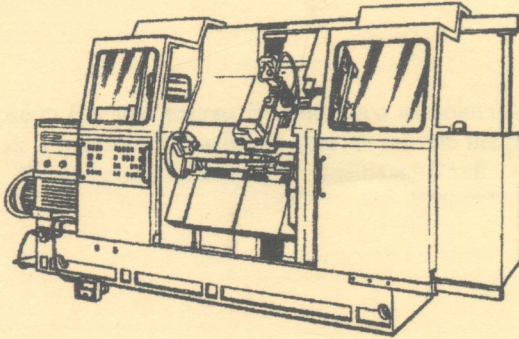


А.О. Малярчук

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 1



**Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет**

А.О. Малярчук

**КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК
МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ**

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 1

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів напряму підготовки 090200 — “Інженерна механіка” спеціальностей 7.090203 — “Металорізальні верстати та системи” та 7.090202 — “Технологія машинобудування”. Протокол № 5 від 25.12.2003 р.

Вінниця ВНТУ 2004

Рецензенти:

В.Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

І.О. Сивак, доктор технічних наук, професор

Ж.П.Дусанюк, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Малярчук А.О.

М 21 Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів.

Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2004. – 119 с.

В навчальному посібнику наведені методи конструювання та проведення кінематичних і силових розрахунків головних приводів верстатів із ступінчастим та безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя, механізмів перемикання передач, шпиндельних вузлів верстатів різного типу з опорами на підшипниках кочення та підшипниках рідинного тертя. Розглядаються методи змащення коробок швидкостей та шпиндельних вузлів. Наведено довідковий матеріал, що стосується конструктивних елементів шпиндельних вузлів, підшипників для них та елементів механізмів коробок швидкостей металорізальних верстатів.

УДК 621.9.06.001.63 (035)

З М І С Т

Вступ	4
1 Кінематика приводів головного руху із ступінчастим регулюванням	5
1.1 Початкові дані для проектування	5
1.2 Закономірності ряду частот обертання шпинделя	6
1.3 Типові механічні передачі у приводах	9
1.4 Приводи з послідовно з'єднаними груповими передачами	9
1.5 Приводи з частковим перекриттям ступенів частот обертання	11
1.6 Приводи складеної структури	12
1.7 Приводи з двшвидкісним двигуном	14
1.8 Послідовність кінематичного розрахунку приводу	15
1.9 Визначення навантажень на привод	21
1.10 Визначення втрат потужності у приводі	22
1.11 Вибір асинхронного електродвигуна для приводу	25
1.12 Рекомендації щодо конструювання приводів	31
2 Кінематика приводів головного руху із безступінчастим регулюванням	38
2.1 Параметри та структури приводів	38
2.2 Кінематичний розрахунок приводу	39
2.3 Визначення навантаження на привод	44
2.4 Рекомендації щодо конструювання приводів	46
3 Шпиндельні вузли	48
3.1 Вимоги до шпиндельних вузлів	48
3.2 Приводи шпинделів	49
3.3 Конструкції переднього кінця шпинделя	52
3.4 Підшипники кочення для опор шпинделів	57
3.5 Способи змащення опор рідинним матеріалом	72
3.6 Способи змащення підшипників кочення пластичним матеріалом	76
3.7 Ущільнення опор шпиндельних вузлів	78
3.8 Типові компонування шпиндельних вузлів	81
3.9 Розрахунок жорсткості опор шпинделя	84
3.10 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла	87
3.11 Розрахунок точності шпинделя	92
3.12 Рекомендації щодо конструювання шпиндельних вузлів	93
3.13 Приклади конструкцій шпиндельних вузлів	99
3.14 Гідростатичні опори шпинделів	103
3.15 Гідродинамічні опори шпинделів	112
Бібліографічний опис	118

ВСТУП

Курсове проектування – важлива складова частина навчального процесу. При виконанні курсового проекту студенти отримують досвід самостійного розв'язання практичних задач, вивчають сучасні конструкції технічних пристроїв та тенденції їх розвитку, засвоюють навички користування комп'ютером. Робота над курсовим проектом є тим процесом, який дає можливість студентам проявити свої творчі здібності, інтуїцію та фантазію, оскільки прийняття рішень у проєктах пов'язано не тільки із застосуванням матеріалів та комплектуючих, а і у виборі вірної кінематичної структури приводу, конструктивного виконання валів та рухомих блоків зубчастих коліс, механізмів перемикання частот обертавання.

Призначення курсового проекту з металорізальних верстатів та верстатних комплексів полягає у тому, щоб навчити студентів вірно використовувати теоретичні знання у практичній конструкторській роботі. У курсовому проєкті студент вирішує питання вибору та оптимізації технічних характеристик сучасного верстата, розраховує та проєктує його вузли, починаючи від структурних схем і закінчуючи робочими кресленнями оригінальних деталей.

Ефективним інструментом інженера-конструктора є засоби комп'ютерної техніки та системи автоматизованого проектування. Застосування їх у курсовому проектуванні обов'язкове. Використовуючи свої знання комп'ютерної техніки, програмування та математичного моделювання, студент виконує відповідні розрахунки у діалоговому або пакетному режимах. При цьому студент може користуватись програмами, розробленими на кафедрі “Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва”, бібліотекою програм обчислювального центру, або розробленими самостійно.

У посібнику викладені основи розрахунків та рекомендації щодо конструювання основних вузлів, механізмів та пристроїв металорізальних верстатів різних груп. Наведено різноманітний довідковий матеріал, використання якого дозволяє студенту розробляти реальні конструкції верстатних вузлів та механізмів.

Посібник може використовуватись для виконання курсових та дипломних проєктів, пов'язаних з розробкою та використанням металообробного обладнання як чисто навчальних, так і реальних.

1 КІНЕМАТИКА ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ ІЗ СТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

1.1 Початкові дані для проектування

Приводи металорізальних верстатів призначені для здійснення робочих, допоміжних та установчих переміщень інструментів та заготовок. Їх поділяють на приводи головного руху, які забезпечують швидкість різання, та приводи подачі, які забезпечують координатні переміщення, а також приводи допоміжних переміщень. До кожного виду приводів, із врахуванням службового призначення верстата, висувають свої специфічні вимоги щодо передачі сили, забезпечення постійності швидкості, її зміни та настроювання, точності переміщення та похибки позиціонування вузла, швидкодії, надійності, вартості, габаритних розмірів.

Головними початковими даними для проектування приводу головного руху є діапазон регулювання частоти обертання шпинделя R_n та потужність N , що передається приводом. Ці технічні характеристики залежать від службового призначення верстата. Їх визначають на основі аналізу технологічних процесів обробки всієї гама деталей та відповідної номенклатури ріжучого інструмента. Таку інформацію утримує технічне завдання на проектування верстата.

Діапазон регулювання R_n визначається за граничними частотами обертання шпинделя n_{\max} та n_{\min} :

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

Для приводів з головним обертальним рухом граничні частоти обертання n_{\max} та n_{\min} визначають за граничними для усіх операцій швидкостями різання v_{\max} та v_{\min} та розмірами оброблюваних деталей D_{\max} та D_{\min} :

$$n_{\max} = \frac{1000 v_{\max}}{\pi D_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000 v_{\min}}{\pi D_{\max}}.$$

Призначати діапазон регулювання та потужність приводу потрібно із врахуванням, що збільшення їх значень ускладнює привод та збільшує його вартість, а зниження призводить до зменшення продуктивності верстата через неможливість застосування економічно вигідних режимів обробки для усіх операцій.

Вибір доцільно проводити на основі виробничих статистичних даних з використання верстатів відповідного типу та розміру на різних швидкостях різання та при різних потужностях. При цьому повинна бути врахована можливість обробки деталей з граничними розмірами, а отже і з граничними характеристиками на сусідніх за розмірами верстатах у ряду верстатів даного типу.

1.2 Закономірності ряду частот обертання шпинделя

Головними приводами із ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя оснащують автоматизовані верстати, що рідко переналагоджуються, та неавтоматизовані універсальні верстаги з ручним керуванням. Такі приводи прості за конструкцією, компактні, мають високий ККД, жорстку характеристику, можливість передачі постійної потужності у всьому діапазоні регулювання, невелику вартість, довговічні. Однак вони не придатні для верстатів з ЧПК, оскільки не завжди можуть забезпечити потрібну частоту обертання шпинделя та не дозволяють підтримувати оптимальну швидкість різання у процесі виконання циклу обробки деталі з деякими специфічними поверхнями, наприклад, великі конуси, торцеві поверхні та криволінійні з великою різницею діаметрів. Проміжні значення частот обертання вибирають, як правило, за законом геометричної прогресії. Доцільність застосування геометричного ряду частот обертання була обґрунтована акад. А.В. Гадолінім. Обґрунтування полягає у забезпеченні постійності втрати економічно вигідної швидкості для усіх інтервалів ряду, що забезпечує постійність втрати технологічної продуктивності при інших рівних умовах обробки.

Ступінчасте регулювання частоти обертання доцільно здійснювати послідовним вмиканням зубчастих передач, виконаних у вигляді подвійних та потрійних блоків. При цьому із закономірних рядів частот обертання шпинделя можна забезпечити тільки геометричний ряд.

В кінематичних розрахунках прийняті такі позначення параметрів:

- частоти обертання шпинделя — $n_1 = n_{\min}, n_2, n_3, \dots, n_z = n_{\max}$;
- знаменник геометричного ряду — ϕ ;
- кількість ступенів частот — z ;
- діапазон регулювання R .

Основні залежності геометричного ряду частот обертання: члени ряду частот

$$\begin{aligned}n_1 &= n_{\min}; \\n_2 &= n_1 \phi; \\n_3 &= n_2 \phi = n_1 \phi^2; \\&\dots \\n_z &= n_1 \phi^{z-1} = n_{\max};\end{aligned}\tag{1.1}$$

діапазон регулювання приводу

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \phi^{z-1}}{n_1} = \phi^{z-1};\tag{1.2}$$

кількість ступенів частоти обертання шпинделя

$$z = \frac{\lg R}{\lg \phi} + 1;\tag{1.3}$$

знаменник геометричного ряду

$$\varphi = z \sqrt[R]{R} \quad (1.4)$$

З аналізу основних залежностей (1.1)...(1.4) можна зробити висновок, що для побудови геометричного ряду частот шпинделя достатньо задати три параметри: 1) n_1 , φ , z ; 2) n_{\min} , n_{\max} , z ; 3) n_1 , z , R ; 4) n_1 , φ , R .

Чисельні значення знаменника геометричного ряду стандартизовані: $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2$. Знаменник $\varphi = 1,06$ має допоміжне значення, при проектуванні верстатів застосовується рідко; $\varphi = 1,12$ – застосовують при проектуванні автоматів та важких верстатів, коли потрібно точне налагодження на заданий режим різання; $\varphi = 1,26$ та $\varphi = 1,41$ – застосовують при проектуванні універсальних токарних, свердлильних, фрезерувальних та інших верстатів; $\varphi = 1,58$ та $\varphi = 1,78$ – застосовують при проектуванні верстатів, обробка на яких не потребує точного налагодження на режим різання через великий допоміжний час; $\varphi = 2$ – має допоміжне значення.

Одним з найважливіших показників головного приводу верстата є діапазон регулювання частот обертання шпинделя. Діапазон регулювання та кількість частот обертання шпинделя залежить від типу верстата і для найбільш розповсюджених типів верстатів існують певні рекомендації щодо їх значень. Рекомендовані значення діапазону регулювання та кількість частот обертання шпинделя для різних груп верстатів наведені у таблиці 1.1.

Ряди частот обертання шпинделя стандартизовані (таблиця 1.2).

Таблиця 1.1 — Значення R та z для верстатів з обертальним головним рухом

Група верстатів	R	z
Токарні середніх розмірів	40...100	12...24
Карусельні	25...40	9...18
Токарно-револьверні автомати: одношпиндельні	20...60	12...18
багатошпиндельні	10...30	—
Фасонно-відрізні та фасонно поздовжні автомати	4...20	—
Патронні та револьверні напівавтомати	15...30	9...12
Радіально-свердлильні	8...16	4...9
Фрезерувальні горизонтальні та вертикальні	20...100	12...36

Таблица 1.2 — Стандартный ряд частот обертона

Знаменник ряду ϕ					Знаменник ряду ϕ				
1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78
1	1	1	1	1	80	80			
1,12					90		90		
1,25	1,25				100	100		100	100
1,41		1,41			112				
1,6	1,6		1,6		125	125	125		
1,8				1,8	140				
2	2	2			160	160		160	
2,24					180		180		180
2,5	2,5		2,5		200	200			
2,8		2,8			224				
3,15	3,15			3,15	250	250	250	250	
3,55					280				
4	4	4	4		315	315			315
4,5					355		355		
5	5				400	400		400	
5,6		5,6		5,6	450				
6,3	6,3		6,3		500	500	500		
7,1					560				560
8	8	8			630	630		630	
9					710		710		
10	10		10	10	800	800			
11,2		11,2			900				
12,5	12,5				1000	1000	1000	1000	1000
14					1120				
16	16	16	16		1250	1250			
18				18	1410		1410		
20	20				1600	1600		1600	
22,4		22,4			1800				1800
25	25		25		2000	2000	2000		
28					2240				
31,5	31,5	31,5		31,5	2500	2500		2500	
35,5					2800		2800		
40	40		40		3150	3150			3150
45		45			3550				
50	50				4000	4000	4000	4000	
56				56	4500				
63	63	63	63		5000				
71					5600				5600

1.3 Типові механічні передачі у приводах

Механічна частина електромеханічного головного приводу із ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя складається з постійних та групових передач. Постійні зубчасті та пасові передачі призначені для редукування частоти обертання та формування просторового компонування верстата. Групові передачі (рисунок 1.1) забезпечують потрібний ряд частот обертання шпинделя.

