимости от вида и свойств смазочного материала и способа смазывания подшипников шпиндельных опор.

### **3.5. Основные конструктивные параметры шпиндельных узлов**

Шпиндельный узел имеет ряд определенных конструктивных параметров. Основными конструктивными размерами шпиндельного узла являются диаметры шеек шпинделя в передней  $d$  и задней  $d_3$  опорах, величина вылета консоли его переднего конца  $a$  и расстоя-

ние между опорами  $l$ , которые определяются при расчете узла и уточняются при его конструировании (рис. 3.2). Кроме того, важными размерами являются расстояния  $b$  и  $c$  от передней или задней опоры, на которых располагаются приводные элементы.

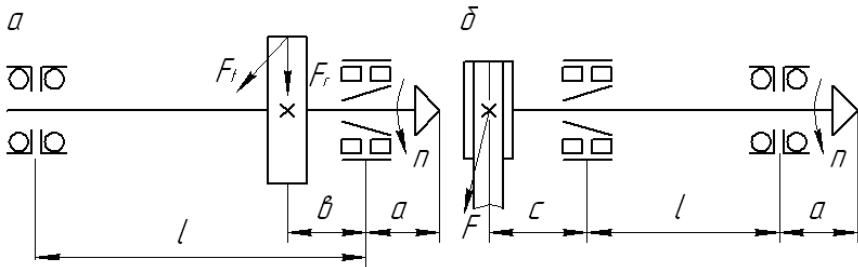


Рис. 3.2. Кинематические схемы шпиндельных узлов с приводными элементами и их основные конструктивные параметры

Диаметр шпинделя  $d$  в передней опоре предварительно определяется по показателю быстроходности

$$k = d \cdot n_{\max}$$

для выбранной кинематической схемы шпиндельного узла и максимальной частоте вращения шпинделя  $n_{\max}$ :

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

Диаметр шпинделя  $d_3$  в задней опоре может предварительно определяться по диаметру шпинделя  $d$  в передней опоре из условия

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

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

Межопорное расстояние шпиндельного узла  $l$  (см. рис. 3.2) в общем случае принимается

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

При условии  $l < 2,5 a$  не обеспечиваются виброустойчивость и точность вращения шпинделя, а при  $l > 3,5 a$  – его требуемая жесткость.

Расстояния  $b$  и  $c$  от передней или задней опоры шпиндельного узла, на которых располагаются приводные элементы, должны быть минимальными и выбираются конструктивно.

### 3.6. Конструктивное оформление шпинделя

Конструкция шпинделя и шпиндельного узла в целом зависит от типа станка, класса его точности, вида выполняемых операций, технологических схем и предельных параметров процесса обработки и т. д. Для разработки конструкции шпинделя необходимы данные о передаваемой шпинделем мощности, диаметрах базовых шеек шпинделя и расстоянии между его опорами, форме и размерах переднего конца, наличии центрального отверстия, расположении приводных звеньев на шпинделе, конструкции опор и типах подшипников и способе крепления патрона, оправки или инструмента.

Конструктивное оформление шпинделя имеет свои специфические особенности по сравнению с обычным валом. Шпиндель станка имеет передний конец с вылетом  $a$  со стандартной формой и размерами и межопорный участок длиной  $l$  (рис. 3.3). Диаметры шеек шпинделя под подшипники в передней и задней опорах  $d_1$  и  $d_3$  выбираются по стандарту после предварительного расчета по вышеприведенным формулам в соответствии с типом подшипников. Диаметры шеек резьбовых соединений  $d_1$  и  $d_3$  и диаметры фланца переднего конца  $d_5$  и  $d_6$  также выбираются по стандарту, а диаметры шеек со свободным размером  $d_2$  и для посадки зубчатого колеса  $d_4$  выбираются конструктивно. При этом должна обеспечиваться сборка шпиндельного узла, а для этого необходимо, чтобы диаметры шеек шпинделя имели постепенное увеличение их значений и собираемые детали свободно проходили по поверхности шпинделя до места их посадки, т. е. выполнялось условие сборки, имеющее вид

$$d_1 < d_3 < d_2 < d_3 < d_4 < d.$$

Шпиндели токарных, фрезерных и многооперационных станков выполняются полыми для размещения прутковой заготовки или устройства зажима заготовки или режущего инструмента. Для центрирования инструмента или приспособления в шпинделе приме-

няются конусы Морзе, метрические и с конусностью 7 : 24 или 1 : 3. Диаметр внутреннего отверстия шпинделя  $d_6$  и его конфигурация определяются конструкцией зажимного устройства.

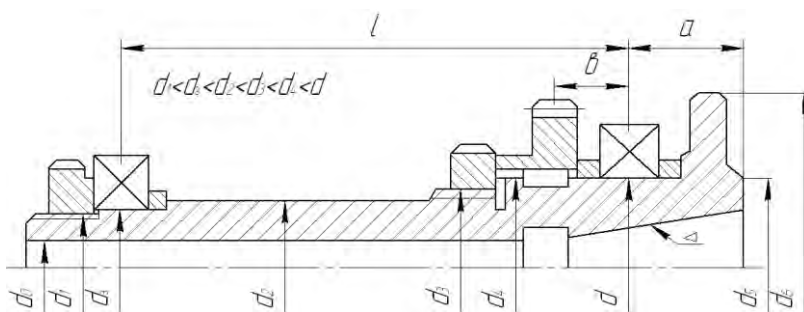


Рис. 3.3. Конструктивная схема шпиндельного узла и основные конструктивные размеры

Конструкция переднего конца шпинделя выбирается в зависимости от типа станка и способа крепления заготовки или инструмента. Конфигурация и основные размеры переднего конца шпинделя для большинства типов станков стандартизованы (рис. 3.4). На переднем конце шпинделя выполняются специальные фланцы и наружные или внутренние конусы для центрирования и закрепления патрона, оправки или инструмента.

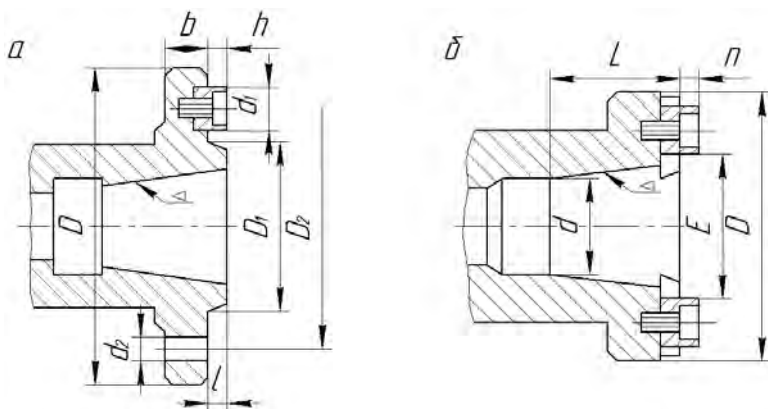


Рис. 3.4. Форма передних концов шпинделей под поворотную шайбу с цилиндрической шпонкой для токарных (а) и с двумя призматическими шпонками для фрезерных и многооперационных сверльно-фрезерно-расточных станков (б)

Шпиндели токарных станков имеют резьбовой или фланцевый передний конец под поворотную шайбу с цилиндрической торцовой шпонкой и конической посадочной шейкой (см. рис. 3.4, *a*), а шпиндели фрезерных станков не имеют поворотной шайбы, но на переднем конце в пазах установлены две торцовые призматические шпонки (см. рис. 3.4, *б*). Одна цилиндрическая или две призматические шпонки на переднем конце служат для передачи крутящих моментов соответственно патрону токарного станка или оправке режущего инструмента фрезерного станка.

### 3.7. Конструирование шпиндельных узлов

При конструировании шпиндельного узла необходимо выполнить расчет его основных конструктивных параметров, разработать конструкцию самого шпинделя, а также шпиндельных опор, выбрав тип подшипников, способ регулирования их предварительного натяга и смазывания и виды уплотнений.

#### 3.7.1. Расчет конструктивных параметров шпиндельного узла

Ниже приведен пример расчета конструктивных параметров шпиндельного узла при заданных максимальной частоте вращения шпинделя  $n_{\max} = 3550 \text{ мин}^{-1}$  и параметре быстроходности узла  $k = (3,5-4,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ .

1. Диаметр шейки шпинделя в передней опоре  $d$  определяется по формуле

$$d = \frac{k}{n_{\max}},$$

где  $k$  – параметр быстроходности шпиндельного узла, соответствующий его определенной кинематической схеме:

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

$n_{\max}$  – максимальная частота вращения шпинделя;  $n_{\max} = 3550 \text{ мин}^{-1}$ .

$$d = \frac{(3,5-4,5) \cdot 10^5}{3550} = 99-127 \text{ мм}.$$

Принимается диаметр шейки шпинделя в передней опоре  $d = 110$  мм.

2. Диаметр шейки шпинделя в задней опоре

$$d_c = (0,8-0,9) \cdot d = (0,8-0,9) \cdot 110 = 88-99 \text{ мм}.$$

Принимается диаметр шейки шпинделя в задней опоре  $d_c = 90$  мм.

3. Вылет передней консоли шпинделя принимается  $a = d = 110$  мм.

4. Межопорное расстояние шпинделя должно быть в пределах

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

где  $a$  – вылет передней консоли шпинделя;  $a = 110$  мм.

$$l = (2,5-3,5) \cdot 110 = 275-385 \text{ мм}.$$

Принимается межопорное расстояние шпинделя  $l = 360$  мм.

### 3.7.2. **Выбор схемы установки подшипников шпиндельных опор**

Шпиндели главных приводов для предотвращения их осевых перемещений с целью повышения точности обработки должны быть зафиксированы в одной или обеих опорах с помощью подшипников. В зависимости от возможности фиксировать шпиндель от осевых смещений в опорах шпиндельного узла опоры могут иметь следующие варианты схем установки подшипников:

- а) фиксирующая и плавающая;
- б) враспор;
- в) врастяжку.

Ниже приводятся примеры конструкций шпиндельных узлов с различными способами установки шариковых и роликовых подшипников в опорах.

Шпиндельный узел с шариковыми радиально-упорными подшипниками имеет вариант схемы их установки в виде фиксирующей и плавающей опоры. *Фиксирующая опора* шпиндельного узла имеет



фиксированные внутренние 9, 14, 16 и наружные 10, 13 и 15 кольца шариковых радиально-упорных подшипников соответственно на шпинделе и в корпусе опоры (рис. 3.5) и ограничивает осевое перемещение шпинделя в обоих направлениях. *Плавающая опора* вообще не ограничивает осевое перемещение шпинделя, так как имеет фиксированные внутренние кольца 2 и 7 подшипников на шпинделе, а наружные кольца 3 и 6 могут свободно перемещаться в корпусе опоры.

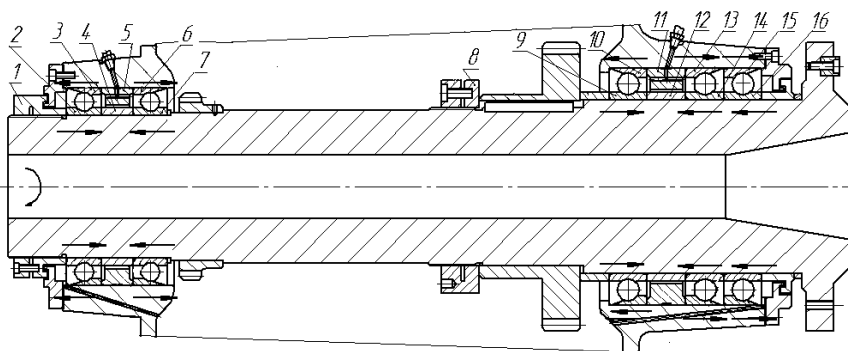


Рис. 3.5. Шпиндельный узел с комплектом триплекс шариковых радиально-упорных подшипников в передней фиксированной опоре и дуплекс – в плавающей задней

Таким образом, передняя опора воспринимает радиальные и с разным направлением осевые нагрузки и является фиксирующей, а задняя опора – только радиальные и является плавающей. Такие схемы установки подшипников в опорах применяются в шпиндельных узлах с большим межопорным расстоянием, в которых необходима компенсация температурных и упругих деформаций шпинделя в процессе осуществления обработки деталей.

Применяются также схемы установки подшипников в опорах шпиндельных узлов, в которых осевое фиксирование шпинделя происходит в обеих опорах. При этом в каждой из них перемещение ограничивается только в одном направлении и опоры воспринимают радиальную и в одном направлении – осевую нагрузки. В зависимости от типа, способа установки и регулировки подшипников эти схемы могут быть *враспор* и *врастяжку*. При установке подшипников *враспор* их наружные кольца имеют ограничение перемеще-

ния в корпусе с внешней стороны опоры, а к внутренней стороне могут смещаться. Регулирование зазора осуществляется при встречном осевом перемещении наружных колец подшипников к внутренним сторонам опор.

При установке подшипников в опорах *встряжку* их наружные кольца фиксируются в корпусе с внутренней стороны опоры, а внутренние кольца, установленные на шпинделе, могут смещаться навстречу друг к другу. В шпиндельном узле с роликовыми радиально-упорными коническими однорядными подшипниками типа 67000

в передней и 17000 в задней опоре применяется установка подшипников *встряжку* (рис. 3.6).

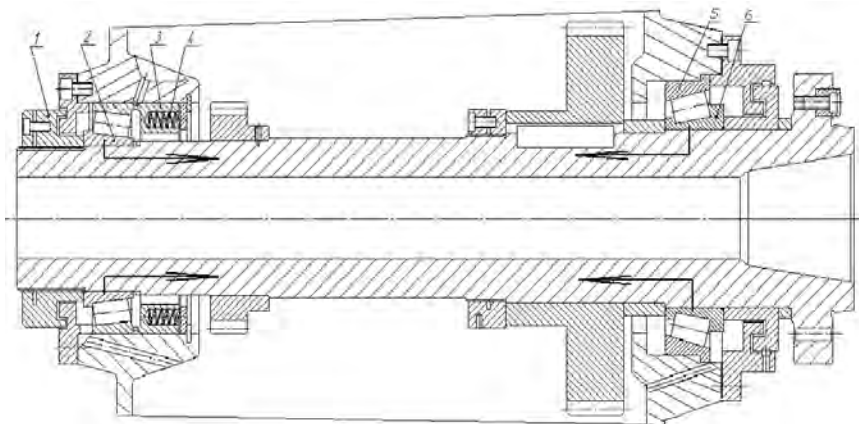


Рис. 3.6. Шпиндельный узел с роликовыми радиально-упорными коническими однорядными подшипниками, установленными в опорах *встряжку*

При установке подшипников *встряжку* регулирование зазора и создание предварительного натяга осуществляются одновременно в обеих опорах при встречном перемещении внутренних колец 2 и 6 к внутренним сторонам опор и при неподвижном положении наружных колец 3 и 5 одной регулировочной гайкой 1 со стороны задней опоры. Кроме того, пружины 4 создают мягкий натяг в задней опоре при смещении наружного кольца 3. Такие схемы установки под-

шипников в опорах применяются в шпиндельных узлах со средним значением межопорного расстояния и при умеренных нагрузках.

### 3.7.3. Способ создания предварительного натяга в подшипниках

Способ создания предварительного натяга в подшипниках назначается в зависимости от их типа и способа установки.

1. В роликовых радиальных цилиндрических двухрядных подшипниках регулируется радиальный натяг, для чего предусматриваются регулировочные гайки 1, 5 и кольца 4 и 12 (рис 3.7). Внутренние кольца подшипников имеют коническое отверстие, поэтому при их осевом смещении гайками 1 и 5 относительно конической шейки шпинделя при неподвижных наружных кольцах 2 и 10 они упруго деформируются и выбирается радиальный зазор между рабочими поверхностями дорожек колец подшипника и роликами.

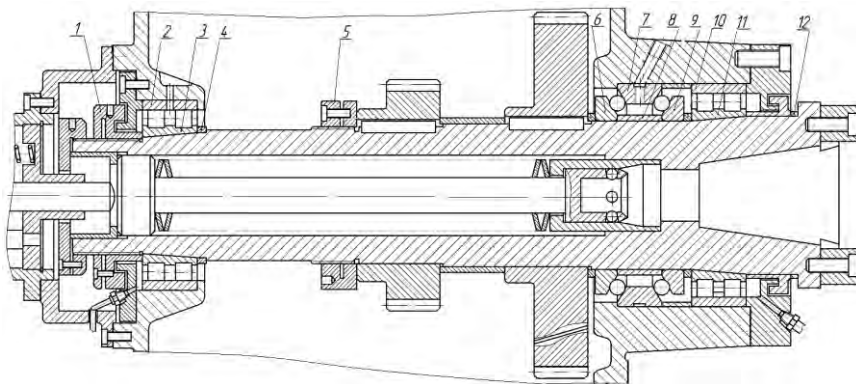


Рис. 3.7. Шпиндельный узел с роликовыми радиальными цилиндрическими подшипниками в обеих опорах и в комплекте с шариковым упорно-радиальным с углом контакта  $60^\circ$  – в передней опоре

2. В опорах с шариковым упорно-радиальным с углом контакта  $60^\circ$  (см. рис 3.7) и с роликовым радиально-упорным коническим (рис 3.8) двухрядными подшипниками для регулирования натяга предусматриваются регулировочные гайки 5, а также регулировочные проставочные втулки 8 между внутренними кольцами подшип-

ников 6 и 9. При их встречном осевом смещении регулировочными гайками 5 при определенной ширине проставочных втулок 8 обеспечивается соответствующая величина предварительного натяга между рабочими поверхностями левых и правых дорожек наружных 7 и внутренних 6 и 9 колец подшипников и телами качения.

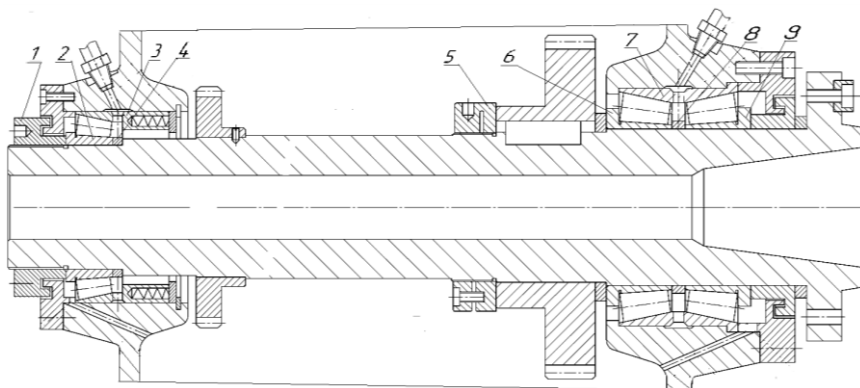


Рис. 3.8. Шпиндельный узел с роликовыми радиально-упорными коническими двухрядным и однорядным подшипниками в опорах

3. В комплектах шариковых радиально-упорных подшипников (см. рис. 3.5) зазор и натяг регулируются проставочными регулировочными втулками 4, 12 и 5, 11 между их внутренними 2-7, 9-14 и наружными 3-6, 10-13 кольцами при осевом смещении последних регулировочными гайками 1 и 8. Соотношение длин распорных втулок обуславливает величину предварительного натяга в зависимости от схемы установки подшипников. Например, при установке по дуплекс О-образной схеме наружная втулка 5 должна быть длиннее внутренней 4, а если по дуплекс X-образной – наоборот.

#### 3.7.4. Пример разработки конструкции шпинделя

Для разработки конструкции шпинделя необходимы исходные данные:

- а) тип станка – токарный;
- б) диаметры базовых шеек шпинделя в передней и задней опорах

$$d = 110 \text{ мм и } d_3 = 90 \text{ мм;}$$

в) межопорное расстояние и вылет консоли шпинделя

$$l = 360 \text{ мм и } a = 110 \text{ мм};$$

г) наличие центрального отверстия в шпинделе – имеется;

д) приводное колесо расположено на межопорной части шпинделя;

е) подшипники – комплекты шариковые радиально-упорные.

При разработке конструкции шпинделя его профиль конструируется на основании основных конструктивных параметров и его конструктивное оформление имеет свои специфические особенности. Диаметры шеек шпинделя в передней и задней опорах выбираются по стандарту в соответствии с типом шариковых радиально-упорных подшипников  $d = 110$  мм и  $d_3 = 90$  мм (рис. 3.9). Шпиндель станка согласно расчету должен иметь передний конец с вылетом консоли  $a \approx 110$  мм и межопорный участок длиной  $l \approx 360$  мм.

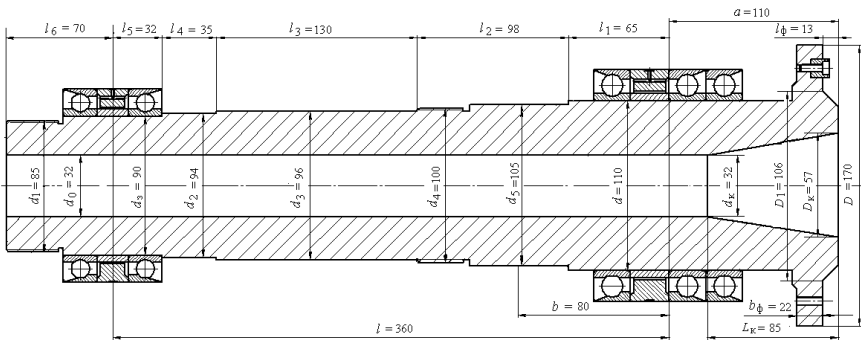


Рис. 3.9. Конструктивная схема шпиндельного узла токарного станка и основные конструктивные размеры

Конфигурация и основные размеры передних концов шпинделя для токарных станков стандартизованы, и они имеют специальные фланцы, а также наружные или внутренние конусы для центрирования и закрепления соответственно патрона или оправки. Выбирается передний конец шпинделя для токарного станка с условным обозначением  $b$ , имеющим стандартные значения диаметра и ширины фланца под поворотную шайбу  $D = 170$  мм и  $b_\phi = 22$  мм и диаметра и ширины наружной конической посадочной шейки для центрирования патрона  $D_1 = 106$  мм и  $l_\phi = 13$  мм (см. рис. 3.9). Фланце-

вый передний конец шпинделя имеет цилиндрическую торцевую шпонку диаметром  $d_{ш} = 19$  мм для передачи крутящих моментов патрону станка.

Для центрирования оправки или приспособления в шпинделе применяется внутреннее отверстие с конусами Морзе, метрическим или с конусностью  $7 : 24$ . Выбирается конус отверстия с условным обозначением  $45$  с конусностью  $7 : 24$  с диаметрами  $d_k = 32$  мм и  $D_k = 57$  мм и с шириной  $L_k = 85$  мм.

Диаметры шеек резьбовых соединений под регулировочные гайки  $d_1$  и  $d_4$  выбираются по стандарту  $d_1 = 85$  мм и  $d_4 = 100$  мм, а диаметры шеек со свободным размером  $d_3$  и для посадки зубчатого колеса  $d_5$  выбираются конструктивно:  $d_3 = 96$  мм и  $d_5 = 105$  мм. При этом обеспечивается сборка шпиндельного узла, так как диаметры шеек шпинделя имеют постепенное увеличение их значений. Собираемые детали свободно проходят над поверхностью шпинделя до места их посадки, т. е. выполняется условие сборки, имеющее выражение  $d_1 = 85 < d_3 = 90 < d_2 = 94 < d_3 = 96 < d_4 = 100 < d_5 = 105 < d = 110$  мм (см. рис 3.9). Ширина шеек шпинделя  $l_j$  выбирается конструктивно в зависимости от ширины устанавливаемых на них объектов.

Шпиндель токарного станка выполняется полым с диаметром внутреннего отверстия шпинделя  $d_0$ , который определяется конструкцией привода устройства зажима-разжима заготовки и принимается конструктивно:  $d_0 = 32$  мм.

### 3.7.5. Конструирование шпиндельных узлов

Шпиндельные узлы имеют особенности конструкции в зависимости от типа станка и компоновки шпиндельной бабки, вида подшипников и приводной передачи, схемы расположения подшипников в опорах и приводного звена на шпинделе, способа создания натяга и метода смазывания опор и др.

1. Шпиндельный узел с роликовыми радиальными двухрядными цилиндрическими подшипниками типа 3182100 в обеих опорах и в комплекте с шариковыми упорными – типа 8000 в передней опоре (рис. 3.10) обладает высокой осевой и радиальной жесткостью. В нем передняя опора является фиксирующей, а задняя – плавающей в виде радиального подшипника. Предварительный радиальный

натяг в роликовых радиальных цилиндрических подшипниках осуществляется за счет определенной ширины компенсаторных кольца 2 и полуколец 7, установленных перед внутренними кольцами подшипников с коническими посадочными отверстиями. В упорных подшипниках создается мягкий натяг с помощью пружин 6 после их предварительной регулировки. Регулировка натяга в передней и задней опорах осуществляется с помощью отдельных регулировочных гаек 1 и 3, а втулки 4 и 5 являются обычными проставочными втулками. Данный шпиндельный узел разработан для главного привода токарного станка с приводными зубчатыми передачами, расположенными на межопорной части шпинделя.

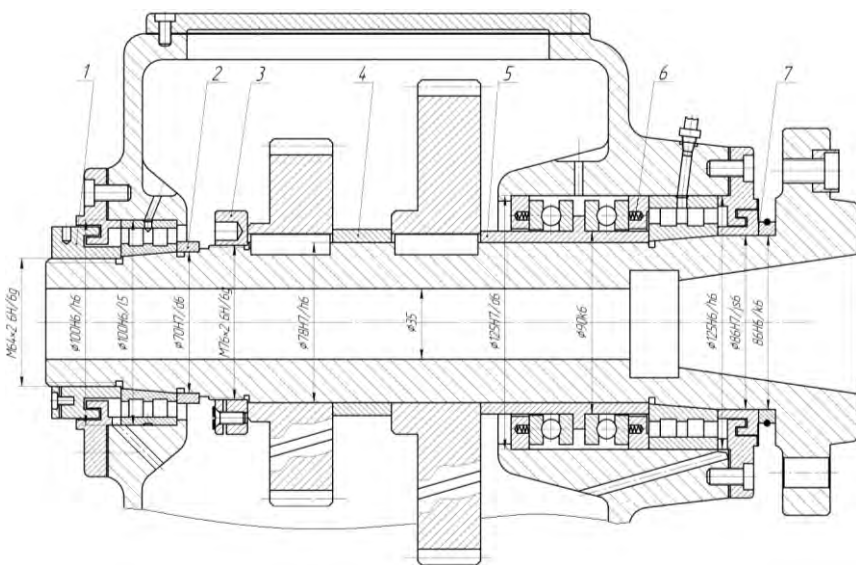


Рис. 3.10. Шпиндельный узел с роликовыми радиальными цилиндрическими подшипниками в опорах и в комплекте с шариковыми упорными – в передней опоре

2. Шпиндельный узел с роликовым радиально-упорным коническим двухрядным подшипником типа 697000 в передней опоре и с однорядным – типа 17000 в задней опоре имеет фиксирующую переднюю и плавающую – заднюю опоры. Ниже приведен пример применения такой конструкции в автономном шпиндельном узле многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка с приводом

через шлицевое соединение со стороны задней опоры (рис. 3.11). Передняя опора шпиндельного узла имеет высокую жесткость, и определенный предварительный натяг создается с помощью регулировочной гайки 1 при фиксированном наружном кольце 7 и при соответствующей ширине регулировочной втулки 6 между внутренними кольцами подшипника 5 и 8. В задней опоре создается мягкий натяг при смещении наружного кольца 3 с помощью пружин после предварительной жесткой регулировки натяга подшипника регулировочной гайкой 1 при соответствующей ширине регулировочной втулки 4. Корпус шпиндельного узла имеет фланец для крепления его на коробку скоростей шпиндельной бабки.