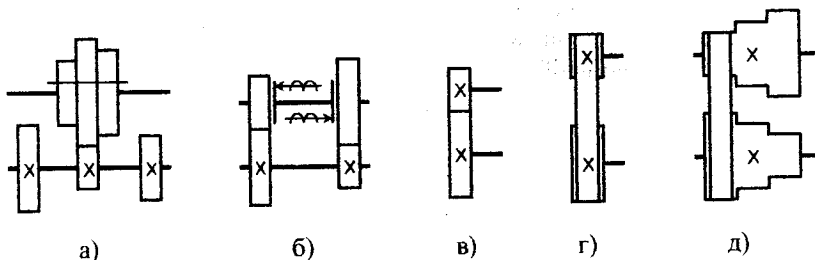


Рисунок 1.1 — Схеми групових передач

Передача з пересувними колесами (рисунок 1.1,а) дозволяє передавати великі крутні моменти, має високий ККД, оскільки в роботі бере участь тільки одна пара зубчастих коліс. У таких передачах не можна використовувати косозубі колеса та не можна перемикати її на ходу.

Передачі з електромагнітними муфтами (рисунок 1.1,б) можна перемикати під час роботи, що дозволяє автоматизувати керування приводом. Передачі можуть утримувати косозубі колеса.

Передачі з плоским пасом та змінними шківками (рисунок 1.1,в) або ступінчастими (рисунок 1.1,д) працюють плавно, але мають великі габарити.

1.4 Приводи з послідовно з'єднаними груповими передачами

Багатогрупова структура утримує m послідовно з'єднаних групових передач a, b, c, \dots, k, m .

Число передач у кожній групі, відповідно, $p_a, p_b, p_c, \dots, p_k, p_m$.

Загальна кількість ступенів швидкості обертання шпинделя

$$z = p_a p_b p_c \dots p_k p_m$$

В залежності від кінематичних параметрів розрізняють основну та переборні (перша, друга, ...) групи.

Основна група, що має число передач p_a , створює ряд частот обертання із знаменником ϕ . На структурній сітці приводу вона

зображується променями, що розходяться на один інтервал, тобто характеристика основної групи $x_0 = 1$.

Перша переборна група (число передач p_a) отримує обертання від основної тому, щоб забезпечити в подальшому ряд частот із знаменником Φ , характеристика її повинна дорівнювати числу передач основної групи $x_1 = p_a$.

Характеристика другої переборної групи дорівнює добутку чисел передач основної та першої переборної груп $x_2 = p_a p_b$. Аналогічно визначаються характеристики інших груп.

Послідовність розташування групових передач (основної та переборних) у кінематичній структурі приводу теоретично може бути будь-якою. Згідно з прийнятими вище позначеннями, можна записати послідовність характеристик груп

$$x_0 = 1; x_1 = p_a; x_2 = p_a p_b; \dots; x_m = p_a p_b \dots p_k.$$

Структурна формула приводу записується у вигляді

$$z = P_{a(x_0=1)} P_{b(x_1=p_a)} \dots P_{m(x_m=p_a p_b \dots p_k)}.$$

Такі кінематичні структури приводів називають нормальними.

Кінематичні розрахунки зручно виконувати за допомогою графо-аналітичного методу, який базується на послідовній побудові двох графіків – структурної сітки та графіка частот обертання.

Структурна сітка (якісний графік) дає уявлення про створення заданого ряду частот кінематичною структурою із заданою структурною формулою. Попередньо будується координатна сітка. Кількість горизонтальних ліній у ній на одиницю більша числа групових передач кінематичної структури, а кількість вертикальних ліній дорівнює числу ступенів частот обертання. Інтервали між вертикалями однакові і відповідають зміні частоти обертання на знаменник ряду Φ . Будується структурна сітка симетрично, тобто початкова точка на першому валу (верхня лінія) лежить посередині. У полі між сусідніми горизонтальними лініями за допомогою променів зображують відповідну групову передачу та ряд частот, який вона створює. Відстань між кінцями променів, що виходять з одної точки та зображають окремі передачі групи, у інтервалах між вертикалями дорівнює характеристичній цієї групи. Привод з послідовно з'єднаними груповими передачами зображується у вигляді віялоподібної сітки.

Приклад. Побудувати структурну сітку приводу з послідовно з'єднаними груповими передачами та числом частот обертання $z = 24$. Розглянемо варіант розподілу числа передач між групами $24 = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$. Порядок кінематичного вмикання груп приймаємо такий: перша група – основна, друга – перша переборна, третя – друга переборна, четверта – третя переборна. Тоді структурна формула приводу $z = p_a p_b p_c p_d = 3_0 \cdot 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_3$. Характеристики групових передач: $x_0 = 1$; $x_1 = p_a = 3$; $x_2 = p_a p_b$

- 3·2 - 6; $x_3 = p_a p_b p_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12$. Структурна сітка приводу зображена на рисунку 1.2.

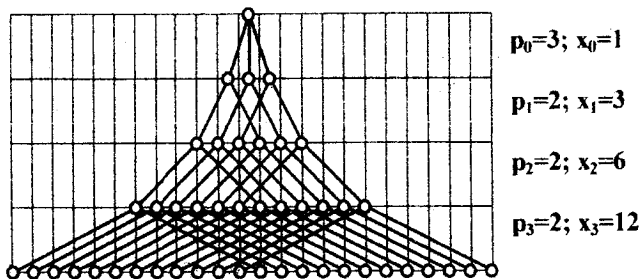


Рисунок 1.2 — Структурна сітка приводу за формулою $z = 3_0 \cdot 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_3$

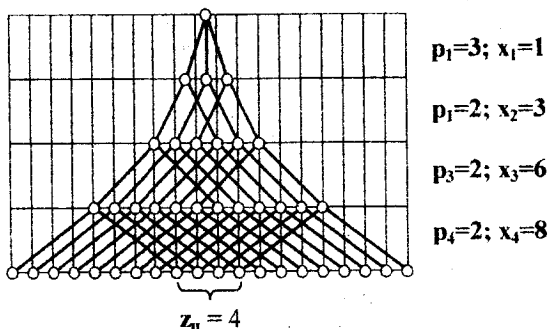


Рисунок 1.3 — Структурна сітка з частковим перекриттям частот обертання

1.5 Приводи з частковим перекриттям ступенів частот обертання

Якщо діапазон регулювання приводу нормальної структури більший розрахункового, то для його зменшення можна відкоригувати структуру, створивши часткове перекриття декількох ступенів частот обертання. Спосіб полягає у зменшенні на x_n характеристики останньої k -ї групи. Завдяки цьому загальне число ступенів частот приводу зменшиться на $z_n = x_n (p_k - 1)$ і буде дорівнювати

$$\bar{z} = z - z_n = z - x_n (p_k - 1).$$

Фактична характеристика виправленої k -ї групи

$$\bar{x}_k = x_k - z_n / (p_k - 1).$$

Загальний діапазон регулювання зменшується у $\varphi^{2n}(p_k - 1)$ раз.

Приклад 2. Змінимо нормальну структуру, наведену у прикладі 1, з метою отримання перекриття кількох ступенів частот обертання на останньому валу. Для цього зменшимо характеристику останньої групи $x_3 = 12$ на $x_{11} = 4$. Фактична характеристика останньої групи стане $\bar{x}_3 = 12 - 4 = 8$. Фактичне число ступенів частот обертання на останньому валу $\bar{z} = 24 - 4/(2 - 1) = 20$. Структурна сітка нової структури зображена на рисунку 1.3.

1.6 Приводи складеної структури

Складену структуру отримують з двох або більше з'єднаних у певному порядку структур з послідовно розташованими груповими передачами. Одну з структур називають основною, інші — додатковими. Основна структура бере участь у передачі на шпindel усіх частот обертання, які створює. Кожна додаткова структура використовується для передачі тільки частини частот обертання. Розроблено ряд найбільш раціональних складених структур, які використовуються у побудові коробок швидкостей та коробок подач. Одна з таких складених структур приводу зображена на рисунку 1.4. В цьому приводі 1 — основна структура, яка створює z^0 ступенів частот, 2 — додаткова структура, яка створює z' ступенів частот обертання. Такий привод забезпечує на шпинделі верстата $z = z^0 + z^0 z' = z^0(1 + z')$ різних частот обертання.

Структурні формулу та сітку для основної структури будують так, як і для нормальної кінематичної структури. Для кожної додаткової структури будують окрему структурну сітку. При цьому характеристика першої групи додаткової структури дорівнює числу ступенів частот обертання основної структури. Для кожної додаткової структури будують окрему структурну сітку.

Порівняно із нормальними структурами, що утворюються послідовним з'єднанням групових передач, складені структури мають ряд переваг. Вони дозволяють отримувати велику кількість ступенів частот обертання та передавати високі частоти за допомогою коротких кінематичних ланцюгів. У приводах складеної структури значно менші втрати потужності.

Приклад 4. Основна структура приводу, зображеного на рисунку 1.4,а, забезпечує 6 ступенів частот обертання, додаткова — 4 ступеня. Шпindel верстата з таким приводом отримує $z = 6 \cdot (1 + 4) = 30$ частот обертання. Один з можливих варіантів структурної формули приводу можна записати в такому вигляді: $z = 3_1 2_2 (1 + 2_3 2_4)$. Структурні сітки такого приводу зображені на рисунку 1.4,б — для основної структури, на рисунку 1.4,в — для додаткової структури. На рисунку 1.4,г зображено графік частот обертання.

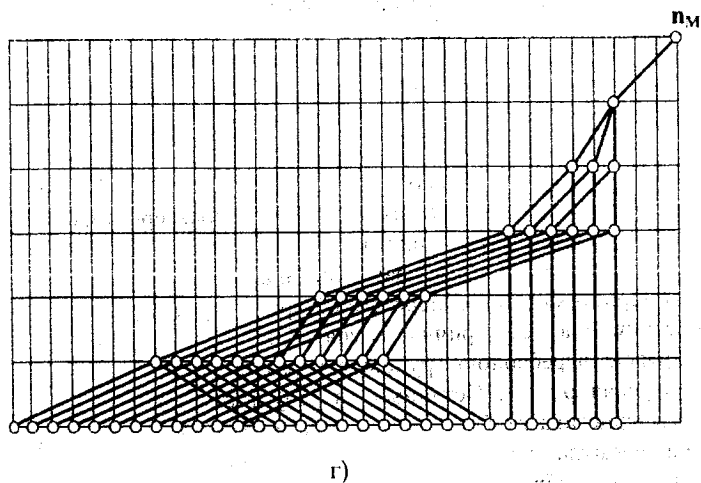
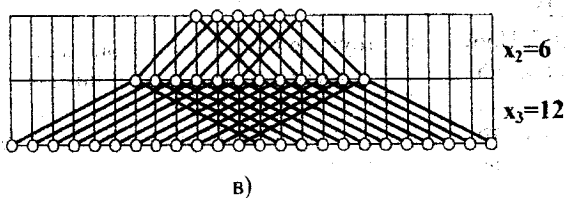
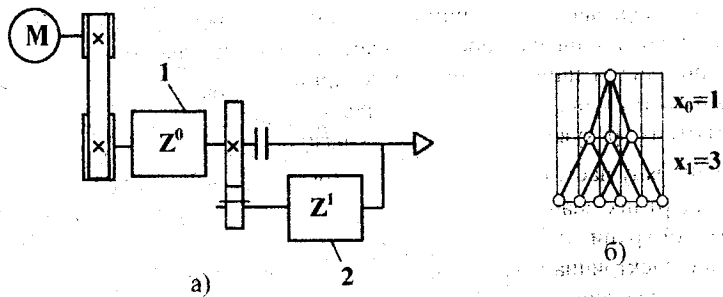


Рисунок 1.4 — Привод складеної структури: а — структурна схема приводу; б — структурна сітка основної структури; в — структурна сітка додаткової структури; г — графік частот обертання

1.7 Приводи з двошвидкісним двигуном

Застосування двошвидкісних електродвигунів зменшує кількість зубчастих передач для отримання заданого ряду частот обертання шпинделя, що зменшує габарити та масу коробки швидкостей.

При кінематичних розрахунках приводу електродвигун вважають кінематичною групою, що має дві передачі. Характеристику x_e цієї групи визначають із врахуванням того, що діапазон регулювання її дорівнює 2, а знаменник ряду частот обертання — ϕ . При цьому $\phi^z = 2$, $x_e = \lg 2 / \lg \phi$ і при стандартних значеннях ϕ (1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 2,0) характеристика електричної групи відповідно дорівнює 12, 6, 3, 2, 1. З ряду цих значень видно, що електрична група може бути основною лише при $\phi = 2$, але такі приводи практично не застосовуються. Звичайно двошвидкісні електродвигуни містять приводи, знаменник ряду частот в яких дорівнює 1,06; 1,12 чи 1,26.

Приклад 5. Побудуємо структурну сітку та графік частот обертання для приводу, який забезпечує 24 частоти обертання шпинделя, мінімальну частоту 125 хв^{-1} , максимальну — 1800 хв^{-1} . В приводі застосовано двошвидкісний електродвигун з частотами обертання 1500 та 750 хв^{-1} .