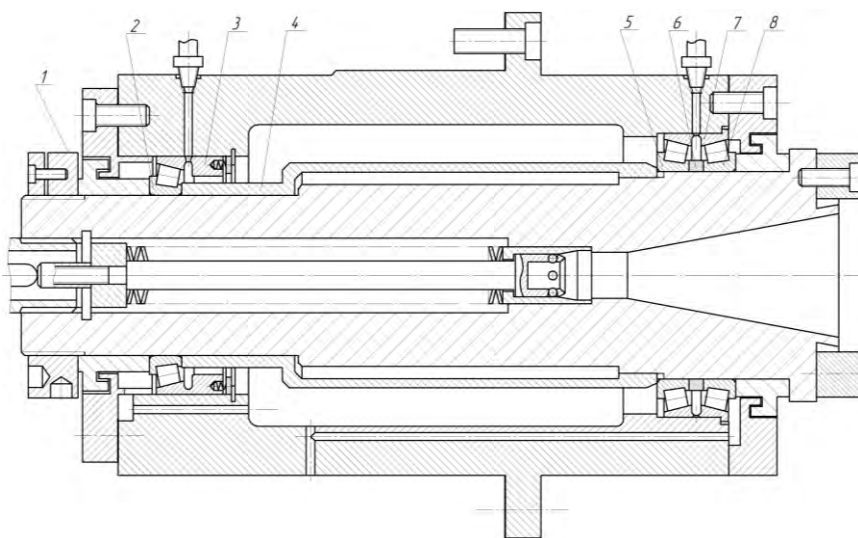


Рис. 3.11. Автономный шпиндельный узел с роликовыми радиально-упорными коническими подшипниками: двухрядным в передней и однорядным – в задней

3. Автономный шпиндельный узел шпиндельной бабки многооперационного станка с роликовыми радиальными двухрядными цилиндрическими подшипниками типа 3182100 в обеих опорах и с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников типа 36000 или 46000 в передней опоре имеет фиксирующую переднюю опору, а заднюю – плавающую в виде радиального подшипника (рис. 3.12).



Предварительный радиальный натяг в роликовых радиальных цилиндрических подшипниках осуществляется за счет определенной ширины компенсаторных кольца 4 и полуколец 12, установленных перед внутренними кольцами подшипников с коническими посадочными отверстиями 3 и 11. В шариковых радиально-упорных подшипниках величина натяга определяется разностью ширины регулировочных втулок 8 и 9 между наружными и внутренними кольцами подшипников (см. рис. 3.12) по ранее описанной методике. Регулировка натяга в передней и задней опорах осуществляется отдельными регулировочными гайками 1 и 5.

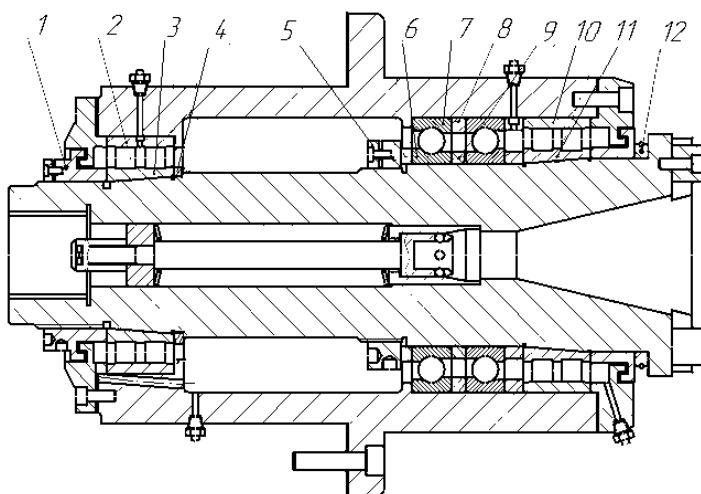


Рис. 3.12. Автономный шпиндельный узел с роликовыми радиальными подшипниками в обеих опорах и с комплектом шариковых радиально-упорных – в передней опоре

4. Шпиндельный узел шпиндельной бабки токарного станка с роликовым радиальным цилиндрическим подшипником типа 3182100 в комплекте с шариковым упорно-радиальным подшипником с углом контакта  $60^\circ$  типа 178000 в передней опоре и с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников типа 36000 или 46000 в задней опоре (рис. 3.13) имеет фиксирующую переднюю опору и плавающую заднюю. Предварительный радиальный натяг в роликовом радиальном цилиндрическом подшипнике осуществляется за счет определенной ширины компенсаторных полуколец 15, уста-

новленных перед внутренним кольцом подшипника с коническим посадочным отверстием 13. В упорно-радиальном подшипнике с углом контакта  $60^\circ$  определенный натяг создается за счет соответствующей ширины проставочной втулки 11 между его внутренними кольцами 9 и 12 (см. рис. 3.13). В шариковых радиально-упорных подшипниках в задней опоре его величина определяется разностью ширины регулировочных втулок 4 и 5 между наружными 3, 6 и внутренними 2, 7 кольцами подшипников. Регулировка натяга в передней и задней опорах осуществляется отдельными регулировочными гайками 1 и 8.

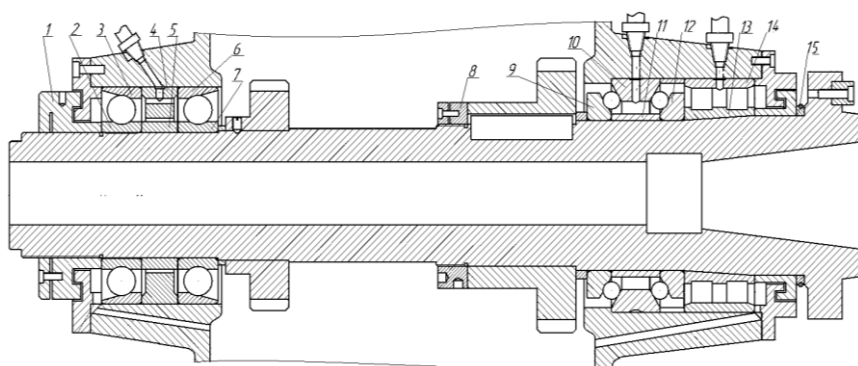


Рис. 3.13. Шпиндельный узел с роликовым радиальным подшипником в комплекте шариковым упорно-радиальным с углом контакта  $60^\circ$  – в передней опоре и с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников в задней опоре

5. Шпиндельные узлы с комплектом из трех шариковых радиально-упорных подшипников типа 36000 или 46000 со схемой триплекс тандем О-образный в передней опоре и с роликовым радиальным цилиндрическим двухрядным подшипником типа 3182100 в задней опоре имеют переднюю опору – фиксирующую, а заднюю – плавающую (рис. 3.14 и 3.15). Ниже приведены варианты применения таких конструкций шпиндельных узлов в автономной шпиндельной бабке токарного станка с приводной ременной передачей (см. рис. 3.14) и в бабке многооперационного станка с приводом через шлицевое соединение со стороны задней консоли (см. рис. 3.15). Предварительный натяг в задней и передней опорах создается с помощью регулировочных гаек 1 и 3, а его допустимое значение ре-

гламентируется соответственно заданной шириной втулки 2 и разностью ширин проставочных втулок 4, 5 между наружными и внутренними кольцами подшипников.

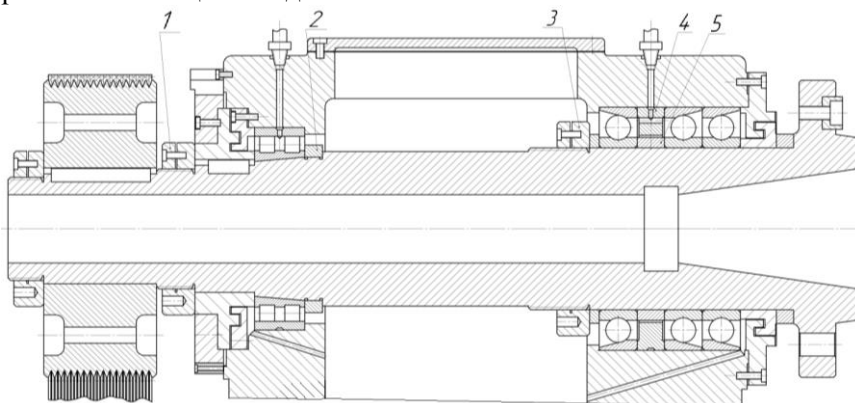


Рис. 3.14. Шпиндельный узел автономной шпиндельной бабки с ременным приводом токарного станка с шариковыми радиально-упорными подшипниками триплекс тандем О-образный в передней опоре и роликовым радиальным цилиндрическим – в задней

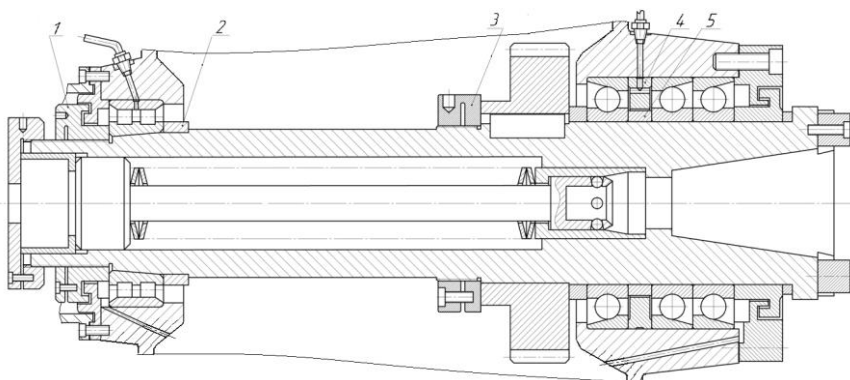


Рис. 3.15. Шпиндельный узел многооперационного станка с приводным шлицевым соединением с комплектом триплекс тандем О-образный шариковых радиально-упорных подшипников в передней опоре и роликовым радиальным цилиндрическим – в задней

6. Шпиндельные узлы с комплектом триплекс или дуплекс радиально-упорных шариковых подшипников типа 3600 и 4600 в передней опоре и в виде дуплекс – в задней могут иметь разные схемы установки в опорах.

Если применяется схема установки подшипников в опорах триплекс тандем О-образный и дуплекс О-образный, то передняя опора будет фиксированной, а задняя – плавающей. Пример применения такой конструкции шпиндельного узла приведен в автономном шпиндельном узле многооперационного станка (рис. 3.16). Регулирование предварительного натяга в подшипниках при их установке по схеме плавающая–фиксированная опора осуществляется регулировочными гайками 1 и 8, величина натяга регламентируется разницей ширины регулировочных втулок 4, 5 и 11, 12 соответственно в передней и задней опорах.

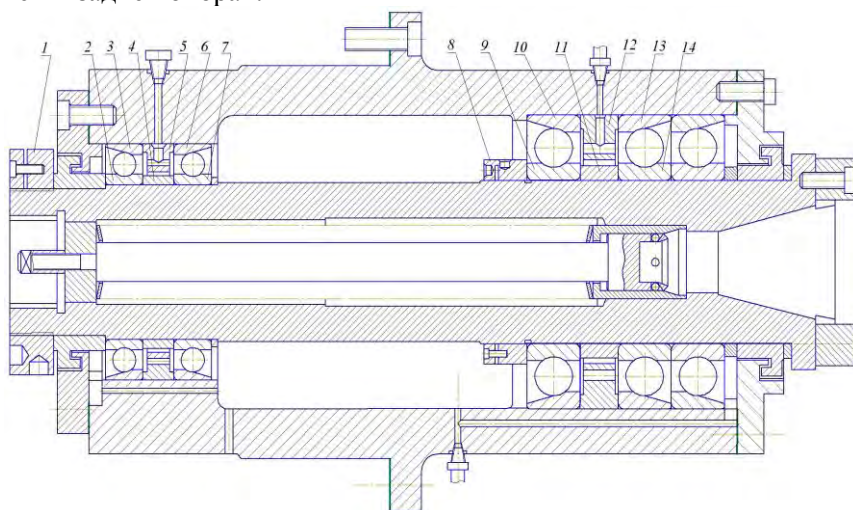


Рис. 3.16. Автономный шпиндельный узел с комплектами триплекс тандем О-образный из шариковых радиально-упорных подшипников в передней фиксированной опоре и дуплекс О-образный – в задней плавающей

Если в шпиндельных опорах применяются комплекты триплекс и дуплекс тандем, то подшипники устанавливаются по схеме вставляю. Пример применения такой конструкции шпиндельного узла приведен в автономной шпиндельной бабке токарного станка (рис. 3.17).

При установке подшипников шпинделя вращающую регулирование предварительного натяга осуществляется регулировочной гайкой 1 одновременно в обеих опорах за счет смещения внутренних колец подшипников 3, 5 и 8, 11, 13 относительно внешних 2, 4 и 9, 10, 12 к внутренним поверхностям корпуса бабки. При этом величина натяга в передней и задней шпиндельных опорах регламентируется шириной регулировочной втулки 6.