Діапазон регулювання приводу

$$R = 1800/125 = 14,4.$$

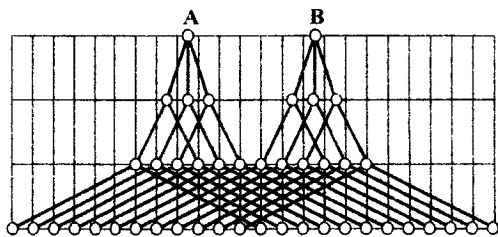
Знаменник ряду частот обертання приводу

$$\phi = \sqrt[24]{14,4} = 1,12.$$

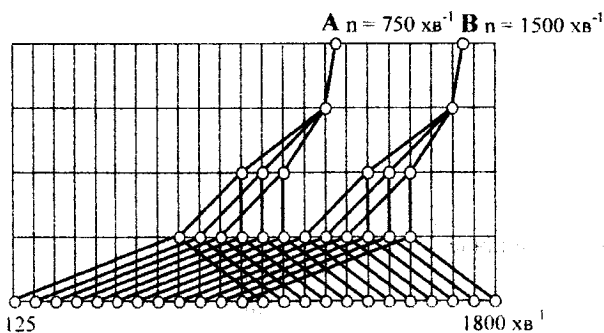
Характеристика електричної групи

$$x_e = \lg 2 / \lg 1,12 = 6.$$

Приймаємо структурну формулу приводу $z = 24 = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2$. Першою в структурі розташовується електрична група з характеристикою $x_e = 6$. Друга група — основна з характеристикою $x_0 = 1$ та кількістю передач $p_0 = 3$, третя — перша переборна. Її характеристика $x_1 = 3$, кількість передач $p_1 = 2$. Характеристика другої переборної групи буде $x_2 = 6$, але таку характеристику має електрична група. Отже, електродвигун можна вважати другою переборною групою з характеристикою $x_e = x_2 = 6$, а кількість передач $p_2 = 2$. Останньою в структурі буде третя переборна група, характеристика якої визначається за загальним правилом $x_3 = 12$. Структурна формула приводу буде мати вигляд: $z = 24 = 2_2 \cdot 3_0 \cdot 2_1 \cdot 2_3$. Структурна сітка зображена на рисунку 1.5,а. Оскільки характеристика електричної групи дорівнює 6, відповідні точки на першому валу рознесені на 6 інтервалів, а вал двигуна не показано. Графік частот обертання показано на рисунку 1.5,б.



a)



б)

Рисунок 1.5 — Структурна сітка (а) та графік частот обертання (б) приводу з двошвидкісним двигуном

1.8 Послідовність кінематичного розрахунку приводу

Початковими даними для кінематичного розрахунку приводу головного руху є частота обертання вала електродвигуна (n_d), мінімальна та максимальна частоти обертання шпинделя (n_{\min} , n_{\max}), число ступенів частот z . Можливо використання інших еквівалентних комплексів даних.

Кінематичний розрахунок виконують в такому порядку.

1. Визначають значення знаменника геометричного ряду частот обертання шпинделя та беруть найближче стандартне значення, рекомендоване для верстатів даного типу.

2. Визначають стандартний ряд частот обертання шпинделя, починаючи з максимальної чи мінімальної заданої частоти обертання шпинделя. Якщо значення крайніх частот суттєво відрізняються від заданих, можлива корекція z , або заміна структури чи інші зміни кінематичних параметрів приводу.

3. Розробляють декілька варіантів кінематичної структури приводу та вибирають найбільш раціональну за критеріями: мінімуму зубчастих передач, мінімальної маси коробки швидкостей, мінімальних габаритів та іншими. Маса зубчастих коліс та валів тим менша, чим більше зубчастих коліс обертається з високими обертами. Тому групи передач розташовують так, щоб першою була основна і характеристики груп збільшувались від першого валу коробки швидкостей до останнього. Основна група повинна забезпечувати найбільшу кількість передач. З метою підвищення ККД приводу під час роботи з високими частотами обертання переходять до складених структур.

Для двох – трьох попередньо вибраних кінематичних структур будують структурні сітки для подальшого аналізу їх переваг та недоліків з метою остаточного вибору найбільш раціональної структури.

4. Синтезують кінематичну схему приводу, виходячи з структурної сітки, параметрів приводного електродвигуна та заданого ряду частот обертання шпинделя. Вводять поодинокі пасові та зубчасті передачі, які забезпечать певний ряд частот обертання на шпинделі та передачу обертання на шпиндель у відповідності до конструктивного компоновання верстата.

5. Будують графік частот обертання на основі кінематичної схеми та структурної сітки. Горизонтальні лінії умовно зображають усі вали приводу, включаючи вали електродвигуна та поодиноких передач. Вертикальні лінії умовно зображають частоти обертання шпинделя. Точки перетину вертикальних ліній з горизонтальними відповідають частотам обертання валів, представленим у логарифмічному масштабі. Передачі та їх передаточні відношення зображують лініями (променями), що з'єднують відповідні точки. Оскільки для частот обертання вибраний логарифмічний масштаб, передаточні відношення передач (відношення частоти обертання веденого вала до частоти обертання ведучого) визначає вираз

$$i = \varphi^k, \quad (1.5)$$

де k — число інтервалів між вертикальними лініями, що перетинаються променем.

Промінь з нахилом вправо зображає підвищувальну передачу ($k > 0$), з нахилом вліво – знижувальну ($k < 0$), вертикальний – передачу з $i = 1$. Паралельні промені зображають одну й ту ж передачу. Для забезпечення мінімальних радіальних розмірів коробок швидкостей вводять обмеження на передаточні відношення передач:

$$1/4 \leq i \leq 2.$$

Наслідком цих обмежень є максимальне значення діапазону регулювання кінематичної групи — $R = 8$.

3 метою отримання раціональної конструкції коробки швидкостей рекомендується мінімальні передаточні відношення в групах поступово зменшувати в напрямку від вала двигуна до шпинделя. Це відображається на графіку частот обертання збільшенням кількості інтервалів, що перекриваються променями передачі з i_{\min} групи, в напрямку від першого вала до шпинделя.

6. За побудованим графіком частот обертання та залежності (1.5) для кожної передачі знаходять передаточне відношення.

7. Визначають числа зубців коліс, користуючись методиками, наведеними у літературі, або за спеціальними таблицями (таблиця 1.3 — 1.6).

Таблиця 1.3 — Числа зубців групових передач для $\Sigma z = 50 \dots 65$

u (1/i)	Σz															
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65
1	25		26		27		28		29		30		31		32	
1,06							27		28		29		30		31	
1,12		24		25		26		27		28		29		30		
1,19	23					25		26		27		28		29	29	
1,26	22		23		24		25		26		27		28		29	29
1,33		22			23		24		25		26		27		28	28
1,41		21		22		23		24		25		26		27	27	27
1,5	20		21			22		23		24						26
1,58			20		21			22		23	23		24			25
1,68		19			20		21			22			23		24	
1,78	18			19			20		21			22			23	
1,88			18			19			20		21	21		22	22	
2,0		17			18			19			20			21		
2,11	16			17			18			19			20			21
2,24			16			17			18			19	19			20
2,37		15			16			17				18			19	
2,51				15			16				17			18		
2,66		14				15			16	16			17			
2,82												16				17
2,99			13				14				15				16	

Таблиця 1.4 — Числа зубців групових передач для $\Sigma z = 66 - 81$

и (1/i)	Σz															
	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81
1	33		34		35		36		37		38		39		40	
1,06	32		33		34		35		36		37		38		39	
1,12	31		32		33		34		35		36	36	37	37	38	38
1,19	30		31		32		33		34	34	35	35		36		37
1,26	29		30		31		32		33	33		34		35		36
1,33			29		30		31			32		33		34	34	35
1,41		28	28		29		30	30		31		32		33	33	34
1,5		27	28		28		29	29		30		31	32		32	
1,58		26			27		28	28		29		30	30		31	
1,68		25		26	26		27	27		28		29	29		30	30
1,78		24		25	25		26			27		28	28		29	29
1,88	23	23		24			25			26			27		28	28
2	22			23			24			25			26		27	27
2,11	21		22	22		23	23		24	24			25			26
2,24			21			22	22		23	23			24	24		25
2,37		20	20			21			22				23	23		24
2,51	19	19			20	20			21	21			22	22		23
2,66	18			19	19				20	20			21			22
2,82			18	18				19	19			20	20			21
2,99		17	17			18	18				19	19			20	20
3,16	16	16			17	17					18				19	19
3,35				16	16					17				18	18	
3,55								16	16				17	17		18
3,76							15	15				16	16			17
3,98															16	16

Таблица 1.5 — Числа зубців групових передач для $\Sigma z = 86 - 97$

u (1/i)	Σz																
	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	
1	41		42		43		44		45		46		47		48	49	
1,06 1,12	40	40	41		42	42	43	43	44	44	45	45	46	46	47	47	
	39		40			41		42		43	43	44	44	45	45	46	
1,19 1,26	38		39		39	40	40	41	41		42		43		44	44	
	37	37			38		39		40	40	41	41		42		43	
1,33 1,41	35		36		37	37	38	38		39		40	40	41	41		
			35	35		36		37	37	38	38		39		40	40	
1,5 1,58	33	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39	
	32	32		33	33		34		35	35		36		37	37		
1,68 1,78		31		32	32		33	33		34		35	35		36	36	
		30	30		31		32	32		33	33		34	34		35	
1,88 2		29	29		30	30	31	31			32	32		33	33		
			28		29	29		30	30		31	31		32	32		
2,11 2,24			27			28	28		29	29		30	30		31	31	
			26	26		27	27		28	28		29	29		30	30	
2,37 2,51			25	25		26	26			27	27		28	28		29	
			24	24		25	25			26	26		27	27			
2,66 2,82			23	23		24	24			25	25			26	26		
			22			23	23			24	24			25	25		
2,99 3,16		21	21			22	22			23	23			24	24		
		20	20			21	21			22	22			23	23		
3,35 3,55	19	19			20	20	20			21	21			22	22		
	18	18			19	19			20	20	20			21	21		
3,76 3,98				18	18				19	19				20	20		
			17	17				18	18	18			19	19	19		

Таблиця 1.6 – числа зубців групових передач для $\Sigma z = 98 - 108$

u (1/i)	Σz										
	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108
1,1	49	50	50	51	51	52	52	53	53	54	54
1,06 1,12		48		49		50		51		52	
	46	47	47		48		49		50		51
1,19 1,26	45	45	46	46		47		48		49	49
		44	44	45	46		46		47	47	48
1,33 1,41	42		43	43	44	44		45		46	46
		41		42	42	43	43		44	44	45
1,5 1,58	39	40	40		41	41	42	42		43	43
	38	38	39	39		40	40	41	41	41	42
1,68 1,78		37	37	38	38		39	39		40	40
	35		36	36	37	37		38	38		39
1,88 2	34	34	35	35		36	36		37	37	
	33	33		34	34		35	35		36	36
2,11 2,24		32	32		33	33		34	34		35
	30		31	31		32	32		33	33	33
2,37 2,51	29			30	30		31	31		32	32
	28	28		29	29			30	30		31
2,66 2,82	27	27			28	28		29	29	29	
		26	26		27	27	27		28	28	28
2,99 3,16		25	25			26	26	26		27	27
		24	24	24		25	25	25		26	26
3,35 3,55		23	23	23			24	24			25
		22	22	22			23	23	23		24
3,76 3,98		21	21	21			22	22	22		23
		20	20	20		21	21	21	21		22

Таблиці 1.3–1.6 містять стандартні значення чисел зубців зубчастих коліс та можливі поєднання їх, які забезпечують передаточні відношення в межах допустимих відхилень. Визначення числа зубців усіх коліс групи відбувається шляхом пошуку стовпчика із сумарним числом зубців Σz , в якому присутні числа зубців ведучого колеса для передаточних чисел усіх передач групи. При цьому необхідно враховувати такі залежності наведених у таблиці передаточних чисел та визначених передаточних відношень групових передач: $u = i$ при $i \geq 1$; $u = 1/i$ при $i < 1$.

1.9 Визначення навантажень на привод

Навантаження на головний привод спеціальних та універсальних верстатів визначають по-різному. Спеціальні верстати, в тому числі агрегатні та верстати автоматичних ліній, призначені для обробки однієї конкретної деталі або кількох деталей. Цикл роботи головного приводу жорсткий. Навантаження на нього в різні моменти циклу можуть бути визначені достатньо точно. Коливання навантаження, що викликаються коливаннями припуску на деталях, фізико-механічних властивостей їх, зміною зносу ріжучих інструментів, можна врахувати, знаючи розподіл цих параметрів. Тангенціальну складову сили різання P_{z_i} та швидкість різання V_i при обробці i -м інструментом визначають для максимальних значень цих параметрів. Ефективна потужність різання (кВт) для кожного інструменту

$$P_{p_i} = \frac{P_{z_i} V_i}{60 \cdot 10^3},$$

де P_{z_i} у Н, V_i у м/хв.

Ефективна потужність різання в j -му інтервалі циклу при одночасній роботі k інструментів

$$P_{p_j} = \sum_{i=1}^k P_{p_i}.$$

Універсальні неавтоматизовані верстати призначені для виготовлення деталей широкої номенклатури, оброблювані невеликими партіями в умовах дрібносерійного та серійного виробництва. Навантаження на головний привод таких верстатів змінюються в широкому інтервалі. Розрахунок деталей приводу універсального верстата можна виконувати двома способами. Один з них — імовірнісний. Він оснований на розподілі навантажень на елементи приводу та розподілі характеристик міцності їх матеріалу, зносостійкості поверхонь тощо. Проте імовірнісні розрахунки верстатів розроблені недостатньо. Тому звичайно застосовують другий спосіб розрахунків, оснований на використанні постійного, так званого розрахункового навантаження. При

визначенні розрахункової потужності універсальних верстатів необхідно враховувати протилежні тенденції. Із збільшенням потужності приводу зменшуються втрати продуктивності верстата, обумовлені неможливістю здійснювати різання з оптимальними жорсткими режимами. При цьому ефективність верстата збільшується, зведені затрати на знімання одиниці об'єму припуску знижуються. Проте збільшення потужності головного приводу призводить до його ускладнення, збільшення маси, підвищення вартості верстата. Розрахункова потужність приводу може бути знайдена шляхом мінімізації зведених затрат на обробку з врахуванням перелічених протилежних тенденцій. Крім цього, потрібно враховувати перспективи підвищення режимів різання, що пов'язано із створенням нових інструментальних матеріалів.

1.10. Визначення втрат потужності у приводі

Види втрат потужності. Втрати потужності у головному приводі верстата складаються із втрат у його механічній частині та втрат у електричній. Втрати потужності у механічній частині ΔP_m можна розділити на постійні та навантажувальні. Постійні втрати не залежать від корисного навантаження і обумовлені тертям у підшипниках, передачах, перемішуванням масла при холостому обертанні приводу. Вони пов'язані з частотою обертання валів та характеризуються потужністю холостого ходу P_x . Навантажувальні втрати P_n — це змінні втрати, обумовлені корисним навантаженням та йому пропорційні.

Таким чином, сумарні втрати у механічній частині приводу:

$$\Delta P_m = P_x + P_n.$$

Визначення потужності холостого ходу. Потужність холостого ходу на k -й ступені частоти обертання визначається за залежністю:

$$P_x = a (\Delta P_{x1} + \Delta P_{x2} + \dots + \Delta P_{xi} + \Delta P_{xm}),$$

де a — коефіцієнт, що враховує втрати потужності у елементах керування.

$a = 1, 1, 1, 2$ (менші значення вибирають при малому числі рухомих блоків та муфт;

$\Delta P_{x1}, \Delta P_{x2}, \dots, \Delta P_{xi}$ — постійні втрати потужності на валах I, II, ..., i;

ΔP_{xm} — постійні втрати потужності на шпинделі.

Постійні втрати потужності на валу та на шпинделі при кожній частоті обертання знаходять підсумовуванням втрат у пасових та зубчастих передачах, у підшипниках та інших елементах.

Постійні втрати потужності у пасових передачах (кВт):

$$\Delta P_{x.n} = C_n z v_n \left(\frac{1}{d_{m1}^2} + \frac{1}{d_{m2}^2} \right),$$

де C_{Π} — коефіцієнт, що враховує тип пасу;
 z — число пасів (для поліклінових пасів);
 v_{Π} — швидкість пасу, м/с;
 $d_{\Pi 1}, d_{\Pi 2}$ — діаметри ведучого та веденого шківів, см.
 Для клинових пасів:

$$C_{\Pi} = k_1 + k_2 v_{\Pi}.$$

Коефіцієнти k_1 та k_2 для клинових та поліклінових пасів пов'язані з перерізом пасу, їх значення наведені у таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 — Коефіцієнти k_1 та k_2 для клинових та поліклінових пасів

Переріз пасу	клинового			поліклінового		
	А	Б	В	К	Л	М
k_1	0,25	0,72	2,0	0,016	0,37	2,15
k_2	0,015	0,011	0,0075	0,004	0,008	0,008

Для зубчастих пасів:

$$C_{\Pi} = 0.001(k_3 b + k_4 v_{\Pi} \sqrt{b}).$$

де b — ширина пасу, мм;
 k_3 та k_4 — коефіцієнти, що залежать від модуля пасу m (таблиця 1.8).

Таблиця 1.8 — Коефіцієнти k_3 та k_4 для зубчастих пасів

m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7
k_3	0,4	0,9	2,3	4,0	21	35	100
k_4	0,63	0,95	1,45	1,9	2,21	4,11	4,11

Втрати потужності у пасовій передачі відносять до веденого валу.

Постійні втрати потужності у зубчастому зачепленні, віднесені до ведучого валу визначають за виразом:

$$\Delta P_{\chi, 1} = 0,31 C_1 b v \sqrt{\mu v},$$

де C_1 — коефіцієнт: для кожного колеса, що не передає крутний момент,
 $C_1 = (1,0 \dots 1,5) 10^{-3}$; для колеса, що передає крутний момент,
 $C_1 = (2 \dots 3) 10^{-3}$;

b — ширина вінця зубчастого колеса, мм;

v — колова швидкість у зачепленні, м/с;

μ — динамічна в'язкість змащувального матеріалу, Па·с.

Таку ж втрату потужності від тертя у зубчастому зачепленні відносять і до веденого валу.

Постійні втрати потужності у одному підшипнику кочення складають:

$$\Delta P_{x.n} = 10^5 f d_m^3 (v n)^2,$$

де f — коефіцієнт тертя, що залежить від типу підшипника та способу змащення;

d_m — середній діаметр підшипника, мм;

v — кінематична в'язкість змащувального матеріалу, м²/с;

n — частота обертання підшипника, хв.⁻¹

Визначення навантажувальних втрат потужності. Навантажувальні втрати приводу визначають шляхом підсумовування втрат потужності на кожному валу, які складаються із втрат у пасових та зубчастих передачах, у підшипниках та інших елементах.

Навантажувальні втрати потужності у клиновій чи поліклиновій пасовій передачі:

$$\Delta P_{n.n} = 3 \cdot 10^{-5} \phi F v_p,$$

де ϕ — коефіцієнт тяги, що враховує попередній натяг пасів: для поліклинових передач з пасами перерізів **К**, **Л** та **М** ϕ дорівнює відповідно 2,0; 0,8 та 0,5;

F — колова сила, що передається, Н.

Навантажувальні втрати потужності у підшипниках кочення:

$$\Delta P_{n.ш} = 10^{-7} f_1 F_n d_m n,$$

де f_1 — коефіцієнт, що враховує конструкцію підшипника та відношення навантаження на ньому до статичної вантажопідйомності;

F_n — приведене навантаження на підшипник, Н.

Визначення ККД приводу. Коефіцієнт корисної дії механічної частини приводу можна визначити за залежністю

$$\eta = 1 - \frac{P_x}{P_1} - \frac{P_{ш}}{P_1},$$

або за залежністю:

$$\eta = \left(1 - \frac{P_x}{P_1}\right) \eta_n^\alpha \eta_1^\beta \eta_{ш}^\gamma, \quad (1.6)$$

де P_1 — потужність на вхідному валу приводу, кВт;

$\eta_n, \eta_1, \eta_{ш}$ — середні значення ККД пасової передачі, зубчастої передачі, підшипника;

α, β, γ — число пасових передач, зубчастих передач та підшипників у механічній частині приводу.

Добуток

$$\eta' = \eta_n^\alpha \eta_i^\beta \eta_{\text{шн}}^\gamma \quad (1.7)$$

характеризує собою навантажувальні втрати. Середні значення ККД елементів приводу, що входять до виразу, вважаються незалежними від навантаження та швидкості і мають такі значення:

пасова передача	0,97...0,99
циліндрична прямозубчаста передача	0,99...0,995
циліндрична косозубчаста передача	0,98...0,99
конічна зубчаста передача	0,97...0,98
підшипник кочення	0,9975...0,9985

Значення η' , обчислене за виразом (1.7), можна вважати задовільною оцінкою коефіцієнта корисної дії одношвидкісних приводів при повному використанні номінальної потужності електродвигуна. Проте це значення ККД виходить дуже завищеним для верхніх ступенів частоти обертання при використанні приводів з великим діапазоном регулювання.

Залежність (1.6) дає задовільні оцінки коефіцієнта корисної дії будь-якого головного приводу із ступінчастим регулюванням. При цьому потужність P_1 на вхідному валу приводу задають як долю α номінальної потужності електродвигуна P , тобто $P_1 = \alpha P$.

1.11 Вибір асинхронного електродвигуна для приводу

Попередній вибір двигуна. Електродвигун для головного приводу верстата вибирають на стадії розробки його кінематичної схеми. Коли проектують спеціальний верстат, для усіх елементів циклу визначають ефективну потужність різання. Користуючись кінематичною схемою головного приводу та залежністю (1.7), визначають його коефіцієнт корисної дії η' . Коли привод надто складний можна брати ККД в межах 0,75...0,85.

Електродвигун вибирають за розрахунковою номінальною потужністю:

$$P = \frac{P_{\text{рmax}}}{\lambda \eta'}$$

де $P_{\text{рmax}}$ — максимальна потужність різання у циклі роботи верстата;

λ — коефіцієнт перевантаження (призначають $\lambda = 1 \dots 1,5$ в залежності від режиму роботи двигуна).

Якщо при розробці головного приводу універсального верстата важко визначити номінальну потужність його двигуна через відсутність вихідних даних, можна підібрати двигун, виходячи з технічних параметрів кращих за аналогічними параметрами верстатів.

Після того як механічна частина головного приводу розроблена, визначають постійні P_x та навантажувальні втрати P_n у ній, а потім потужність на приводному двигуні.

Потужність на двигуні із врахуванням втрат:

$$P = P_p + P_x + P_n = P_p + \Delta P_m.$$

Якщо проектується спеціальний верстат, потужність на двигуні обчислюють для кожного елементу циклу роботи верстата та приймають найбільшу. Двигун вибирають з урахуванням режиму його роботи.

Вибір двигуна для роботи у тривалому режимі S1. Тривалий режим роботи S1 властивий двигунам головного руху важких токарних, шліфувальних та зубооброблювальних верстатів. Номінальну потужність двигуна визначають за потужністю різання P_p та ККД η механічної частини приводу, кВт:

$$P \geq P_p / \eta. \quad (1.8)$$

Вибір двигуна для роботи у повторно-короткочасному режимі S3. Повторно-короткочасний режим роботи властивий двигунам головного приводу верстатів-автоматів, напівавтоматів, відрізних верстатів. Для них рекомендується застосовувати асинхронні двигуни з підвищеним ковзанням серії 4AC.

Якщо t_p — час роботи двигуна у циклі роботи верстата (с), t_o — тривалість паузи (с), то розрахункова тривалість вмикання двигуна:

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_p + t_o}.$$

Коли $\varepsilon = 0,4$, номінальну потужність двигуна визначають за залежністю (1.8), а двигун вибирають за каталогом, беручи до уваги, що для них номінальним режимом роботи є повторно-короткочасний при ПВ = 40 %.

Якщо розрахункова тривалість вмикання відрізняється від 0,4, тобто від ПВ = 40 %, визначають потужність, яку може розвивати двигун при розрахунковій тривалості вмикання:

$$P_{\varepsilon} = P_{\varepsilon_1} \sqrt{\varepsilon_1 / \varepsilon},$$

де ε_1 — стандартна тривалість вмикання (для двигунів серії 4AC ε_1 прийнята 0,15; 0,25; 0,40; 0,60; 1,00);

P_{ε_1} — номінальна потужність двигуна при стандартному ПВ (відповідне ε_1), наведена у каталозі, кВт.

При цьому ε_1 вибирають найближчий до ε . Двигун вибирають за потужністю P_{ε} .

Вибір двигуна для роботи у режимах S4 та S5 з частими пусками та гальмуваннями або реверсами. Двигуни вибирають за гранично допустимим числом циклів на годину.

Коли відома потужність на шпинделі верстата, визначають із врахуванням ККД приводу потужність на валу двигуна і з каталогу вибирають найближчий за потужністю двигун.

За його технічною характеристикою, параметрами розробленої механічної частини головного приводу, тривалістю циклу роботи верстата $t_{ц}$, часом роботи двигуна у циклі та тривалістю паузи знаходять:

– тривалість вмикання ϵ ;

– відношення статичного моменту опору M_c до номінального моменту вибраного двигуна M_n : $m_c = M_c / M_n$

– коефіцієнт k_m за рисунком 1.6;

– коефіцієнт інерції $F_i = (I_d + I_m) / I_d$,

де I_d — момент інерції ротора двигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

I_m — приведений до вала двигуна момент інерції механізму головного приводу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

– відношення сумарних втрат попередньо вибраного двигуна при номінальній потужності P у тривалому режимі роботи до сумарних втрат при потужності P_c , що відповідає повторно-короткочасному режиму:

$$k_p = \frac{P(1 - \eta)}{P_c(1 - \eta_c)}$$

де η — ККД двигуна при номінальній потужності;

η_c — ККД двигуна при потужності, що відповідає повторно-короткочасному режиму з тривалістю вмикання ϵ .

Потім для попередньо вибраного двигуна з каталогу знаходять умовно допустиме число h_0 пусків за годину при відсутності статичного та динамічного навантаження. Обчислюють допустиме число h пусків двигуна за годину з урахуванням реальних навантажень та режиму роботи:

$$h = \frac{h_0(1 - \epsilon)k_mk_p}{F_i}$$

Якщо двигун гальмується противмиканням чи реверсується, допустиме число вмикань чи реверсів отримують діленням знайденого значення h на 4.

Наступним кроком визначають мінімальну допустиму тривалість циклу роботи верстата, s :

$$t_{ц\ min} = 3600 / h.$$

Якщо $t_{ц\ min}$ більше заданої тривалості циклу $t_{ц}$, двигун вибраний невірню. Необхідно взяти більш потужний двигун та повторити для нього розрахунок.

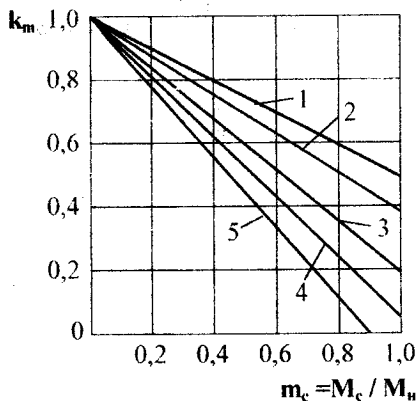


Рисунок 1.6 — Залежність коефіцієнта k_m від статичного моменту для двигунів серій: 1 — 4АС; 2 — 4А100 — 4А132; 3 — 4А160 — 4А250; 4 — 4А180; 5 — 4А315 — 4А355.

Якщо задані час розгону (пуску) t_n та час гальмування t_l шпинделя верстата, двигун перевіряють і за цими критеріями.