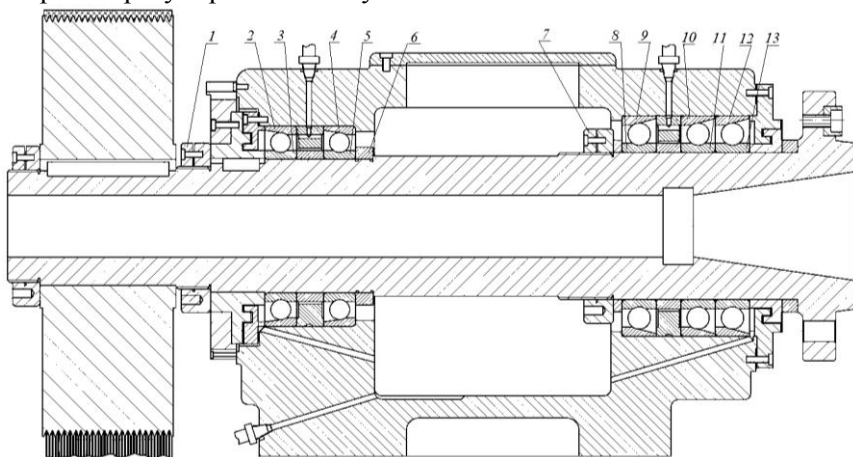


Рис. 3.17. Автономная шпиндельная бабка со шпиндельным узлом с комплектами триплекс и дуплекс тандем шариковых радиально-упорных подшипников, установленных вращающую, соответственно в передней и задней опорах

Если в обеих шпиндельных опорах применяются комплекты подшипников дуплекс О-образный, то одна опора будет фиксирующей и вторая – плавающей, а если – дуплекс тандем, то подшипники устанавливаются по схеме вращающую, как было описано ранее. Пример применения такой конструкции с комплектами подшипников дуплекс О-образный в обеих шпиндельных опорах приведен в шпиндельном узле шпиндельной бабки токарного станка (рис. 3.18), при этом передняя опора фиксирующая, а задняя – плавающая. Регулирование предварительного натяга в подшипниках осуществляется регулировочными гайками 1 и 8, величина натяга регламентируется разницей ширины регулировочных втулок 4, 5 и 11, 12 соответственно в передней и задней опорах.

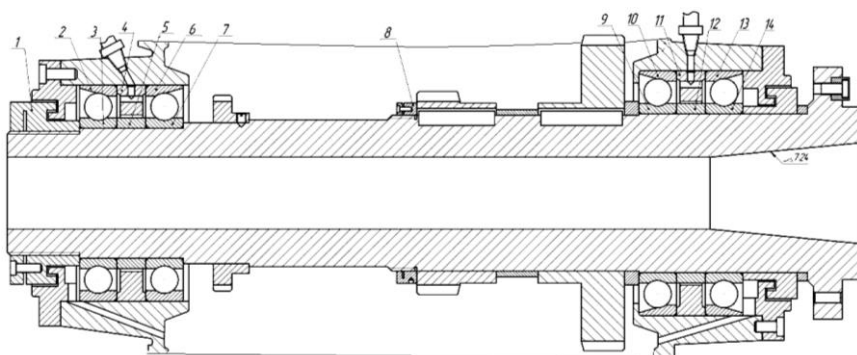


Рис. 3.18. Шпиндельный узел с комплектами дуплекс О-образный шариковых радиально-упорных подшипников в передней фиксированной и в задней плавающей опоре

7. Шпиндельные узлы с роликовым радиальным цилиндрическим подшипником типа 3182100 в одной из опор и с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников типа 36000 или 46000 в противоположной опоре имеют соответственно плавающие и фиксирующие опоры, т. е. комплект радиально-упорных подшипников будет фиксирующей опорой, а радиальный подшипник – плавающей. Примеры применения таких конструкций приведены в автономных шпиндельных узлах многооперационного станка. Шпиндельный узел с роликовым радиальным цилиндрическим подшипником в передней опоре и с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников – в задней имеет переднюю плавающую и заднюю фиксирующую опору (рис. 3.19). Регулирование предварительного натяга в подшипниках осуществляется регулировочной гайкой 1, величина натяга регламентируется шириной полуколец 9 и разницей ширины регулировочных втулок 3, 4 соответственно в передней и задней опорах.

Шпиндельный узел с комплектом шариковых радиально-упорных подшипников в передней опоре и с роликовым радиальным цилиндрическим подшипником – в задней имеет переднюю фиксирующую и заднюю плавающую опору (рис. 3.20). Регулирование предварительного натяга в подшипниках осуществляется регулировочной гайкой 1, величина натяга регламентируется разницей ширины регулировочных втулок 7, 8 и шириной проставочной втулки 4 соответственно в передней и задней опорах.

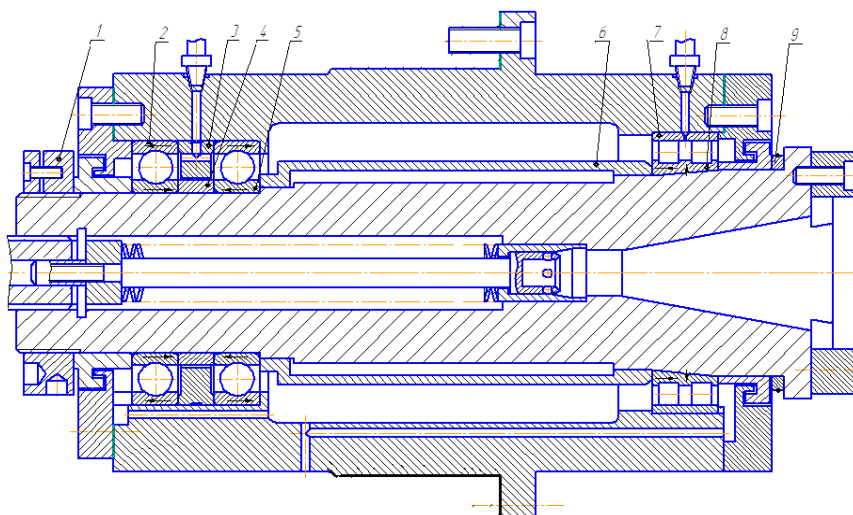


Рис. 3.19. Шпиндельный узел с роликовым радиальным цилиндрическим подшипником в передней опоре и с комплектом дуплекс шариковых радиально-упорных – в задней

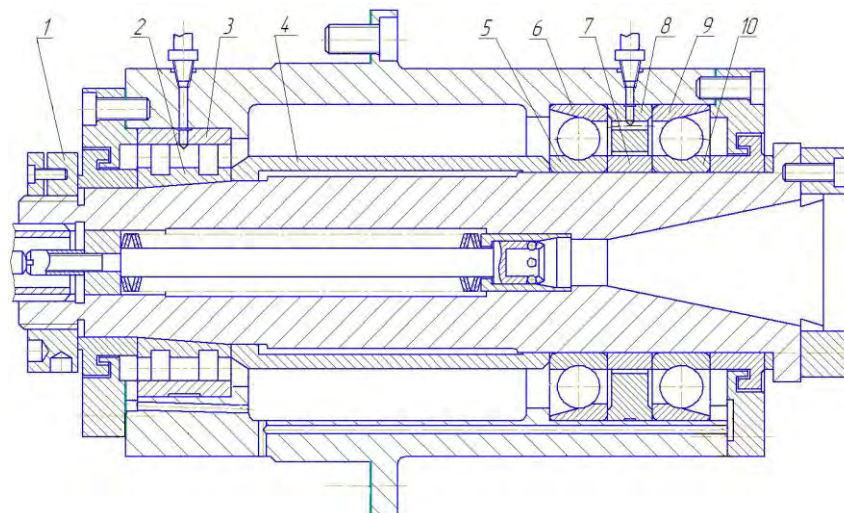


Рис. 3.20. Шпиндельный узел с комплектом дуплекс шариковых радиально-упорных подшипников в передней опоре и с роликовым радиальным цилиндрическим – в задней

### *3.7.6. Системы смазывания подшипников шпиндельных опор*

Смазывание подшипников шпиндельных опор может осуществляться с помощью жидких и пластичных смазочных материалов. Метод смазывания выбирается исходя из требуемой предельной быстроходности шпинделя, его горизонтального или вертикального положения, возможной конструкции уплотнений и условий подвода смазочного материала. Пластичные смазочные материалы применяются при сравнительно невысокой быстроходности шпинделя и если не требуется охлаждение опор. Особенно целесообразно их применять в автономных шпиндельных узлах, не имеющих зубчатых передач, которые обычно смазываются жидким маслом. Также их применяют в шпиндельных узлах, расположенных вертикально или наклонно, так как при применении пластичных смазочных материалов уплотнения становятся более простыми. Жидкие смазочные материалы хорошо отводят тепло от шпиндельных опор, уносят из подшипников продукты изнашивания и обеспечивают образование масляной пленки в зоне контакта на их рабочих поверхностях. В зависимости от способности отводить тепло из зоны опор качения системы смазывания могут быть обильного смазывания с отводом тепла и минимального смазывания без отвода тепла.

Часто используется циркуляционное смазывание, при котором масло подается в шпиндельные опоры через каналы подвода в корпусе шпиндельного узла и специально предусмотренные отверстия в наружном кольце подшипника. Если два подшипника установлены рядом, то масло целесообразно подводить между ними, а при вертикальном положении шпинделя оно подводится к подшипнику верхней опоры. Масло циркулирует через рабочую зону подшипников шпинделя и отводится через каналы отвода в корпусе в виде свободного слива масла, благодаря чему снижается температура опоры.

Так, масло в переднюю опору шпиндельного узла (рис. 3.21) подается принудительно через штуцера 4 и 7, каналы в корпусе шпиндельной бабки 5 и 8, отверстия в наружных кольцах подшипников 6 и 9 и далее – в их рабочую зону. Из опоры шпинделя предусмотрен свободный слив масла через каналы для слива 10 и 11, благодаря этому не допускается застой масла и опора охлаждается. В заднюю



опору масло подается через штуцер 1, канал 2 в корпусе и далее через радиальные и осевые отверстия 3 в наружной регулировочной втулке, находящейся между кольцами подшипников, в их рабочую зону всасывания к малому диаметру дорожек качения. Свободный слив масла из задней опоры осуществляется через предусмотренные в корпусе каналы для слива 12 и 13. Шпиндельный узел имеет лабиринтные уплотнения, которые защищают подшипники от СОЖ и препятствуют вытеканию смазочного материала.

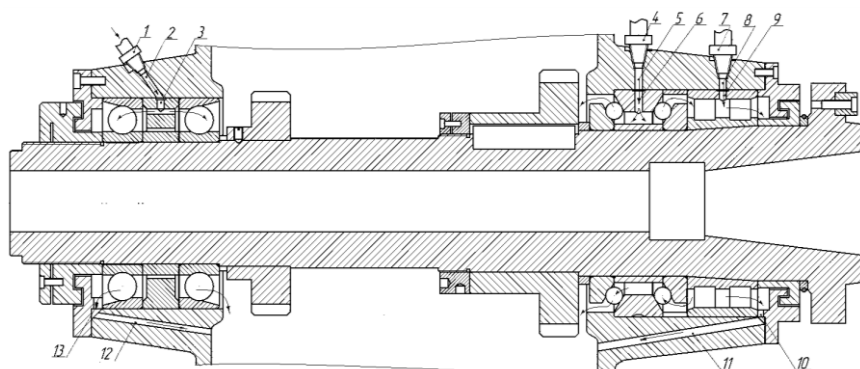


Рис. 3.21. Шпиндельный узел с каналами для циркуляционного смазывания подшипников шпиндельных опор

Ниже приведены конструкции автономного шпиндельного узла многооперационного и автономной шпиндельной бабки токарного станков с указанием стрелками потоков масла по каналам подвода, через рабочую зону подшипников и свободного слива при циркуляционном смазывании шпиндельных опор (рис. 3.22 и 3.23). Процесс смазывания подшипников указанных шпиндельных узлов осуществляется так же, как было описано выше, однако имеются некоторые конструктивные особенности расположения каналов и отличия в их количестве в зависимости компоновки узла.

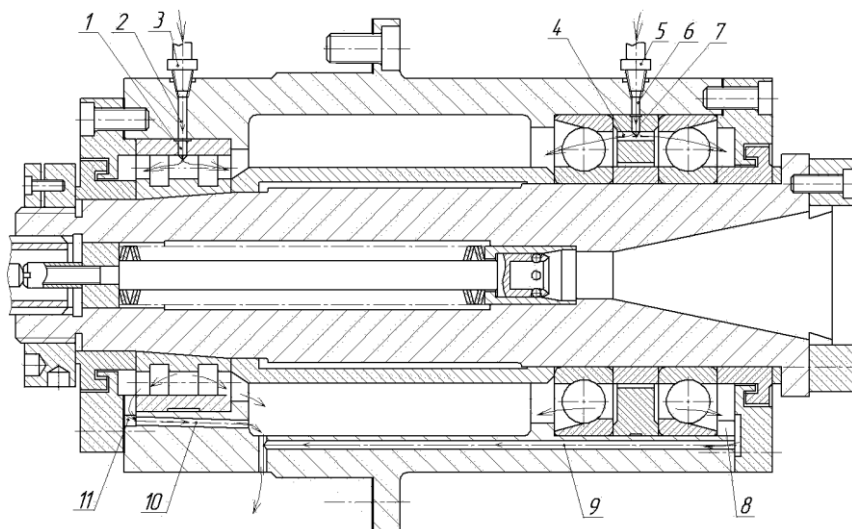


Рис. 3.22. Автономный шпиндельный узел многооперационного станка с каналами для циркуляционного смазывания подшипников шпиндельных опор

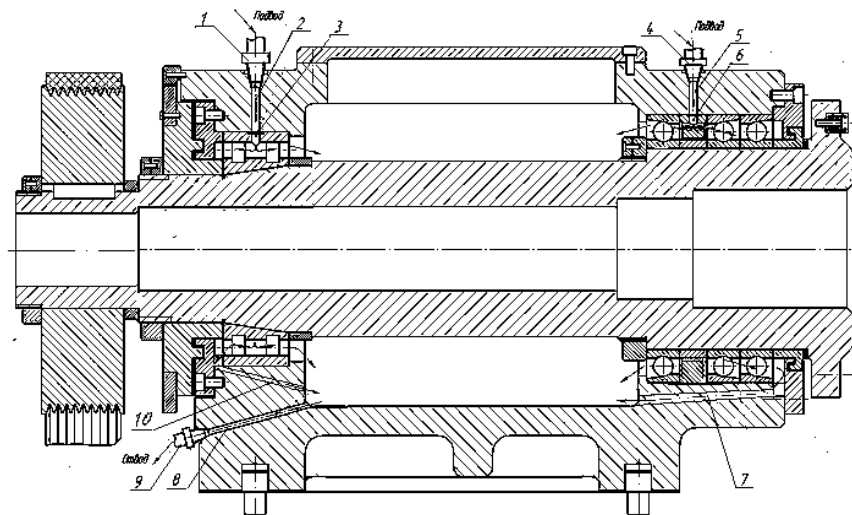


Рис. 3.23. Автономная шпиндельная бабка токарного станка с каналами для циркуляционного смазывания подшипников шпиндельных опор

### 3.8. Содержание отчета

1. Эскиз конструкции шпиндельного узла с описанием особенности переднего конца шпинделя, типа подшипников и вида их уплотнений, приводного звена и особенности его расположения.

2. Кинематическая схема разработанного по заданию шпиндельного узла с описанием ее особенностей и типа подшипников.

3. Схема шпиндельного узла с обозначенными всеми элементами для регулирования зазоров и создания натяга в подшипниках шпиндельных опор (регулирующих гаек и втулок, колец подшипников и т. д.) с указанием стрелками направления смещения наружных и внутренних колец и описание способа этого регулирования.

4. Схема шпиндельного узла с обозначенными всеми каналами подачи смазки (в корпусе бабки и в кольцах подшипников, в крышках и втулках и т. д.) и с указанными стрелками потоками подвода и отвода смазки через специальные каналы и рабочую зону подшипников и описание процесса смазывания подшипников шпиндельных опор.

### 3.9. Контрольные вопросы

1. Назначение шпиндельного узла и особенность его конструкции.

2. Типы подшипников шпиндельных опор, область их применения и особенности вариантов установки враспор и в растяжку и в виде фиксирующей и плавающей опоры.

3. Типовые структурно-кинематические схемы шпиндельных узлов, особенности их подшипников и параметров быстроходности.

4. Основные конструктивные параметры шпиндельных узлов и типовые конструкции передних концов шпинделя для различных станков.

5. Как осуществляется и каковы особенности регулировки подшипников при установке их по схеме враспор и в растяжку, а также в фиксирующих и плавающих опорах?

6. Как осуществляется регулировка предварительного натяга в роликовых радиальных цилиндрических подшипниках?

7. Как осуществляется регулировка предварительного натяга в роликовых радиально-упорных конических двухрядных подшипниках?

8. Как осуществляется регулировка предварительного натяга в комплектах шариковых радиально-упорных подшипников?

9. При каких условиях рекомендуется применять жидкие или пластичные смазочные материалы?

## 4. РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

### 4.1. Программа практического занятия

1. Типовые расчетные схемы шпиндельных узлов, их особенности и область применения.

2. Суть расчета шпиндельных узлов на жесткость и ее показатели.

3. Расчетные схемы и расчет действующих нагрузок на шпиндельный узел при выполнении различных операций обработки на станках (токарных, расточных, фрезерных и др.).

4. Методика составления схем расчета шпиндельных узлов на жесткость при различных операциях обработки на станках (токарных, расточных, фрезерных и др.).

5. Расчет шпиндельных узлов на жесткость и особенности расчетных формул для различных главных приводов и различных станков.

### 4.2. План практического занятия

1. Ознакомиться с типовыми расчетными схемами шпиндельных узлов.

2. Изучить суть расчета шпиндельных узлов на жесткость и ее показателей:

а) смещения переднего конца шпинделя  $\delta$ ;

б) угла поворота оси шпинделя на передней опоре  $\theta$ .

3. Ознакомиться с методикой составления расчетных схем нагрузок действующих на шпиндельный узел, при выполнении токарных и фрезерных операций обработки на станках.

4. Изучить методику расчета нагрузок, действующих на шпиндельный узел (составляющих сил резания  $P_y$  и  $P_v$  при точении или  $P_h$  и  $P_v$  при фрезеровании и сил от приводной зубчатой передачи  $F_r$  и  $F_t$  или  $F$  от ременной передачи), при выполнении различных операций обработки на станках.

5. Ознакомиться с методикой составления схем расчета шпиндельных узлов на жесткость при токарных и фрезерных операциях обработки на станках.

6. Изучить расчетные формулы и методику расчета шпиндельных узлов на жесткость для различных главных приводов.

7. Составить расчетные схемы действующих нагрузок на шпиндель, а также шпинделя на жесткость в соответствии с заданием, рассчитать показатели жесткости  $\delta$  и  $\theta$  и сравнить с их допускаемыми значениями.

8. Составить отчет о выполненной работе.

#### 4.3. Расчетные схемы и определение нагрузок, действующих на шпиндельный узел

Основными расчетами шпиндельного узла являются расчет на жесткость для шпинделей всех типов и расчет на виброустойчивость для высокоскоростных шпинделей. Для расчета нагрузок, действующих на шпиндель, составляется пространственная расчетная схема. В соответствии со сверткой привода и в зависимости от вида станка и выполняемой типовой для него операции на схеме указываются действующие на шпиндель составляющие сил резания и нагрузки от принятого приводного элемента (рис. 4.1). Затем выбираются оси координат  $Y-Z$ , при этом желательно, чтобы ось  $Y$  была направлена параллельно составляющей силы резания  $P_y$  или  $P_h$ , а ось  $Z$  соответственно  $-P_z$  или  $P_v$  для упрощения расчета их проекций.

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

а) для токарного горизонтального станка с приводом шпинделя зубчатый колесом, с действующими окружной  $F_t$  и радиальной  $F_r$  силами зубчатого зацепления и радиальной  $P_y$  и тангенциальной  $P_z$  составляющими силами резания (рис. 4.1, а);

б) для фрезерного и многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатый колесом, с действующими окружной  $F_t$  и радиальной  $F_r$  силами зубчатого зацепления и составляющими силами резания: параллельной  $P_h$  и перпендикулярной  $P_v$  подаче при попутном фрезеровании (рис. 4.1, б);

в) для токарного станка с наклонной станиной с приводом шпинделя ременной передачей, с действующей радиальной силой  $F$  натяжения ремня ременной передачи, радиальной  $P_y$  и тангенциальной  $P_z$  составляющими силами резания и с наклонной системой координат  $Y-Z$  для удобства проектирования сил (рис. 4.1, в);

г) для фрезерного или многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатой муфтой, шлицевым соединением или шкивом на разгрузочном устройстве, с действующим крутящим моментом  $T$  от приводного элемента и составляющими силами резания: параллельной  $P_h$  и перпендикулярной  $P_v$  подаче при встречном фрезеровании (рис. 4.1, з).

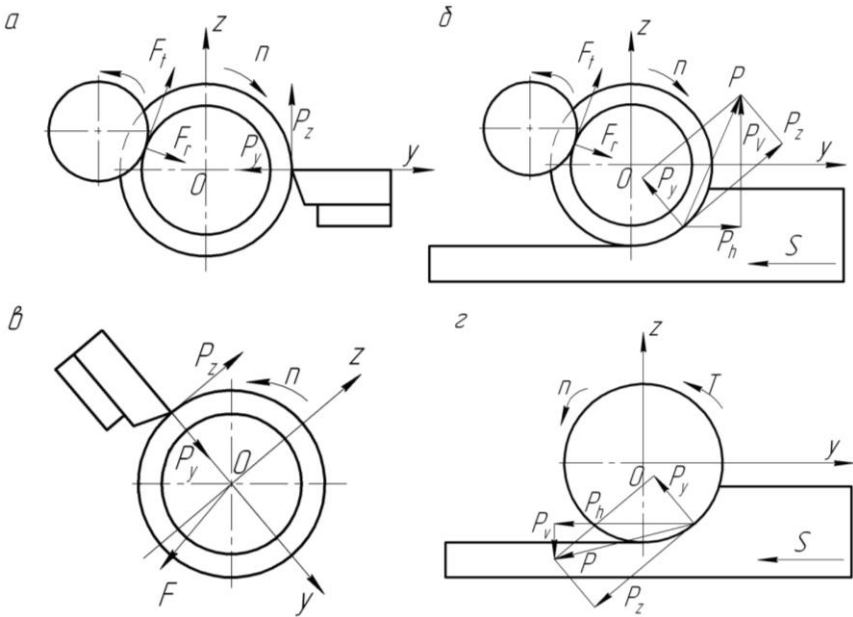


Рис. 4.1. Расчетные схемы нагрузок на шпиндель от сил резания и приводного элемента в виде зубчатого колеса (а, б), шкива ременной передачи (в) и зубчатой муфты, шлицевого соединения или шкива на разгрузочном устройстве (з)

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

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_w};$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_x = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

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

$d_w$  – диаметр начальной окружности приводного зубчатого колеса, м;

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

$\beta$  – угол наклона зубьев косозубых колес, градус.

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

$$N_b = \frac{P_z \cdot v_\delta}{6 \cdot 10^4},$$

отсюда

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_b}{v_\delta}.$$

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

$$v_\delta = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_\delta}{1000}.$$

Величины остальных составляющих силы резания  $P$ , а именно: осевой  $P_x$  и радиальной  $P_y$  для различных видов процессов обработки, а также составляющих сил резания: параллельной  $P_n$  и перпен-

дикулярной  $P_v$  подаче, определяются из их соотношения с тангенциальной составляющей силы резания  $P_z$ .

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

$$P_x = k_x \cdot P_z = (0,50-0,55) \cdot P_z$$

$$P_y = k_y \cdot P_z = (0,3-0,4) \cdot P_z$$

а параллельная  $P_h$  и перпендикулярная  $P_v$  подаче составляющие силы резания определяются в зависимости от вида фрезерования:

а) симметричное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,3-0,4) \cdot P_z$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,85-0,95) \cdot P_z;$$

б) несимметричное встречное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,6-0,8) \cdot P_z$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,85-0,95) \cdot P_z;$$

в) несимметричное попутное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,2-0,3) \cdot P_z$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,9-1,0) \cdot P_z.$$

При обработке цилиндрической фрезой расчет составляющих сил резания проводится по формулам в зависимости от вида фрезерования:

а) встречное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (1,1-1,2) \cdot P_z$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,0-0,25) \cdot P_z;$$



б) попутное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,8-0,9) \cdot P_z,$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,7-0,9) \cdot P_z.$$

#### 4.4. Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость

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

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

а) расчетные схемы шпиндельного узла с приводным зубчатым колесом, расположенным на межопорной части шпинделя (рис. 4.2, а), и с приложенными суммарными проекциями  $F_y$  и  $F_z$  действующих сил  $F_r, F_t$  от зубчатой передачи и составляющих сил резания  $P_y, P_z$  (рис. 4.1, а) или  $P_v$  и  $P_h$  (рис. 4.1, б);

б) расчетные схемы шпиндельного узла с приводным шкивом ременной передачи, расположенным на консольной задней части шпинделя (рис. 4.1, б), и с приложенными проекциями  $F_y$  и  $F_z$  действующей силы  $F$  от ременной передачи и составляющих сил резания  $P_y, P_z$  (рис. 4.1, в);

в) расчетная схема шпиндельного узла со шпинделем, разгруженным от действия сил приводного элемента (рис. 4.1, в) и с приложенными крутящим моментом  $T$  от приводной передачи и составляющими силами резания  $P_v$  и  $P_h$  или общей силой резания  $P$  (рис. 4.1, г).