Визначають номінальний момент двигуна, Н·м:

$$M_n = \frac{10^3 P}{0,105 n_n}$$

Потім середній пусковий момент, Н·м:

$$M_{n,sp} \approx 0,5 M_n (m_k + m_n),$$

де m_k — значення відношення максимального моменту двигуна M_{max} до номінального M_n з каталогу;

m_n — значення відношення його пускового моменту M_n до номінального.

Визначають час пуску t_n та час гальмування t_l шпинделя, с:

$$t_n = \frac{0,105 n_n (I_d + I_m)}{M_{n,sp} - M_c}$$

$$t_l = \frac{0,105 n_n (I_d + I_m)}{M_l + M_c}$$

де M_l — середній момент гальмування, Н·м ($M_l \approx M_n$).

Час реверсування шпинделя:

$$t_{рек} = t_n + t_l$$

Якщо тривалість пуску, гальмування та реверсування недопустимо великі, потрібно взяти з каталогу наступний за потужністю двигун та знову провести усі розрахунки.

Вибір двигуна для роботи у переміжних режимах S6–S8. Такі режими у металорізальних верстатах зустрічаються найчастіше.

Цикл роботи двигуна може містити такі елементи:

- пуск для розгону шпинделя при статичному моменті опору приводу M_{c1} та моменті інерції, приведені до вала двигуна I_{m1} ;
- робота при потужності на валу двигуна P_1 протягом часу t_1 ;
- гальмування противмиканням;
- пауза протягом часу t_0 перед зміною частоти обертання шпинделя;
- розгін шпинделя при M_{c2} та I_{m2} ;
- робота при P_2 протягом часу t_2 ;
- гальмування противмиканням;
- пауза для знімання обробленої деталі та встановлення заготовки.

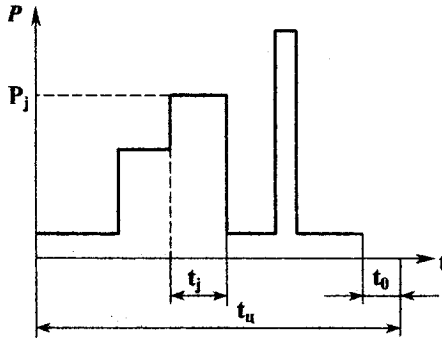


Рисунок 1.7 — Цикловий навантажувальний графік електродвигуна

Вибір двигуна відбувається у такій послідовності.

1. Будуєть цикловий навантажувальний графік. Для цього на осі абсцис відкладають тривалості t_j j -х інтервалів циклу, на осі ординат — значення потужності двигуна P_j у j -му інтервалі (рисунок 1.7).

2. За навантажувальним графіком визначають найбільшу потужність P_{max} та потужність втрат у j -му інтервалі:

$$\Delta P_j = P_j (1/\eta_j - 1),$$

де η_j — ККД електродвигуна, що відповідає потужності P_j (за відповідним графіком).

3. Обчислюють середню потужність втрат за цикл роботи верстата:

$$\Delta P_{cp} = \sum_{j=1}^q \Delta P_j t_j / t_u,$$

де q — число інтервалів у циклі;

t_n — час циклу.

4. За перевантажувальною здатністю виконують попередній вибір двигуна за каталогом. Для цього його номінальну потужність P визначають, виходячи з найбільшої потужності P_{\max} у циклі роботи:

$$P = P_{\max} / \lambda,$$

де λ — коефіцієнт перевантаження: при попередньому виборі двигуна $\lambda \approx 1,5$.

5. Вибраний двигун перевіряють на нагрів за методом середніх втрат. Для цього знаходять номінальне значення втрат потужності ΔP_n у двигуні при роботі з номінальною потужністю P у режимі S1:

$$\Delta P_n = P (1 / \eta - 1),$$

та перевіряють виконання умови:

$$\Delta P_n \geq \Delta P_{\text{ср}}. \quad (1.9)$$

Якщо умова (1.9) не виконується, попередньо вибраний двигун для даного приводу не підходить за нагрівом.

З каталогу вибирають наступний, більш потужний двигун і повторюють розрахунок.

Більш точна методика вибору двигуна утримує врахування втрат енергії (кДж) у ньому при:

- вмиканні $\Delta A_n = 0,105 \cdot 10^{-3} n_n M_{n,\text{ср}} t_n$;
- гальмуванні $\Delta A_l = 0,315 \cdot 10^{-3} n_n M_l t_l$;
- реверсуванні $\Delta A_r = \Delta A_n + \Delta A_l$.

Зниження ефективності охолодження вимкненого електродвигуна (під час паузи t_0) враховують коефіцієнтом β_0 , а під час пуску та гальмування (внаслідок зниження частоти обертання) — коефіцієнтом β_1 . Для двигунів 4АН з потужністю $P = 1 \dots 100$ кВт та синхронною частотою 1500 хв^{-1} коефіцієнт $\beta_0 = 0,5 \dots 0,2$, а для двигунів 4А $\beta_0 = 0,45 \dots 0,3$ (менші значення відносяться до більшої потужності). Коефіцієнт $\beta_1 = 0,5 (1 + \beta_0)$.

Таким чином, уточнені середні втрати потужності у електродвигуні за цикл роботи у повторно-короткочасних режимах S4, S5 складають, кВт:

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{\Delta A_n + \sum_{j=1}^q \Delta P_j t_j + \Delta A_r}{\beta_1 t_n + \sum_{j=1}^q t_j + \beta_1 t_r + \beta_0 t_0}$$

Якщо із врахуванням уточнених втрат за цикл роботи умова (1.9) не виконується, слід вибрати більш потужний двигун та повторювати розрахунок.

1.12 Рекомендації щодо конструювання приводів

Компонування приводів. Приводи бувають нероздільні та роздільні. Нероздільний привод виконується у вигляді комплексу коробки швидкостей та шпindelного вузла, розташованих у одному корпусі. Така конструкція компактна, але часто має незадовільні динамічні характеристики та теплостійкість, оскільки коливання та теплота, що виділяється у коробці, передаються на шпindel. Роздільний привод складається з коробки швидкостей та шпindelної бабки, розмішених у різних корпусах. Рух від останнього вала коробки швидкостей передається на шпindelну бабку пасовою передачею, що значно покращує динамічні характеристики. Для збільшення діапазону регулювання у шпindelну бабку вмонтовують перебір. Шпindelний вузол у роздільному приводі менше нагрівається. Коливання, що виникають у коробці швидкостей, не передаються на шпindel.

Механізми перемикання коробок швидкостей. Механізми індивідуального безпосереднього керування характеризуються тим, що кожний зубчастий блок перемикається окремою рукояткою, яка пов'язана з ним безпосередньо (рисунок 1.8,а), або через зубчато-важільну передачу (рисунок 1.8,б). Зубчато-важільну передачу застосовують у випадках великих перемішень блоків. З метою полегшення керування та зменшення розмірів панелі керування дві чи три рукоятки доцільно розташовувати на одній осі (рисунок 1.8,в).

Механізми групового керування дозволяють перемикає декілька зубчастих блоків за допомогою одної рукоятки шляхом почергового приєднання її до елементів цих блоків (рисунок 1.8,г). Але при цьому хоча кількість рукояток зменшується, тривалість перемикань зростає.

Механізми централізованого послідовного керування дозволяють перемикає усі групи коліс та інші елементи від одного органа керування. Вони виконуються у вигляді кулачкового механізму з барабанним кулачком (рисунок 1.8,д), або дисковим кулачком (рисунок 1.8,е). Такі механізми можуть мати кривошипно-кулісні чи кривошипно-кулісно-кулачкові механізми (рисунок 1.8,ж).

Керування за допомогою кулачків стає централізованим, але процес перемикання тривалий, а також неможливий попередній набір швидкості для скорочення часу перемикання. Механізм керування досить громіздкий та складний. При використанні дискових кулачків пази можуть розташовуватись на обох сторонах диска.

Багатьох недоліків позбавлені селективні механізми перемикання частот обертання. Вони дозволяють набирати задану частоту обертання до закінчення роботи верстата на попередньому режимі. Після зупинки шпинделя достатньо одного руху рукоятки, щоб увімкнути задану частоту обертання. Найбільш розповсюджені механізми з рейковими штовхачами (рисунок 1.8,з). Застосовують також механізми з конічним селектором та

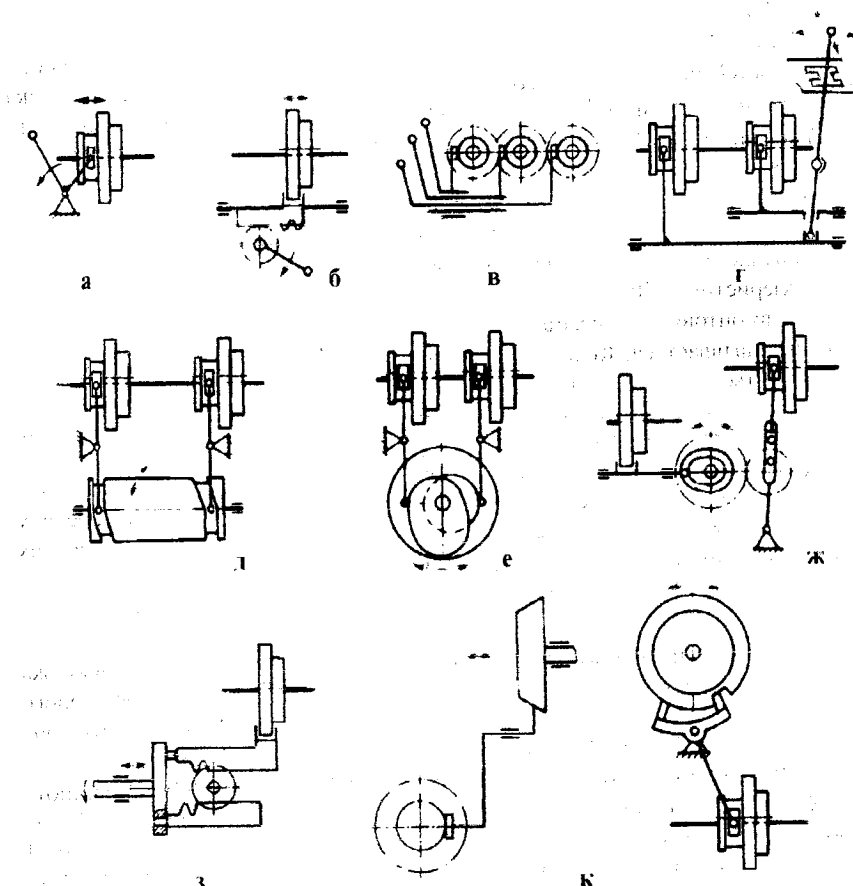


Рисунок 1.8 — Схеми механізмів перемикання коробок швидкостей.
 а, б — індивідуальне безпосереднє керування;
 в — розташування декількох рукояток на одному валу;
 г — групове керування;
 д, е, ж — централізоване послідовне керування;
 з, к — селективне керування (попередній набір).

балансирами (рисунок 1.8.к). Для перемикання частоти селектор (диск або конус) відводиться від штовхачів або балансирів, обертається до потрібного положення, а потім переміщується вздовж осі в напрямку штовхачів або балансирів.

У автоматизованих та важких верстатах використовують механізми дистанційного керування коробками швидкостей. Найбільш

розповсюджені механізми на основі електромеханічних та гідравлічних пристроїв.

Конструктивні особливості елементів механізмів перемикання. У механізмах перемикання з рукояткою та передаточним важелем рух зубчастому блоку надає розташований на важелі сухар. Рух сухаря на кінці важеля відбувається по колу, тому відносно вала блока коліс сухар зміщується в радіальному напрямку (рисунок 1.9,а,б). При великих переміщеннях блока сухар може вийти із зачеплення з блоком, що накладає обмеження на конструктивні параметри такого механізму. Розміри сухаря нормалізовані і наведені у таблиці 1.9.

Таблиця 1.9 — Розміри сухаря механізмів перемикання (мм)

b	10	12	16	20	25
a	5	6	8	10	13
c	18	22	28	36	45
d	5	6	8	10	13

Конструкція та розміри окремих елементів такого механізму зображені на рисунку 1.9. При проектуванні механізму керування з рукояткою та передаточним важелем розміри деталей визначають, виходячи з потрібних переміщень блока s , допустимих кутів повороту рукоятки та користуючись залежністю $A = R \cdot f$ і припущенням $f \leq 0,3c$.

При великих переміщеннях зубчастих блоків важільним механізмом значення f виходить за межі допустимих. В таких випадках необхідно застосовувати зубчато-важільну передачу (рисунок 1.9,в). Для переміщення зубчастого блока з колесами великого діаметра або з малою відстанню між ними застосовують охоплювальну вилку (рисунок 1.9,д). З метою зменшення зносу поверхонь тертя приймають $t = l_c$. Звичайно вилка переміщується по скалці (рисунок 1.9,е,ж). Співвідношення розмірів приймають такими (рисунок 1.9,г): $d_1 = (1,5 \dots 1,6)d$; $l_1 = (1,2 \dots 1,5)d$; $l_2 = (2,0 \dots 2,5)d$.

Конструкція зубчато-важільного механізму наведена на рисунку 1.10. Від рукоятки 7 через маточину 5, вісь 4 та зубчасте колесо 3 рух передається повзунку 1, з'єднаному з рейкою 2. Рукоятка обладнана фіксатором 6.