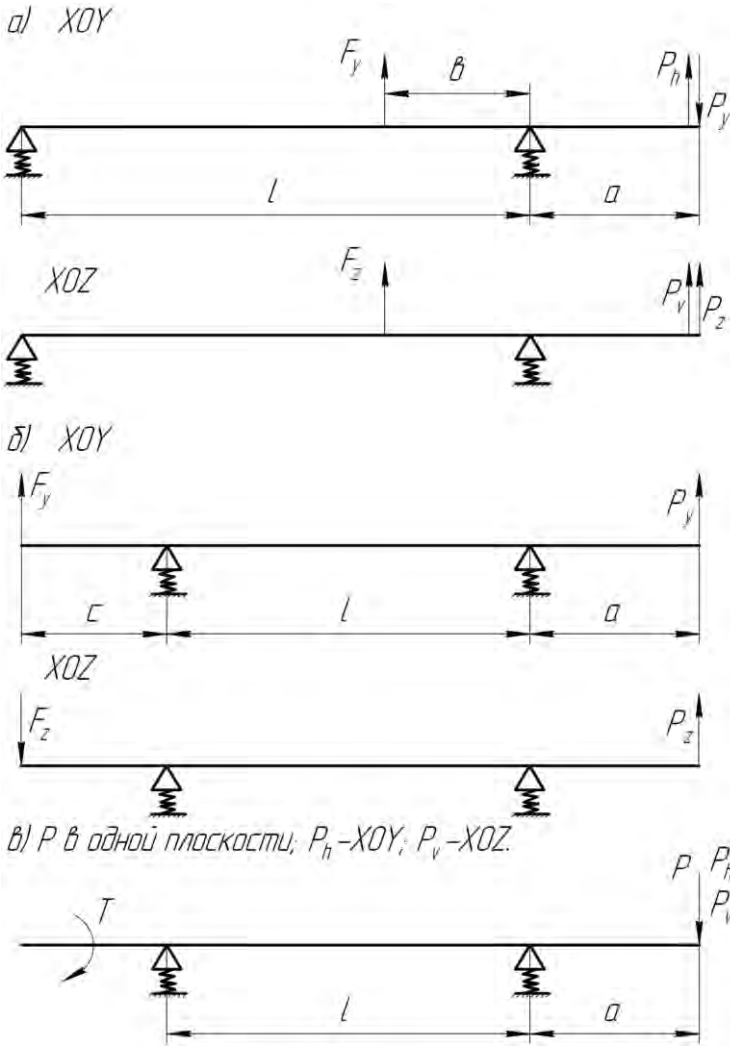


Рис. 4.2. Расчетные схемы шпиндельных узлов на жесткость:

- $a$  – с приводным колесом, расположенным на межопорной части шпинделя;
- $б$  – с приводным шкивом, расположенным на консольной задней части шпинделя;
- $в$  – с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента

К консольной части шпинделя на расстоянии  $a$  от передней опоры прикладываются суммарные проекции составляющих сил реза-

ния  $P_y$  и  $P_z$  или  $P_v$  и  $P_h$  в зависимости от вида обработки или общая сила резания  $P$ , если составляется одна расчетная схема в одной плоскости (см. рис. 4.2, а, б и в):

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

Место приложения суммарных проекций сил приводного элемента  $F_y$  и  $F_z$  зависит от его расположения на шпинделе и может быть:

а) на межопорной части на расстоянии  $b$  от передней опоры (см. рис. 4.2, а);

б) консольной части на расстоянии  $c$  от задней опоры (см. рис. 4.2, б);

в) со стороны задней опоры в виде крутящего момента  $T$  (см. рис. 4.2, в).

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

а)  $\epsilon = 0,45-0,65$ , радиальные двухрядные роликовые подшипники в передней и задней опорах и упорные шариковые – в передней опоре;

б)  $\epsilon = 0,30-0,45$ , радиально-упорные конические роликовые двухрядные подшипники в передней и однорядные – в задней опоре;

в)  $\epsilon = 0,30-0,45$ , радиальные роликовые подшипники в передней и задней опоре и упорно-радиальные шариковые – в задней опоре;

г)  $\epsilon = 0,20-0,30$ , комплекты триплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и дуплекс – в задней опоре;

д)  $\epsilon = 0,15-0,20$ , комплекты дуплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и задней опоре.

#### 4.5. Расчет шпиндельного узла на жесткость

Расчет шпинделя на жесткость выполняется для шпиндельного узла в целом. Оценка радиальной жесткости производится по величине прогиба переднего конца шпинделя  $\delta$  как комплексного показателя, происходящего за счет упругой деформации при изгибе консольной и межопорной части собственно шпинделя и деформации

(податливости) его опор и по величине угла поворота упругой линии оси деформированного шпинделя  $\theta$  в передней опоре. При этом перемещения, вызванными сдвигом от действия поперечных сил, пренебрегают. В общем случае расчет  $\delta$  и  $\theta$  осуществляется в двух плоскостях и определяются их суммарные значения:

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

где  $\delta_{XY}$  и  $\delta_{XZ}$  – прогибы переднего конца шпинделя в плоскостях  $XY$  и  $XZ$ ;

$\theta_{XY}$  и  $\theta_{XZ}$  – углы поворота упругой линии шпинделя в плоскостях  $XY$  и  $XZ$ .

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

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

где  $l$  – межопорное расстояние шпинделя, мм.

При этом должны выполняться условия жесткости

$$\delta_{\Sigma} \leq [\delta] \quad \text{и} \quad \theta_{\Sigma} \leq [\theta].$$

Расчетные формулы для определения прогиба  $\delta$  и угла поворота  $\theta$  имеют различный вид в зависимости от положения приводного элемента на шпинделе. В приведенных ниже формулах учитываются заземляющий момент в передней опоре (коэффициентом заземления  $\epsilon$ ) и различные возможные варианты действующих нагрузок на шпиндель, т. е. суммарных проекций сил от приводного элемента  $F_y, F_z$  и составляющих сил резания  $P_y, P_z$  при токарных и  $P_v, P_n$  – при фрезерных операциях (см. рис. 4.1). При этом верхний знак перед силой  $F$  соответствует ее одинаковому направлению с силой  $P$ , а нижний – условиям их противоположных направлений. Формулы расчета шпинделя на жесткость в зависимости от расчетной схемы имеют вид:

а) для расчетной схемы шпинделя с приводным звеном в виде зубчатого колеса (см. рис. 4.1, *a* и *б*) на участке между его опорами (см. рис. 4.2, *a*)

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

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

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

б) для расчетной схемы шпинделя с приводным звеном в виде шкива ременной передачи (см. рис. 4.1, в) на задней консольной части (см. рис. 4.2, б)

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

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

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

в) для расчетной схемы шпинделя (см. рис. 4.1, з), разгруженного от действия сил приводного звена (см. рис. 4.2, в):

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

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

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

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

$a$  – вылет консоли переднего конца шпинделя, мм;

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

$J_1$  и  $J_2$  – средние осевые моменты инерции сечения консоли переднего конца шпинделя и сечения межопорной части шпинделя, мм<sup>4</sup>;

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

$\varepsilon$  – коэффициент защемления в передней опоре шпиндельного узла;

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

$G$  – модуль сдвига материала шпинделя, МПа;  $G = 0,8 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>.

$S_1$  и  $S_2$  – средние площади сечений переднего конца шпинделя и межопорной части шпинделя, мм<sup>2</sup>;

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

#### 4.6. Расчет шпиндельных опор

Вначале расчета выбираются тип и класс точности подшипников и с использованием расчетной схемы шпинделя определяются величины и направление сил, действующих на опоры. Затем рассчитываются эквивалентные динамические нагрузки и по каталогу устанавливается динамическая грузоподъемность для выбранного типоразмера подшипников, на основании которой определяется их расчетная долговечность. Расчет подшипников шпиндельных опор имеет особенности, связанные с их работой при переменных режимах нагружения и частотах вращения, а также с необходимостью учета дополнительных нагрузок на подшипники от предварительного натяга и динамических усилий, возникающих в процессе резания. Поэтому долговечность подшипников рассчитывается по приведенной эквивалентной нагрузке, которая определяется на основании эквивалентных нагрузок для различных режимов нагружения. Полученная расчетная долговечность сравнивается с заданной и если оказывается меньше ее, то выбирается подшипник с большей динамической грузоподъемностью.

## 4.7. Пример расчета шпиндельного узла на жесткость

### 4.7.1. Расчетная схема и определение нагрузок на шпиндель

#### 1. Составление расчетной схемы нагрузок на шпиндель

Для составления расчетной схемы нагрузок на шпиндель используется свертка шпиндельной бабки токарного станка с ЧПУ с наклонной станиной. Составляется расчетная схема нагрузок на шпиндель и определяются составляющие сил резания  $P_y$  и  $P_z$  и сил действующих в зацеплении зубчатых колес привода шпинделя  $F_t$  и  $F_r$  (рис. 4.3).

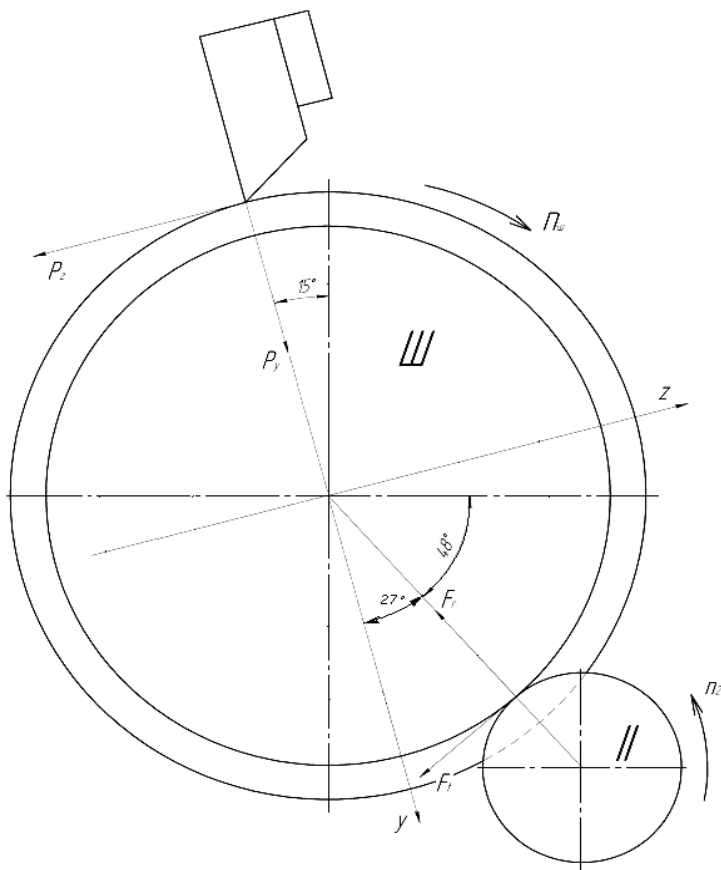


Рис 4.3. Расчетная схема нагрузок на шпиндельный узел токарного станка с наклонной станиной

## 2. Определение составляющих сил резания $P_y$ и $P_z$ .

Составляющая силы резания  $P_z$  определяется по формуле

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

где  $N_v$  – эффективная мощность резания, кВт;  $N_v = 6$  кВт;

$v_{\delta}$  – расчетная скорость резания, м/мин.

Расчетная скорость резания

$$v_{\delta} = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_{\delta}}{1000};$$

где  $D_{\max}$  – максимальный расчетный диаметр обрабатываемой заготовки;

$$D_{\max} = (0,75-1,0) \cdot D, \text{ мм},$$

$D$  – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки над станиной у станка-прототипа;  $D = 630$  мм; принимается  $D_{\max} = D = 630$  мм;

$n_{\delta}$  – расчетная частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ ,  $n_{\delta} = 280 \text{ мин}^{-1}$ ;

$$D_{\max} = (0,75-1,0) \cdot 630 = 472-630 \text{ мм}.$$

$$v_{\delta} = \frac{3,14 \cdot 630 \cdot 280}{1000} = 533,9 \text{ м/мин}.$$

Составляющая силы резания  $P_z$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{533,8} = 674 \text{ Н}.$$

Составляющая силы резания  $P_y$  определяется из соотношения с  $P_z$ :

$$P_y = (0,3-0,5) \cdot P_z \text{ или } P_y = 0,4 \cdot 674 = 270 \text{ Н}.$$



3. Определение сил  $F_t$  и  $F_r$ , действующих в зацеплении зубчатых колес.

Окружная сила в зацеплении зубчатой передачи привода шпинделя

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_{ш}}{d_j},$$

где  $T_{ш}$  – передаваемый крутящий момент на шпинделе, Н·м;  $T_{ш} = 120$  Н·м;

$d_j$  – делительный диаметр приводного колеса, мм;  $d_j = 160$  мм;

$$F_t = \frac{2000 \cdot 120}{160} = 1500 \text{ Н}.$$

Радиальная сила в зацеплении зубчатой передачи

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $F_t$  – окружная сила, действующая в зацеплении колес, Н;

$F_t = 1500$  Н;

$\alpha$  – угол зацепления колес;  $\alpha = 20^\circ$ ;

$$F_r = 1500 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1500 \cdot 0,36 = 540 \text{ Н}.$$

4. Определение проекции сил, действующих на шпиндельный узел, на оси координат:

$$F_y = F_t \cdot \sin 27^\circ - F_r \cdot \cos 27^\circ = 1500 \cdot 0,45 - 540 \cdot 0,89 = 194 \text{ Н};$$

$$F_z = -F_t \cdot \cos 27^\circ - F_r \cdot \sin 27^\circ = -1500 \cdot 0,89 - 540 \cdot 0,45 = -1578 \text{ Н}.$$

#### 4.7.2. Расчетная схема шпиндельного узла на жесткость

Схема расчета шпинделя на жесткость составляется в двух плоскостях, проходящих через ось шпинделя. При этом оси координат

направляются так, чтобы проще определялись проекции сил, действующих на шпиндель. На расчетных схемах указываются проекции действующих сил резания  $P_y$  и  $P_z$  при точении и суммарные проекции  $F_y$  и  $F_z$  сил от приводной зубчатой передачи  $F_r$  и  $F_b$ , а также размеры шпиндельного узла  $a$ ,  $b$  и  $l$  (рис. 4.4).

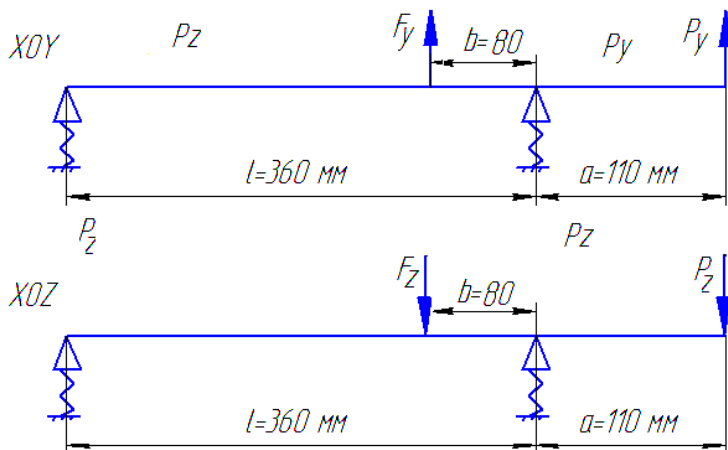


Рис. 4.4. Расчетные схемы шпинделя на жесткость токарного станка с наклонной станиной

### 4.7.3. Расчет шпиндельного узла на жесткость

#### 1. Определение упругого перемещения переднего конца шпинделя

Суммарное упругое перемещение переднего конца шпинделя определяется по формуле

$$\delta = \sqrt{\delta_{\alpha z}^2 + \delta_{\alpha y}^2},$$

где  $\delta$  – суммарное упругое перемещение переднего конца шпинделя, мм;

$\delta_{xy}$  – упругое перемещение переднего конца шпинделя в плоскости  $XOY$ ;

$\delta_{xz}$  – упругое перемещение переднего конца шпинделя в плоскости  $XOZ$ .

Упругие перемещения шпинделя в плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$  рассчитываются по формулам

$$\delta_{xy} = P_y \cdot \left[ \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1 - \varepsilon)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot \dot{a}^2 \cdot (1 - \varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1 - \varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l} \right] + F_y \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \left[ \frac{j_B \cdot (l + a) - j_A(l - b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot (b^3 + 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l)}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \right];$$

$$\delta_{xz} = P_z \cdot \left[ \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1 - \varepsilon)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot \dot{a}^2 \cdot (1 - \varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1 - \varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l} \right] + F_z \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \left[ \frac{j_B \cdot (l + a) - j_A(l - b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot (b^3 + 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l)}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \right];$$

где  $\delta_{xy}$  и  $\delta_{xz}$  – упругие перемещения переднего конца шпинделя в плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$ , мм;

$P_y, P_z$  – составляющие силы резания, Н;  $P_y = 270$  Н;  $P_z = 674$  Н;

$a$  – вылет консоли переднего конца шпинделя, мм;  $a = 110$  мм;

$b$  – расстояние от расположения приводного элемента на межопорной части шпинделя до передней опоры, мм;  $b = 80$  мм;

$E$  – модуль упругости материала шпинделя,  $\text{Н/мм}^2$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}^2$ ;

$J_1, J_2$  – среднее значение осевого момента инерции сечения консоли и сечения шпинделя в межопорной части,  $\text{мм}^4$ ;

$l$  – расстояние между опорами шпинделя, мм;  $l = 360$  мм;

$\varepsilon$  – коэффициент защемления в передней опоре;  $\varepsilon = 0,2$ ;

$j_A, j_B$  – радиальная жесткость в передней и задней опорах, Н/мм;

$F_y$  и  $F_z$  – проекции составляющих сил, действующих в зацеплении зубчатых колес привода шпинделя, Н;  $F_y = 194$  Н и  $F_z = 1578$  Н.

Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя (рис. 4.5)

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_{\text{е}}^4 - d_{\text{е}}^4)}{64}, \text{ мм}^4,$$

где  $D_{\text{е}}$  – средний диаметр шеек консоли шпинделя, мм;  
 $d_{\text{е}}$  – средний диаметр отверстия консоли шпинделя, мм.

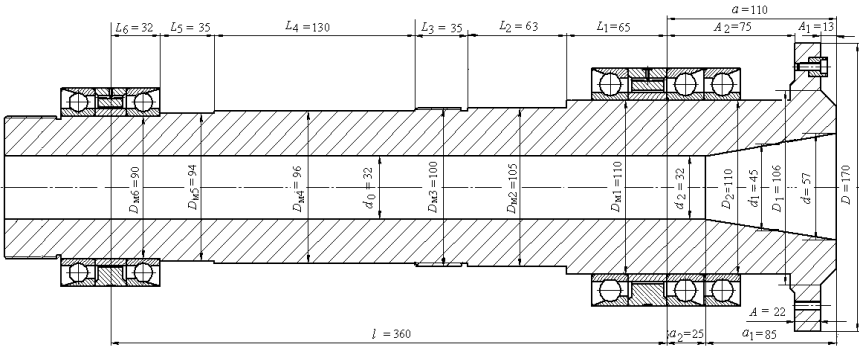


Рис. 4.5. Расчетная схема шпиндельного узла для определения средних диаметров сечения шпинделя

*Средний диаметр шеек консоли шпинделя*

$$D_{\text{е}} = \frac{D \cdot A + D_1 \cdot A_1 + D_2 \cdot A_2}{a}, \text{ мм},$$

где  $D, D_1, D_2$  – диаметры шеек консоли шпинделя, мм;  $D = 170$  мм;  
 $D_1 = 106$  мм,  $D_2 = 110$  мм;

$A, A_1, A_2$  – соответствующие длины шеек шпинделя;  $A = 22$  мм,  
 $A_1 = 13$  мм,  $A_2 = 75$  мм;

$a$  – длина вылета консоли;  $a = 110$  мм.

$$D_{\text{е}} = \frac{170 \cdot 22 + 106 \cdot 13 + 110 \cdot 75}{110} = 122 \text{ мм}.$$

*Средний диаметр отверстия консоли шпинделя* рассчитывается по формуле

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 \cdot a_1 + d_2 \cdot a_2}{a}, \text{ мм},$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры 1-го и 2-го отверстия консольной части шпинделя;  $d_1 = 45$  мм и  $d_2 = 32$  мм;  
 $a_1$  и  $a_2$  – длины отверстий шпинделя, мм;  $a_1 = 85$  мм,  $a_2 = 25$  мм;  
 $a$  – длина вылета консоли;  $a = 110$  мм.

$$d_{\text{ср}} = \frac{45 \cdot 85 + 32 \cdot 25}{110} = 42 \text{ мм}.$$

*Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя*

$$J_1 = \frac{3,14 \cdot (122^4 - 42^4)}{64} = 10,7 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

*Средний осевой момент инерции сечения шпинделя в межопорной части рассчитывается по формуле*

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64}, \text{ мм}^4,$$

где  $D_1$  – средний диаметр шеек межопорной части шпинделя, мм;

$d_1$  – средний диаметр отверстия межопорной части шпинделя, мм.

*Средний диаметр шеек межопорной части шпинделя определяется по формуле*

$$D_1 = \frac{D_{11} \cdot L_1 + D_{12} \cdot L_2 + D_{13} \cdot L_3 + D_{14} \cdot L_4 + D_{15} \cdot L_5 + D_{16} \cdot L_6}{l}, \text{ мм},$$

где  $D_{11}, D_{12}, D_{13}, D_{14}, D_{15}, D_{16}$  – диаметры шеек межопорной части шпинделя;

$D_{11} = 110$  мм,  $D_{12} = 105$  мм,  $D_{13} = 100$  мм,  $D_{14} = 96$  мм,  $D_{15} = 94$  мм;  
 $D_{16} = 90$  мм;

$L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6$  – длины шеек межопорной части, мм;  $L_1 = 65$  мм,  $L_2 = 63$  мм,  $L_3 = 35$  мм,  $L_4 = 130$  мм,  $L_5 = 35$  мм,  $L_6 = 32$  мм;  
 $l$  – длина межопорной части шпинделя, мм;  $l = 360$  мм;

$$D_1 = \frac{110 \cdot 65 + 105 \cdot 63 + 100 \cdot 35 + 96 \cdot 130 + 94 \cdot 35 + 90 \cdot 32}{360} = 100 \text{ мм}.$$

Средний диаметр отверстия межопорной части шпинделя рассчитывается по формуле

$$d_0 = \frac{d_{01} \cdot l_{01}}{l}, \text{ мм},$$

где  $d_{01}$  – диаметр отверстия межопорной части шпинделя, мм;  $d_{01} = 32$  мм;  
 $l$  – длина межопорной части шпинделя, мм;  $l = 360$  мм.

$$d_0 = \frac{32 \cdot 360}{360} = 32 \text{ мм}.$$

Тогда средний осевой момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot (100^4 - 32^4)}{64} = 4,85 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Радиальная жёсткость передней и задней опор, состоящих из комплекта шариковых радиально-упорных подшипников, зависит от внутреннего диаметра их отверстия и может определяться по графику ориентировочной жесткости опор качения с предварительным натягом. Радиальную жесткость передней опоры при  $d = 110$  мм и задней опоры при  $d_3 = 90$  мм можно принять соответственно  $j_A = 1,2 \cdot 10^6$  Н/мм и  $j_B = 0,9 \cdot 10^6$  Н/мм.

Перемещение переднего конца шпинделя в плоскостях  $XY$  и  $XZ$

$$\delta_{\bar{oy}} = 270 \cdot \left[ \frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,7 \cdot 10^6} + \frac{110^2 \cdot 360 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} + \frac{1,2 \cdot 10^6 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2)}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360} + \frac{0,9 \cdot 10^6 [360 + 110(1-0,2)]^2}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360} \right] + 194 \cdot (1-0,2) \cdot \left[ \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot (360 + 110) - 1,2 \cdot 10^6 (360 - 80)}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360^2} - \frac{110 \cdot (80^3 + 2 \cdot 80 \cdot 360^2 - 3 \cdot 80^2 \cdot 360)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6 \cdot 360} \right] = 0,013 \text{ мм};$$

$$\delta_{\bar{oz}} = 674 \cdot \left[ \frac{110^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,7 \cdot 10^6} + \frac{110^2 \cdot 360 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} + \frac{1,2 \cdot 10^6 \cdot 110^2 \cdot (1-0,2)}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360} + \frac{0,9 \cdot 10^6 [360 + 110(1-0,2)]^2}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360} \right] + 1578 \cdot (1-0,2) \cdot \left[ \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot (360 + 110) - 1,2 \cdot 10^6 (360 - 80)}{1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 360^2} - \frac{110 \cdot (80^3 + 2 \cdot 80 \cdot 360^2 - 3 \cdot 80^2 \cdot 360)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6 \cdot 360} \right] = 0,032 \text{ мм}.$$

*Суммарное упругое перемещение переднего конца шпинделя*

$$\delta = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2} = \sqrt{0,013^2 + 0,032^2} = 0,035 \text{ мм}.$$

*Допускаемое упругое перемещение переднего конца шпинделя*

$$[\delta] = (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot l, \text{ мм};$$

$$[\delta] = (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot 360 = 0,036-0,072 \text{ мм}.$$

Из сравнения полученного суммарного упругого перемещения переднего конца шпинделя с допускаемым значением делается вы-

вод, что жесткость шпиндельного узла по упругому перемещению переднего конца обеспечивается:

$$\delta_0 = 0,035 < [\delta] = 0,036 - 0,072 \text{ мм}.$$

## 2. Определение угла поворота оси шпинделя в передней опоре.

Суммарный угол поворота оси шпинделя в передней опоре рассчитывается по формуле

$$\theta = \sqrt{\theta_{xz}^2 + \theta_{xy}^2},$$

где  $\theta$  – суммарный угол поворота оси шпинделя в передней опоре, радиан;

$\theta_{xy}$  – угол поворота в передней опоре шпинделя в плоскости  $XOY$ , радиан;

$\theta_{xz}$  – угол поворота в передней опоре шпинделя в плоскости  $XOZ$ , радиан.

Углы поворота оси шпинделя в передней опоре в плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$  определяются по формулам

$$\theta_{xy} = \frac{1}{3E \cdot J_2} \left[ P_y \cdot a \cdot l - F_y \cdot \frac{b^3 - 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l}{2l} \right];$$

$$\theta_{xz} = \frac{1}{3E \cdot J_2} \left[ P_z \cdot a \cdot l - F_z \cdot \frac{b^3 - 2b \cdot l^2 - 3b^2 \cdot l}{2l} \right],$$

где  $E$  – модуль упругости материала шпинделя:  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ ;

$P_y, P_z$  – составляющие силы резания, Н;  $P_y = 270 \text{ Н}$ ;  $P_z = 674 \text{ Н}$ ;

$a$  – вылет консоли переднего конца шпинделя, мм;  $a = 110 \text{ мм}$ ;

$l$  – расстояние между опорами шпинделя, мм;  $l = 360 \text{ мм}$ ;

$F_y$  и  $F_z$  – проекции составляющих сил, действующих в зацеплении зубчатых колес привода шпинделя, Н;  $F_y = 194 \text{ Н}$  и  $F_z = 1578 \text{ Н}$ ;

$b$  – расстояние от расположения приводного элемента на межопорной части шпинделя до передней опоры, мм;  $b = 80 \text{ мм}$ .



Углы поворота оси шпинделя в передней опоре в плоскостях  $XU$  и  $XZ$ :

$$\theta_{xy} = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} [270 \cdot 110 \cdot 360 - 194 \cdot \frac{80^3 - 2 \cdot 80 \cdot 360^2 - 3 \cdot 80^2 \cdot 360}{2 \cdot 360}] = 0,6 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

$$\theta_{xz} = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} [674 \cdot 110 \cdot 360 - 1578 \cdot \frac{80^3 - 2 \cdot 80 \cdot 360^2 - 3 \cdot 80^2 \cdot 360}{2 \cdot 360}] = 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Суммарный угол поворота оси шпинделя в передней опоре

$$\theta = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2} = \sqrt{(0,6 \cdot 10^{-5})^2 + (3,0 \cdot 10^{-5})^2} = 3,06 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Из сравнения полученного суммарного угла поворота оси шпинделя в передней опоре с допусковым значением делается вывод, что жесткость по углу поворота переднего конца шпинделя обеспечивается:

$$\theta_0 = 0,000031 < [\theta] = 0,0001 - 0,00015 \text{ рад.}$$

#### 4.8. Содержание отчета

1. Типовые расчетные схемы шпиндельных узлов на жесткость с обозначенными размерами шпинделя  $a$ ,  $l$ ,  $b$  или  $c$ , а также с приложенными составляющими силы резания  $P$  и силы от приводной передачи  $F$  и описание их особенностей.