Конструкція однорукояткового селективного механізму перемикання частот обертання шпинделя зображена на рисунку 1.11. Якщо повернути рукоятку 1, вісь 2 разом з дисками 6 рухається вправо та звільняється від контакту із штифтами 4,5 та іншими. Переміщення зубчастого блока здійснюється вилкою, з'єднаною з одною із рейок 3 (на рисунку не показано). Рейки 3 рухаються при переміщенні вліво дисків 6. У кожному з цих дисків є декілька рядів отворів різного діаметра. В залежності від збігу осей отворів у різних дисках один із штифтів пари проходить у отвори

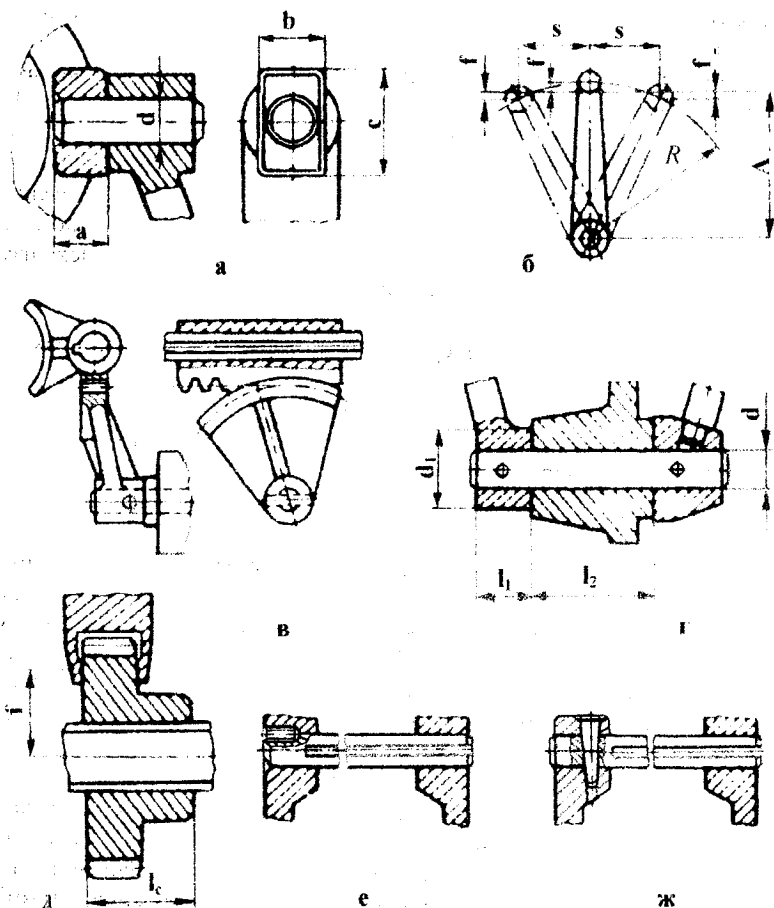


Рисунок 1.9 — Елементи механізмів перемикання коробок швидкостей

обох дисків, другий впирається у лівий диск або обидва штифта впираються у нього. В результаті відповідний зубчастий блок займає одне з трьох положень.

Отвори можна розташовувати так, щоб подвійний блок займав два положення. Диски повертають рукояткою 7. Кожному з її 18 положень відповідає сукупність отворів, що не повторюється. Отвори розташовані проти штифтів, тобто сукупність отворів визначає таку ж сукупність положень зубчастих блоків у коробці швидкостей, що у свою чергу визначає відповідну кількість частот обертання вихідного вала.

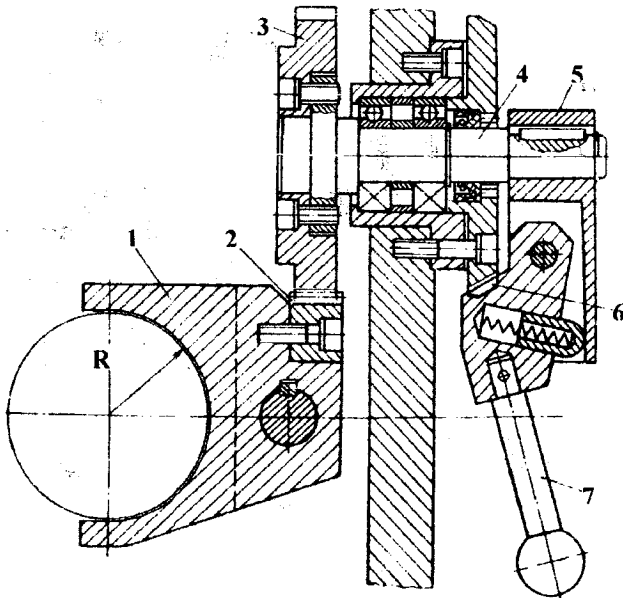


Рисунок 1.10 — Зубчато-важільний механізм перемикання швидкостей

Особливості розрахунку деталей. Вали звичайно розглядають як балки на шарнірних опорах. Діючі на них навантаження визначають з урахуванням розрахункової частоти обертання шпинделя та ККД передач. Сили проєктують на дві перпендикулярні площини, що проходять через вісь вала. Потім визначають реакції опор, будують епюри моментів та виконують розрахунок валів на міцність та жорсткість. Якщо на валу знаходяться декілька зубчастих коліс, що по чергово вмикаються, згинальні моменти визначають для кожного положення зчеплених коліс та знаходять найбільші напруження.

Вали, що входять до складу коробок швидкостей, можуть бути поділені на три групи. До першої групи відносять вали, які працюють при підвищених навантаженнях, що викликають згин та кручення. Основним фактором, що визначає їх працездатність, є втомлювана міцність. Матеріал для виготовлення вала вибирають в залежності від його діаметра, а твердість призначають, виходячи з умов роботи. Зміцнювальна обробка таких валів полягає у об'ємному гартуванні з наступним високим чи середнім відпуском. Вали діаметром до 20 мм виготовляють переважно із сталі 45, для відповідальних застосовують сталі 40Х, 50ХН, діаметром до 80 мм — сталь 40Х, відповідальні — сталь 9ХС, діаметром більше 80 — сталі 40ХГТР, 50ХН. До другої групи відносять вали, для яких потрібно забезпечити високу зносостійкість та міцність шліців та опорних

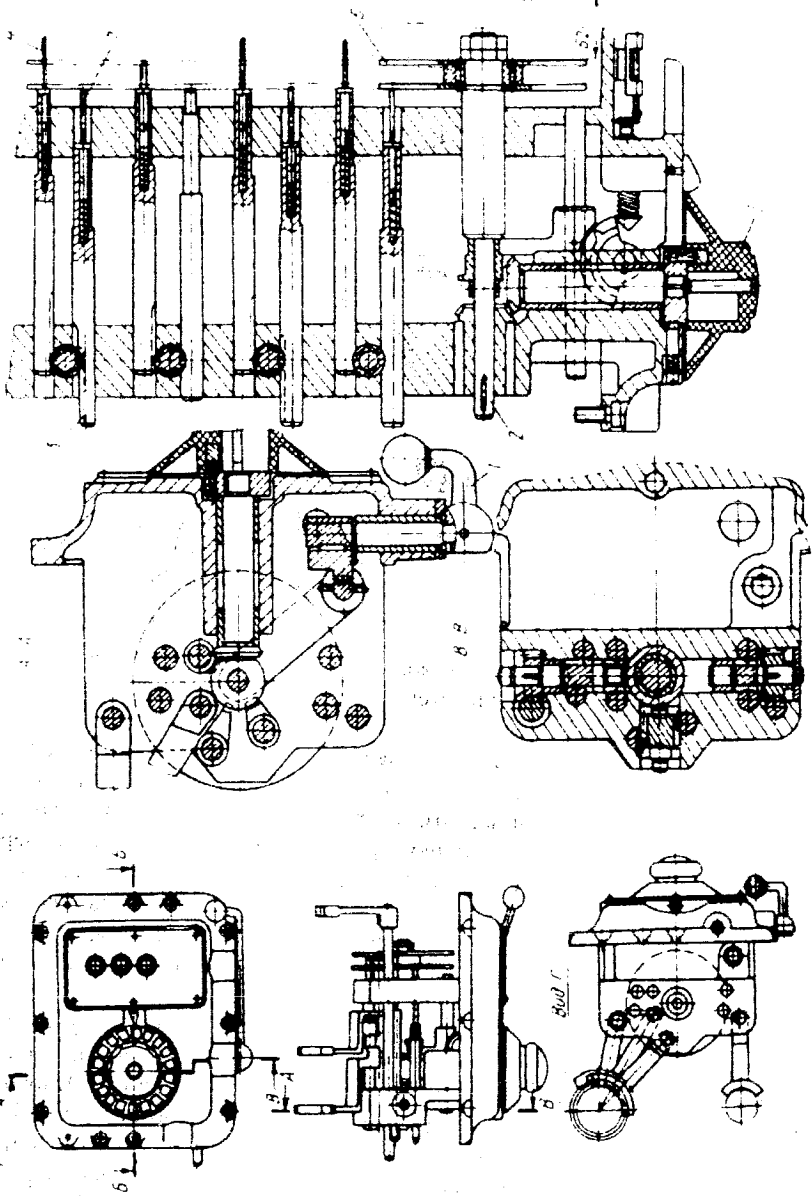


Рисунок 1.11 — Селективний механізм перемикання частоти обертання

шийок. Такі вали виготовляють із сталі 45 з наступним гартуванням СВЧ до твердості 46...52 HRC. Третю групу складають найбільш навантажені вали, для яких потрібно забезпечити втомлювану міцність, підвищену зносостійкість поверхонь та опір зминанню. Потрібний опір зминанню створюють завдяки зміцненому шару завтовшки 1...1,2 мм. В залежності від діаметра вала призначають сталі марок 40X, 40XГР з об'ємним гартуванням до твердості 45...52 HRC. Якщо необхідно забезпечити твердість 56...60 HRC, застосовують сталі 20X, 18XГТ, 12ХН3А з цементацією та об'ємним гартуванням.

Зубчасті передачі розраховують за методикою, передбаченою стандартом. Обчислені значення модуля округляють до стандартних: 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16 мм.

2 КІНЕМАТИКА ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ ІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

2.1 Параметри та структури приводів

Застосування приводів з безступінчастим регулюванням дозволяє підвищити продуктивність верстатів за рахунок точного налагодження оптимальної швидкості різання та її регулювання у процесі обробки. Для безступінчастого регулювання швидкості найчастіше застосовують приводи на основі двигунів постійного струму з тиристорним керуванням.

Діапазон частот обертання такого приводу досить великий, але через особливості характеристик двигунів постійного струму, він має дві зони регулювання, які відрізняються характером залежності вихідних параметрів електродвигуна від частоти обертання вала. Від мінімальної частоти обертання $n_{\text{дmin}}$ до номінальної $n_{\text{дн}}$ регулювання здійснюється зміною напруги в колі якоря, при цьому на валу двигуна підтримується постійний крутний момент $M = \text{const}$. Вище $n_{\text{дн}}$ до максимальної частоти $n_{\text{дmax}}$ регулювання здійснюється зміною поля збудження статора, що забезпечує постійну потужність на валу $P = \text{const}$. Діапазон регулювання таких приводів при постійній потужності складає $R_p = 2,5 \dots 4$ (10). Якщо цього достатньо для верстата, регульований електродвигун постійного струму з максимальною частотою обертання $n_{\text{дmax}} = 4000 \dots 6000 \text{ хв}^{-1}$ з'єднують безпосередньо із шпинделем верстата. В тих випадках, коли потрібний більш широкий діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійною потужністю, між електродвигуном та шпинделем ставлять дво-, три- або чотириступеневу коробку швидкостей, а між приводним двигуном та коробкою або між коробкою та шпинделем розміщують пасову передачу з передаточним відношенням $i_n = 0,5 \dots 2$. У верстагах з ЧПК загальний діапазон регулювання досягає $50 \dots 250$. Доведено, що при відносно низьких частотах обертання шпинделя повна потужність двигуна ніколи не використовується у процесі різання. Для розмежування зон роботи приводу верстата використовують розрахункову частоту обертання. Вираз для її визначення ґрунтується на статистичних дослідженнях і пов'язує розрахункову частоту обертання із загальним діапазоном регулювання приводу R

$$n_{\text{min}} \sqrt[3]{R} \leq n_p \leq n_{\text{min}} \sqrt[3]{R} \quad (2.1)$$

При великих значеннях загального діапазону регулювання R межа зони роботи приводу з постійною потужністю – розрахункова частота обертання n_p , визначена за наведеним виразом (2.1), відокремлює діапазон регулювання з постійною потужністю R_p , який не може забезпечити електродвигун постійного струму навіть з чотириступеневою коробкою передач. В таких випадках з економічних міркувань діапазон регулювання з постійною потужністю штучно обмежують значеннями $R_p = 8 \dots 20$.

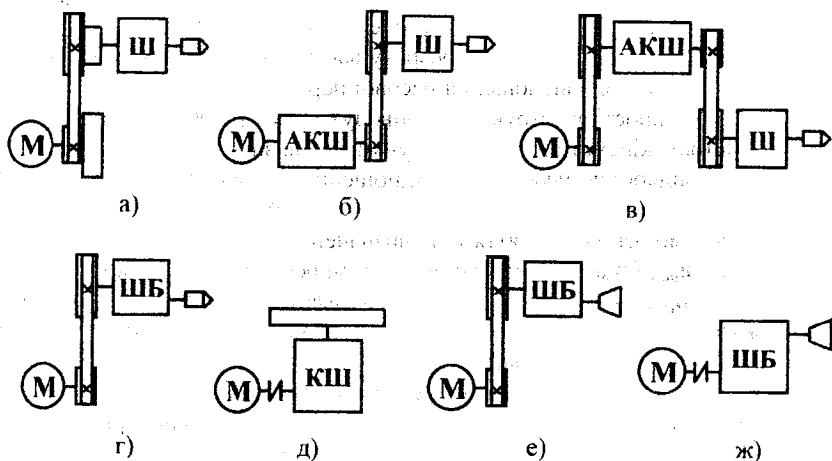


Рисунок 2.1 — Типові структури головного приводу верстатів з ЧПК

Типові структури головного приводу з безступінчастим регулюванням різних типів верстатів з ЧПК зображені на рисунку 2.1. Привод за схемою а містить регульований електродвигун постійного струму М, двоступеневу пасову передачу, перемикання якої може здійснюватись дистанційно, та шпindelний вузол Ш. До складу приводів за схемами б та в входить автоматична коробка швидкостей АКШ. На схемі г показана структура, де коробка швидкостей вмонтована у шпindelну бабку ШБ. Приводи за схемами а – г з пасовими передачами, здатними передавати відносно невеликий крутний момент, доцільно застосовувати у токарних верстатах невеликих та середніх розмірів (найбільший діаметр оброблюваної заготовки 200...400 мм). Приводи за схемою д з двигуном постійного струму автоматичною коробкою швидкостей та постійними передачами на планшайбу рекомендуються для карусельних верстатів (найбільший діаметр оброблюваного виробу 1000...4000 мм). Структури е та ж відповідають приводам верстатів свердлильно-розточувальної та фрезерувальної груп, а також свердлильно-фрезерувально-розточувальних обробних центрів.