2. Расчетные схемы нагрузок, действующих на шпиндельный узел, с осями координат и их описание. Прикладываются составляющие силы резания  $P_y$  и  $P_z$  при точении или  $P_h$  и  $P_v$  при фрезеровании и силы от приводной зубчатой передачи  $F_r$  и  $F_t$  или  $F$  от ременной передачи при выполнении различных операций обработки на станках и их описание.

3. Методика составления схем расчета шпиндельных узлов на жесткость в двух плоскостях с проекциями действующих сил резания  $P_y$  и  $P_z$  при точении или  $P_h$  и  $P_v$  при фрезеровании и сил от приводной зубчатой передачи  $F_r$  и  $F_t$  или  $F$  от ременной передачи.

4. Формулы для расчета шпиндельного узла на жесткость при различных вариантах расчетных схем, их особенности и методика этого расчета.

5. Примеры схем для расчета действующих нагрузок и шпиндельного узла на жесткость и его расчет на жесткость в соответствии с заданием.

#### 4.9. Контрольные вопросы

1. Какие существуют расчетные схемы шпиндельных узлов?

2. Типовые расчетные схемы шпиндельных узлов на жесткость в зависимости от расположения приводного элемента и вида действующих нагрузок.

3. В чем суть расчета шпиндельных узлов на жесткость?

4. Почему смещения переднего конца шпинделя  $\delta$  и угла поворота оси шпинделя на передней опоре  $\theta$  являются комплексными показателями жесткости.

5. Методика расчета действующих на шпиндельный узел составляющих сил резания и сил от приводных передач при выполнении различных операций обработки на станках.

6. Составление расчетных схем нагрузок, действующих на шпиндельный узел при выполнении токарных и фрезерных операций обработки на станках.

7. Методика составления расчетных схем шпиндельных узлов на жесткость в двух плоскостях и особенности расчетных формул.

## Л и т е р а т у р а

1. Бушуев, В. В. Основы конструирования станков / В. В. Бушуев. – М. : Станкин, 1992. – 520 с.
2. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Расчет привода станка / В. И. Глубокий. – Минск : БПИ, 1984. – 52 с.
3. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Проектирование приводов станка / В. И. Глубокий, А. И. Кочергин. – Минск : БПИ, 1987. – 120 с.
4. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Конструирование металлорежущих станков / В. И. Глубокий. – Минск : БПИ, 1988. – 68 с.
5. Глубокий, В. И. Расчет главных приводов станков с ЧПУ / В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск : БНТУ, 2011. – 176 с.
6. Дунаев, П. В. Конструирование узлов и деталей машин / П. В. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1985. – 416 с.
7. Конструкция и наладка станков с программным управлением и роботизированных комплексов / Л. И. Грачёв [и др.]. – М. : Высшая школа, 1989. – 271 с.
8. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
9. Кочергин, А. И. Шпиндельные узлы с опорами качения / А. И. Кочергин, Т. В. Василенко. – Минск : БНТУ, 2007. – 124 с.
10. Курмаз, Л. В. Детали машин : Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск : Технопринт, 2001. – 290 с.
11. Маеров, А. Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий / А. Г. Маеров. – М. : Машиностроение, 1986. – 367 с.
12. Металлорежущие станки / под ред. В. Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1986. – 575 с.
13. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.
14. Металлорежущие станки / Н. С. Колев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с.
15. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под ред. А. С. Проникова. –

М. : МГТУ, 1994. – Т. 1. – 444 с.; 1995. – Т. 2, ч. 1. – 368 с.; Т. 2, ч. 2. – 319 с.

16. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении / под ред. Ю. М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 190 с.

17. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. Е. Я. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – Т. 2. – 655 с.

18. Станочное оборудование автоматизированного производств: в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Станкин, 1994. – Т. 1. – 580 с.; Т. 2. – 656 с.

19. Тарзиманов, Г. А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П 1

Варианты заданий для кинематического расчета главных приводов со ступенчатым регулированием

1. Исходные данные для полного кинематического расчета					
Номер варианта	Тип станка	$n_{\min} - n_{\max}, \text{мин}^{-1}$	$z$	$n_3, \text{мин}^{-1}$	Схема шпиндельного узла
1	ТР	180–2800	9	1450	
2	ТВ	40–2000	18	1450	
3	ВС	250–2800	8	1450	
4	РС	200–2500	12	1450	
5	ГКФ	63–2000	16	1450	
6	ВБФ	100–2500	8	1450	
2. Исходные данные для упрощенного кинематического расчета					
Номер варианта	Тип станка	$z$	$\phi$	$y_3$	Схема шпиндельного узла
7	ТР	$8 = 4 \cdot 2$	1,58	9,8	
8	ТР	$9 = 3 \cdot 3$	1,41	13,6	
9	ТВ	$8 = 2 \cdot 2 \cdot 2$	1,41	13,4	
10	ТВ	$12 = 3 \cdot 2 \cdot 2$	1,26	14,5	
11	ГКФ	$16 = 4 \cdot 2 \cdot 2$	1,26	17,8	
12	ГКФ	$18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$	1,26	18,5	
<p>Обозначения: ТР и ТВ – токарные револьверные и винторезные, ВС и РС – вертикальные и радиальные сверлильные, ГКФ и ВБФ – горизонтальные консольные и вертикальные бесконсольные фрезерные станки;  <math>n_{\min} - n_{\max}</math> – предельные частоты вращения шпинделя;  <math>z</math> – число ступеней коробки скоростей;  <math>n_3</math> – частота вращения электродвигателя;  <math>\phi</math> – знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя;  <math>y_3</math> – число делений, изображающих частоту вращения электродвигателя.</p>					

Таблица П 2

Варианты заданий для кинематического расчета главных приводов  
с бесступенчатым регулированием

1. Исходные данные для полного кинематического расчета						
Номер варианта	Тип станка	$Z$	$n_{эн}-n_{эmax}$	$n_{min}-n_{max}$	Схема шпиндельного узла	
1	Т	3	1000–5000	50–4500		
2	Та	4	1000–4500	30–4000		
3	МГ	3	1000–4000	55–3550		
4	МГа	2	1000–4500	200–4500		
5	МВ	4	1000–4500	100–4500		
6	МВа	2	1000–4500	110–5000		
2. Исходные данные для упрощенного кинематического расчета						
Номер варианта	Тип станка	$Z$	$y_{min}; y_{эн}; y_{эmax}$	$u_{max}$	$\phi_m; k_{\phi m}$	Схема шпиндельного узла
1	Т	3	16; 20; 26	22	2,0; 6	
2	Та	2	14; 18; 27	21	2,5; 8	
3	МГ	3	17; 22; 29	22	1,8; 5	
4	МГа	2	16; 22; 28	24	4,0; 12	
5	МВ	3	18; 24; 29	23	2,0; 6	
6	МВа	2	15; 20; 30	25	3,15; 10	
<p>Обозначения: Т и Та – токарные станки классические и с автономной бабкой; МГ, МВ и МГа, МВа – многооперационные станки горизонтальные и вертикальные классические и с автономным шпиндельным узлом;  <math>Z</math> – число ступеней коробки скоростей;  <math>n_{эн}-n_{эmax}</math> – номинальная и максимальная частоты электродвигателя;  <math>n_{min}-n_{max}</math> – предельные частоты вращения шпинделя;  <math>y_{min}; y_{эн}; y_{эmax}</math> и <math>u_{max}</math> – числа делений, изображающие частоты вращения электродвигателя и максимальные – шпинделя;  <math>\phi_m</math> и <math>k_{\phi m}</math> – знаменатель геометрического ряда механически переключаемых частот вращения шпинделя и число изображающих его делений.</p>						

Таблица П 3

Варианты заданий для расчета и конструирования шпиндельных узлов

1. Исходные данные для конструирования шпиндельных узлов					
Номер	Тип станка	$n_{\max}$ , мин <sup>-1</sup>	$k$ , мм·мин <sup>-1</sup>	Номер рисунка	Схема шпиндельного узла
1	Т	2000	$(1,5-1,8) \cdot 10^5$	3.10	
2	Т	2500	$(1,6-2,5) \cdot 10^5$	3.8	
3	Та	4000	$(3,5-4,0) \cdot 10^5$	3.17	
4	М	4500	$(3,5-5,0) \cdot 10^5$	3.15	
5	Ма	4000	$(3,5-4,0) \cdot 10^5$	3.12	
6	Ма	4500	$(3,5-5,0) \cdot 10^5$	3.16	

Примечание. Расстояния расположения приводных элементов  $b$  и  $c$  выбираются конструктивно, а конфигурация переднего конца – по стандарту.

Обозначения:  $n_{\max}$  – максимальная частота вращения шпинделя;

$k$  – параметр быстроходности шпиндельного узла.

2. Исходные данные для расчета шпиндельных узлов на жесткость							
Но- мер	Тип станка	$P_z, F_t$ – $F$	Схема шпиндельного узла	Номер рисунка	$a; l$	$D_k; d_k$	$j_A$
					$b; c$	$D_M; d_0$	$j_B$
1	Т	1,6; 1,1 – –		3.6	90; 330	105; 60	1,0
					4.1, а	70 –	95; 45
2	Тан	1,2; – – 0,8		3.14	95; 240	110; 55	1,2
					4.1, в	– 100	90; 40
3	М	2,1; 1,3 – –		3.7	98; 300	95; 50	1,1
					4.1, б	80 –	80; 45
4	Ма	1,8 – – –		3.11	85; 290	120; 60	1,3
					4.1, з	– –	95; 50

Обозначения: Т, Та и Тан – токарные классические станки, станки с автономной шпиндельной бабкой и с наклонной станиной; М и Ма – многооперационные классические станки и станки с автономным шпиндельным узлом;

$P_z, F_t$  и  $F$  – тангенциальная сила резания, окружная сила в зубчатой передаче и радиальная сила от ременной передачи, кН;

$a, l, b$  и  $c$  – основные конструктивные параметры шпиндельного узла, мм;

$D_k, d_k, D_M, d_0$  – средние диаметры шеек и отверстий консоли и межопорной части шпинделя, мм;

$j_A, j_B$  – радиальные жесткости передней и задней опор, кН/мм.

## О г л а в л е н и е

В в е д е н и е .....	3
<b>1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ .....</b>	<b>4</b>
1.1. Программа практического занятия .....	4
1.2. План практического занятия .....	4
1.3. Кинематический расчет главных приводов и его особенности .....	5
1.4. Главные приводы со ступенчатым регулированием частот и их кинематические характеристики .....	6
1.5. Структурные формулы коробок скоростей и их оптимизация .....	9
1.6. Структурные сетки коробок скоростей и методика их построения .....	10
1.7. График частот вращения главного привода со ступенчатым регулированием и методика его построения .....	11
1.8. Передаточные отношения и передаточные числа передач привода и их расчет .....	11
1.9. Определение числа зубьев колес зубчатых передач привода .....	12
1.10. Пример кинематического расчета главного привода со ступенчатым регулированием .....	15
1.11. Содержание отчета .....	25
1.12. Контрольные вопросы .....	26
<b>2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ .....</b>	<b>27</b>
2.1. Программа практического занятия .....	27
2.2. План практического занятия .....	27
2.3. Главные приводы с бесступенчатым регулированием частот вращения шпинделя и их особенности .....	28
2.4. Кинематический расчет главного привода с электромеханическим регулированием и его особенности .....	29
2.5. Диапазоны регулирования частот вращения главного привода при бесступенчатом электромеханическом регулировании .....	29



2.6. Знаменатель геометрического ряда частот вращения и число ступеней коробки скоростей.....	34
2.7. Диапазоны бесступенчатого регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности и их оптимизация.....	36
2.8. Этапы кинематического расчета главного привода с электромеханическим бесступенчатым регулированием.....	38
2.9. Определение числа зубьев колес зубчатых передач.....	44
2.10. Пример кинематического расчета главного привода с бесступенчатым электромеханическим регулированием.....	44
2.11. Содержание отчета.....	59
2.12. Контрольные вопросы.....	60
<b>3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ.....</b>	<b>61</b>
3.1. Программа практического занятия.....	61
3.2. План практического занятия.....	61
3.3. Этапы проектирования шпиндельных узлов.....	62
3.4. Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов.....	64
3.5. Основные конструктивные параметры шпиндельных узлов.....	66
3.6. Конструктивное оформление шпинделя.....	68
3.7. Конструирование шпиндельных узлов.....	70
3.8. Содержание отчета.....	90
3.9. Контрольные вопросы.....	90
<b>4. РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ.....</b>	<b>91</b>
4.1. Программа практического занятия.....	91
4.2. План практического занятия.....	91
4.3. Расчетные схемы и определение нагрузок, действующих на шпиндельный узел.....	92
4.4. Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость.....	96
4.5. Расчет шпиндельного узла на жесткость.....	98
4.6. Расчет шпиндельных опор.....	101
4.7. Пример расчета шпиндельного узла на жесткость.....	102
4.8. Содержание отчета.....	112
4.9. Контрольные вопросы.....	113
<b>Л и т е р а т у р а.....</b>	<b>114</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ.....</b>	<b>116</b>

Учебное издание

**ГЛУБОКИЙ** Владимир Игнатьевич  
**ТУРОМША** Вячеслав Иванович

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ**  
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ**

Методическое пособие  
для практических занятий  
студентов машиностроительных специальностей

Редактор Т. Н. Микулик  
Компьютерная верстка Н. А. Школьниковой

Подписано в печать 06.06.2012. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 7,03. Уч.-изд. л. 5,5. Тираж 200. Заказ 29.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.