2.2 Кінематичний розрахунок приводу

Для виконання кінематичного розрахунку приводу з електродвигуном постійного струму та безступінчастим регулюванням частоти обертання потрібні такі початкові дані:

- вибрана структура приводу;
- граничні частоти обертання шпindelя n_{\min} та n_{\max} ;

- граничні та номінальну частоти обертання шпинделя $n_{\text{дmin}}$; $n_{\text{дн}}$; $n_{\text{дmax}}$ (мінімальну частоту обертання призначати необов'язково, вона може визначатись розрахунками);
- передаточне відношення пасової передачі $i_{\text{п}}$ (або двох передач – в залежності від структури приводу).

Метою кінематичних розрахунків є визначення числа ступенів коробки швидкостей, передаточні відношення усіх передач та числа зубів коліс.

Введемо основні поняття та їх визначення:

$R = n_{\text{max}} / n_{\text{min}}$ — загальний діапазон регулювання приводу;

$R_{\text{Р}} = n_{\text{max}} / n_{\text{р}}$ — діапазон регулювання приводу при постійній потужності;

$R_{\text{М}} = n_{\text{р}} / n_{\text{min}}$ — діапазон регулювання приводу при постійному моменті;

$R_{\text{дР}} = n_{\text{дmax}} / n_{\text{дн}}$ — діапазон регулювання двигуна при постійній потужності;

$R_{\text{дМ}} = n_{\text{дн}} / n_{\text{дmin}}$ — діапазон регулювання двигуна при постійному моменті;

$R_{\text{к}}$ — діапазон регулювання механічної коробки швидкостей.

На основі цих залежностей можна записати такі вирази:

$R_{\text{д}} = R_{\text{дМ}} R_{\text{дР}}$ — загальний діапазон регулювання двигуна (діапазон електричного регулювання приводу);

$R = R_{\text{д}} R_{\text{к}}$ — загальний діапазон регулювання приводу.

Звідси $R_{\text{к}} = R / R_{\text{д}}$.

Відповідно способу регулювання електродвигуна відбувається регулювання частоти обертання шпинделя при постійній потужності або при постійному моменті.

Діапазон регулювання шпинделя при постійній потужності

$$R_{\text{Р}} = R_{\text{дР}} \cdot R_{\text{к}} \quad (2.2)$$

Як відомо, діапазон регулювання z -ступінчатої коробки швидкостей визначається залежністю

$$R_{\text{к}} = \varphi_1^{z-1} \quad (2.3)$$

Для забезпечення безступінчатого регулювання частоти обертання шпинделя в усьому діапазоні регулювання приводу при постійній потужності (без "провалів") приймають $\varphi_1 = R_{\text{дР}}$. Тоді із залежностей (2.2) та (2.3) отримуємо

$$R_{\text{Р}} = R_{\text{дР}} \cdot R_{\text{к}} = \varphi_1 \varphi_1^{z-1} = \varphi_1^z$$

Звідси потрібне число ступенів коробки швидкостей

$$z = \lg R_{\text{Р}} / \lg \varphi_1$$

Число ступенів коробки швидкостей, а отже, і число піддіапазонів регулювання приводу оптимізують. Коли електродвигун забезпечує безступінчасте регулювання частоти обертання вхідного вала коробки швидкостей з постійною потужністю у інтервалі частот від m_{\min} до m_{\max} і шпинделя при такому ж регулюванні в інтервалі від n_{\min} до n_{\max} , діапазони регулювання записуються у вигляді

$$R_m = m_{\max} / m_{\min}; \quad R = n_{\max} / n_{\min}.$$

Якщо k_m та k числа інтервалів, що відповідають діапазонам R_m та R на графіку частот обертання, то мають місце такі співвідношення:

$$R_m = \varphi_1^{k_m}; \quad R = \varphi_1^k;$$

$$k_m = \lg R_m / \lg \varphi_1; \quad k = \lg R / \lg \varphi_1.$$

Якщо s_d та s – кількість частот обертання електродвигуна та шпинделя, відповідно, при регулюванні з постійною потужністю, можна записати

$$k_m = s_d - 1; \quad k = s - 1.$$

В загальному випадку двома сусідніми піддіапазонами регулювання можуть перекриватись k' інтервалів. Тоді необхідне число ступенів коробки швидкостей (піддіапазонів регулювання можна визначити з виразу

$$z = \frac{k - k'}{k_m - k'} \quad (2.4)$$

Найменше значення z_{\min} отримуємо при відсутності перекриття, тобто коли $k' = -1$.

$$z_{\min} = \frac{k + 1}{k_m + 1}.$$

Якщо $z_{\min} \leq 2$, необхідно використовувати двоступеневу коробку передач. Якщо $z_{\min} > 2$, допускаючи “провал” регулювання з постійною потужністю між двома піддіапазонами, також можна використовувати двоступеневу коробку. У “провалі” відбувається регулювання з постійним крутним моментом. В такому випадку спрощується механічна частина верстата, але знижується його продуктивність. Потрібний діапазон регулювання частоти обертання шпинделя можна отримати введенням у двоступеневу коробку гітари змінних коліс.

Коли $k \leq 3k_m + 2$ потрібно застосовувати триступеневу коробку швидкостей, а коли $k \leq 4k_m + 3$ — чотириступеневу.

У верстатах з числовим програмним керуванням часто застосовують приводи з двигуном постійного струму та ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя. При цьому використовують

ряд частот з малим знаменником ϕ , звичайно 1,12 (іноді 1,06). Завдяки цьому керування приводом спрощується, а економічні втрати внаслідок відхилення від оптимальної швидкості різання незначні. В цьому випадку $\phi = \sqrt[j]{\phi_1}$, де j – число поділок інтервалу $\log \phi_1$.

Далі кінематичний розрахунок виконується аналогічно розрахунку приводу із ступінчастим регулюванням:

- за певним числом ступенів коробки швидкостей приймають структурну формулу та будують структурну сітку;
- синтезують кінематичну схему приводу на основі прийнятої структури, початкових даних та розробленої структурної сітки;
- будують графік частот обертання на основі кінематичної схеми та структурної сітки, враховуючи обмеження на передаточні відношення та визначивши граничні частоти обертання шпинделя на усіх піддіапазонах;
- знаходять передаточні відношення усіх передач приводу за графіком частот обертання;
- визначають число зубців усіх коліс.

Приклад. Виконати кінематичний розрахунок головного приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя (рисунок 2.2,а). Граничні частоти обертання шпинделя $n_{\min} = 10 \text{ хв}^{-1}$, $n_{\max} = 2000 \text{ хв}^{-1}$, електродвигуна $n_{\text{дmax}} = 3000 \text{ хв}^{-1}$, номінальна частота обертання $n_{\text{дн}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Передаточне відношення пасової передачі $i_n = 0,8$.

Розрахунок виконуємо у такому порядку.

1. Вибираємо структуру приводу (рисунок 2.2,а).

2. Визначаємо діапазони регулювання:

- приводу $R = n_{\max} / n_{\min} = 2000/10 = 200$;

- двигуна при постійній потужності $R_{\text{дп}} = n_{\text{дmax}}/n_{\text{дн}} = 3000/1500 = 2$.

3. Визначаємо діапазон регулювання приводу при постійній потужності. Оскільки відсутня задана мінімальна частота обертання двигуна, що буває найчастіше, для визначення діапазону регулювання приводу при постійній потужності скористаємось відомою рекомендацією щодо співвідношення діапазонів регулювання приводу з постійною потужністю та постійним моментом. Відокремлює діапазони регулювання приводу розрахункова частота обертання шпинделя, для визначення якої існує така залежність $n_p = n_{\min} (\sqrt[4]{R} \dots \sqrt[3]{R})$. У даному прикладі розрахункова частота складає:

$$n_p = 10(\sqrt[4]{200} \dots \sqrt[3]{200}) = 10(3,76 \dots 5,85) = 37,6 \dots 58,5 \text{ хв}^{-1}$$

Приймаємо $n_p = 50 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді діапазон регулювання приводу при постійній потужності:

$$R_p = n_{\max} / n_p = 2000/50 = 40.$$

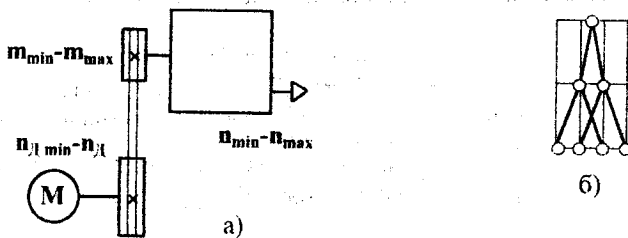


Рисунок 2.2 — Схеми до кінематичного розрахунку приводу:
 а — структура приводу; б — структурна сітка

Отримане значення $R_p = 40$ надто велике. Згідно з рекомендаціями щодо обмеження діапазону регулювання приводу при постійній потужності значеннями $R_p = 8...20$, приймаємо $R_p = 12$.

4. Для забезпечення відсутності “провалів” у зоні регулювання приводу з постійною потужністю приймаємо знаменник ряду передаточних відношень коробки швидкостей $\phi_1 = R_{дп} = 2$. Потрібне число ступенів коробки швидкостей, відповідно, число піддіапазонів регулювання:

$$z = \lg R_p / \lg \phi_1 = \lg 12 / \lg 2 = 1,079 / 0,301 = 3,58.$$

Приймаємо $z = 4$. Перевірка за залежністю (2.4) дала таке ж значення числа ступенів коробки швидкостей.

5. Діапазон регулювання коробки швидкостей:

$$R_K = \phi_1^{z-1} = 2^{4-1} = 8.$$

6. Повний діапазон регулювання двигуна:

$$R_d = R / R_K = 200 / 8 = 25.$$

7. Мінімальна частота обертання вала двигуна:

$$n_{dmin} = n_{dmax} / R_d = 3000 / 25 = 120 \text{ хв}^{-1}.$$

8. Дійсний діапазон регулювання приводу при постійній потужності:

$$R_p = R_{дп} \cdot R_K = 2 \cdot 8 = 16.$$

9. Мінімальна частота обертання шпинделя з постійною потужністю:

$$n_{pmin} = n_{max} / R_p = 2000 / 16 = 125 \text{ хв}^{-1}.$$

10. Розробляємо коробку швидкостей з двома груповими та пасовою і зубчастою постійними передачами (рисунок 2.3). Будуємо структурну сітку за структурною формулою $z = z_0 \cdot z_1$ (рисунок 2.2.б).

11. Для побудови графіка частот обертання шпинделя визначаємо граничні частоти обертання усіх піддіапазонів регулювання.

Мінімальні частоти обертання шпинделя для кожного з піддіапазонів регулювання: $n_{1min} = 10 \text{ хв}^{-1}$; $n_{2min} = n_{1min} \Phi_1 = 10 \cdot 2 = 20 \text{ хв}^{-1}$; $n_{3min} = n_{2min} \Phi_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ хв}^{-1}$; $n_{4min} = n_{3min} \Phi_1 = 40 \cdot 2 = 80 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальні частоти обертання шпинделя для кожного з піддіапазонів регулювання визначають як члени геометричної прогресії із знаменником Φ_1 : $n_{1max} = n_{pmin} \Phi_1 = 125 \cdot 2 = 250 \text{ хв}^{-1}$; $n_{2max} = n_{1max} \Phi_1 = 250 \cdot 2 = 500 \text{ хв}^{-1}$; $n_{3max} = n_{2max} \Phi_1 = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ хв}^{-1}$; $n_{4max} = n_{3max} \Phi_1 = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

12. Будуємо графік частот за тими ж правилами, що стосуються приводів із ступінчастим регулюванням, з позначенням піддіапазонів регулювання частоти обертання шпинделя (рисунок 2.4). За отриманими даними будемо діаграму потужності приводу для усіх піддіапазонів регулювання (рисунок 2.5). Аналізуючи побудовані графік частот та діаграму потужності, можна зробити висновки: 1) відсутність "провалів" чи перекриття зон регулювання двигуна при постійній потужності у діапазоні регулювання приводу при постійній потужності забезпечується рівністю $\Phi_1 = R_{др} = 2$; 2) кількість піддіапазонів регулювання дорівнює числу ступенів коробки швидкостей.

2.3 Визначення навантаження на привод

Важливішою характеристикою головного приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання є номінальний крутний момент на шпинделі, який приймається за початкове навантаження при розрахунках передач $M_{н.р}$. Значення $M_{н.р}$ (Н·м) задається в початкових даних або визначається за наближеними емпіричними залежностями. Для головного приводу токарних верстатів така залежність має вигляд

$$M_{н.р} = C_1 C_2 D_{max}^3$$

де C_1 — коефіцієнт, що враховує силу різання;

C_2 — коефіцієнт, що враховує коливання сили різання, залежить від наявності пружного елемента між приводним двигуном та шпинделем, якщо шпиндельна бабка з'єднана з двигуном або автоматичною коробкою швидкостей пасовою передачею, $C_2 = 0,85$, для інших конструкцій $C_2 = 0,85$;

D_{max} — найбільший діаметр оброблюваної на верстаті заготовки, м.

Значення C_1 для універсальних токарних верстатів з ЧПК, призначених для обробки вуглецевих та легованих сталей твердосплавними різцями, залежать від перерізу тіла різця (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 — Значення коефіцієнта C_1

Переріз різця (h × b), мм ²	16×16	20×16	20×20	25×20	25×25	32×25	32×32
C_1	1250	1600	2000	2400	3000	3600	4350

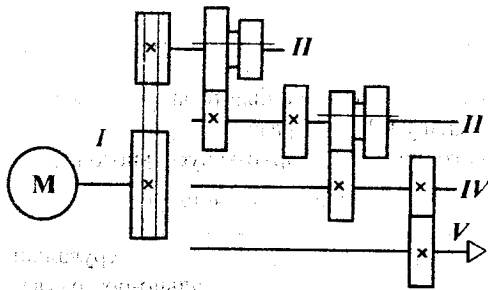


Рисунок 2.3 — Кінематична схема приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

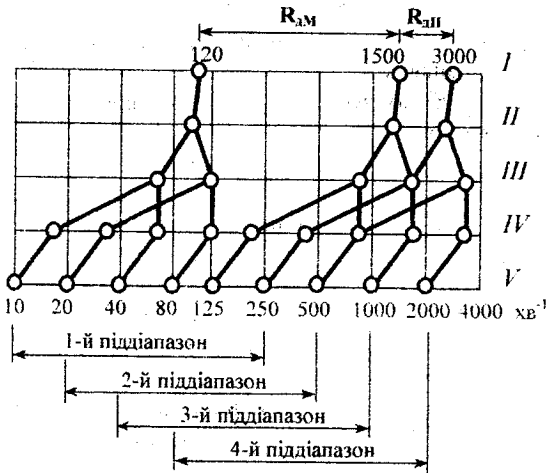


Рисунок 2.4 — Графік частот обертання приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

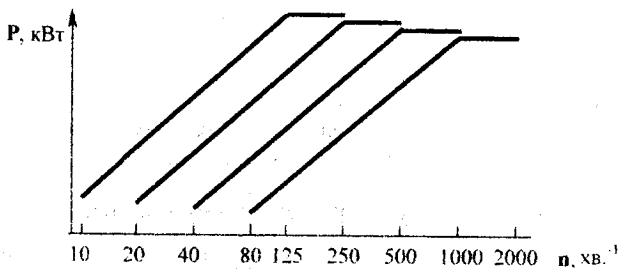


Рисунок 2.5 — Діаграма потужності приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

Для головних приводів напівавтоматів з ЧПК ці значення C_1 потрібно збільшувати у 1,2...1,25 разів.

Для головного приводу токарно-карусельного верстата

$$M_{н,р} = 20000 D_{\max}^{1.5}$$

При проектуванні головного приводу фрезерувальних, свердлильно-фрезерувальних та свердлильно-фрезерувально-розточувальних верстатів з ЧПК за розрахункове навантаження приймають крутний момент (Н·м) на шпинделі при обробці твердосплавною торцевою фрезою

$$M_{н,р} = C_3 t S_z z k,$$

де C_3 — коефіцієнт, що враховує питомий крутний момент (таблиця 2.2);

t — глибина різання, мм;

S_z — подача на зуб, мм/зуб (t та S_z відповідають граничному для даного верстата перерізу зрізу);

z — число зубців торцевої твердосплавної фрези максимального діаметра;

$k = 1, 1...1,4$ — коефіцієнт динамічного навантаження при фрезеруванні (більші значення використовуються при менших діаметрах фрези).

Таблиця 2.2 — Коефіцієнти C_3 при фрезеруванні деталей із сталі та сірого чавуну твердосплавними торцевими фрезами

Оброблюваний матеріал	Подача мм/зуб	Значення C_3 при граничному діаметрі фрези, мм								
		100	125	160	200	250	320	400	500	600
Сталь	$\leq 0,25$	55	70	88	110	135	175	220	270	330
	$> 0,25$	40	50	65	80	100	125	160	200	240
Сірий чавун	$\leq 0,5$	22	28	35	44	55	70	88	110	132
	$> 0,5$	20	24	30	38	48	60	75	95	114

2.4 Рекомендації щодо конструювання приводів

Номінальний розрахунковий крутний момент на шпинделі $M_{н,р}$ становить собою найбільше тривале діюче навантаження. Виходячи з $M_{н,р}$ та кінематичних зв'язків, визначають розрахунковий момент $M_{н,рj}$ на кожному j -тому елементі приводу (на валах, на пасових передачах тощо). Використовуючи моменти $M_{н,рj}$, виконують розрахунки елементів приводу на втомлюваність.

Оскільки вхідні елементи головного приводу – перший вал автоматичної коробки швидкостей, зубчасті передачі між першим та наступним валом – працюють із значними перевантаженнями, розрахунок їх на витривалість виконують з використанням підвищеного розрахункового моменту $(1,3 \dots 1,5) M_{н,р}$.

Шпindelний вузол та патрон рекомендується розраховувати, виходячи з моменту, що у 3-4 рази перевищує $M_{н,р}$.

Для врахування динамічних навантажень під час перехідних процесів (при пусках та гальмуваннях), а також короточасні перевантаження у процесі різання, виконують розрахунок передач та деталей на малоциклову або ударно-циклову міцність. При цьому елементи, що пов'язані з першим валом автоматичної коробки швидкостей, потрібно розраховувати з використанням моменту, який дорівнює контрольному моменту M_k розташованих на ньому електромагнітних муфт, але не більшому за $4M_{н,р}$. Число циклів діючого навантаження приймають 10^5 . Елементи, що знаходяться у шпindelній бабці або на останньому валу коробки швидкостей, рекомендується розраховувати, виходячи з моменту $M = M_k n_1 / n$, де n_1 — частота обертання першого вала коробки швидкостей, $хв^{-1}$; n — частота обертання елемента, що розраховується, $хв^{-1}$.

3 ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ

3.1 Вимоги до шпиндельних вузлів

Шпиндельний вузол верстата складається із шпинделя, його опор та приводного елемента. У шпинделі виділяють передній кінець, що утримує інструмент чи пристосування, міжопорну ділянку, виліт переднього кінця.

На шпиндель діють навантаження від сил різання, сил на приводному елементі (шків, зубчасте колесо), а також відцентрових сил, які виникають від невірноваженості деталей самого шпинделя, що обертаються.

Проектування вузла передбачає вибір типу привода, опор, пристроїв для їх змашення та захисту від забруднень, визначення діаметральних розмірів ділянок шпинделя, відстані між опорами та розробку конструкції з усіма необхідними елементами. При проектуванні шпинделя потрібно враховувати ряд вимог, що забезпечують задані параметри технічної характеристики верстата.

Головні вимоги до шпиндельних вузлів.

1. Точність обертання шпинделя, яка характеризується радіальним та осьовим биттям переднього кінця, найбільше впливає на точність оброблюваних деталей. Допустиме биття шпинделя універсальних верстатів повинно відповідати державним стандартам. Биття шпинделя спеціальних верстатів не повинно бути більшим 1/3 допуску на лімітований розмір оброблюваної на верстаті деталі.

2. Жорсткість шпиндельного вузла характеризується його деформаціями від дії навантажень. Допустима мінімальна жорсткість верстатів нормального класу точності складає 200 Н/мкм, прецизійних — 400 Н/мкм. Допустимий кут повороту шпинделя у передній опорі через нерівномірний розподіл навантаження між тілами кочення підшипників приймається в межах 0,0001...0,00015 рад. Кут повороту шпинделя під приводним зубчастим колесом допускається від 0,00008 до 0,0001 рад. а вигин у цьому місці не повинен перевищувати 0,01m (m — модуль зубчастого колеса).

Вимоги до жорсткості шпинделя можна подати інакше. Для забезпечення працездатності шпиндельних підшипників необхідно забезпечити таке співвідношення між діаметром d шпинделя та міжопорною відстанню l :

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1)l^3}$$

Допустиме радіальне зміщення переднього кінця шпинделя від дії робочих навантажень не повинно перевищувати 1/3 допуску на розмір оброблюваної на верстаті деталі.

3. Високі динамічні якості (вібростійкість) характеризуються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя та частотою власних коливань. Вібрації, що виникають у шпиндельному вузлі, негативно позначаються на точності та чистоті оброблюваних поверхонь, стійкості інструменту та продуктивності верстата. Бажано, щоб власна частота коливань шпинделя була не нижче 500...600 Гц.

4. Температурні деформації шпиндельного вузла впливають на точність обробки та працездатність опор. В залежності від класу точності верстата встановлено обмеження на допустимий нагрів зовнішнього кільця підшипника (таблиця 3.1).

5. Довговічність шпиндельних вузлів залежить від довговічності опор шпинделя, яка у свою чергу залежить від ефективності системи змащення, ущільнень, частоти обертання, величини попереднього натягу у підшипниках кочення та інших параметрів. Довговічність шпиндельних вузлів не регламентується, її визначають за втомлюваністю, зносом деталей підшипника або втратою змащувальних властивостей масла. Діаметр шийки шпинделя вибирають за критерієм жорсткості, що звичайно забезпечує довговічність підшипників до $L = (12...13) \cdot 10^3$ год. При застосуванні безконтактних опор (гідростатичних, гідродинамічних, газостатичних) довговічність теоретично вважають необмеженою.

Таблиця 3.1 — Допустимий нагрів зовнішнього кільця підшипника

Клас точності верстата	Н	П	В	А	С
Допустима температура зовнішнього кільця, °С	70	50...55	40...45	35...40	28...30

3.2 Приводи шпинделів

Для передачі крутного моменту на шпиндель застосовують зубчасті передачі, пасові, інерційний привод, а також спеціальні пристрої, наприклад, високочастотні асинхронні електрошпинделі. Тип приводного елемента вибирають в залежності від частоти обертання шпинделя, крутного моменту, що потрібно передавати, компоновання верстата та вимог до плавності обертання шпинделя.

Найбільшого поширення набули зубчасті та пасові передачі, а також муфти на задньому консольному кінці шпинделя. Кожний з пристроїв має свої переваги, недоліки та сфери застосування.

Зубчасті передачі здатні передавати великі крутні моменти, прості за конструкцією, компактні. Але похибки виготовлення передачі знижують плавність обертання шпинделя та викликають додаткові динамічні навантаження у приводі. Зубчасту передачу звичайно застосовують, коли

частота обертання шпинделя не перевищує 2000...3000 хв⁻¹. При високій точності виготовлення та монтажу передачі вона може бути застосована і при більш високих частотах обертання. Положення приводного зубчастого колеса на шпинделі впливає на вигин переднього кінця. На рисунку 3.1 зображено дві можливі схеми з найбільшим взаємним впливом сили у зубчастому зачепленні (Q) та сили різання (P): схема **а** — обидві сили направлені у одному напрямку; схема **б** — сили різання та у зубчастому зачепленні мають протилежні напрямки. З аналізу наведених схем видно, що реакція у передній опорі більша у першому випадку ($R_{1I} > R_{1II}$), а вигин переднього кінця більший у другому випадку ($\delta_I < \delta_{II}$). Привод за схемою **а** рекомендується для точних верстатів, за схемою **б** — для верстатів, що виконують чорнову обробку. З метою підвищення точності обертання шпинделя часто його роблять розвантаженим від дії сил у зубчастому зачепленні. Для цього приводне зубчасте колесо, що знаходиться на шпинделі, розміщують на окремій втулці з власними підшипниками, а крутний момент на шпиндель передається шліцьовим з'єднанням. Інший шлях зменшення впливу сил у зубчастому зачепленні на вигин переднього кінця шпинделя полягає у розміщенні зубчастого колеса ближче до передньої опори.

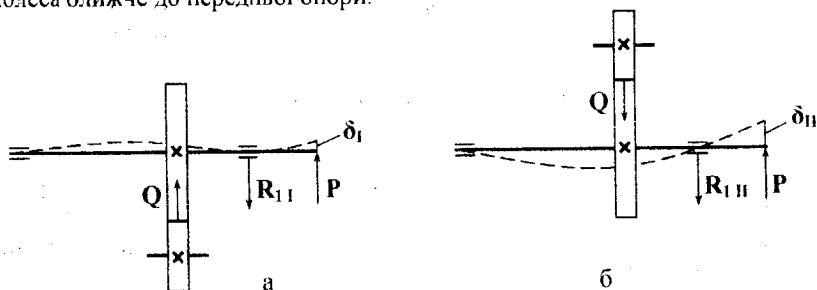


Рисунок 3.1 — Схеми розташування приводного зубчастого колеса на шпинделі верстата: **а** — сила різання та сила у зачепленні направлені у одну сторону; **б** — сила різання та сила у зачепленні направлені протилежно; P — сила різання; Q — сила у зачепленні; R_{1I} ; R_{1II} — реакції у опорі; δ_I ; δ_{II} — вигин переднього кінця шпинделя.

Пасові передачі забезпечують плавне обертання шпинделя, знижують динамічні навантаження у приводі верстата, коли проводиться переривчасте різання. Але ці передачі мають порівняно великі габарити, оскільки для підвищення точності обертання шпиндельного вузла та зниження навантажень на опори шпинделя від сили на тяжіння паса шків роблять розвантаженим. Пасову передачу застосовують при різних частотах обертання шпинделя, у тому числі і при відносно високих (6000 хв⁻¹ і більше), коли колова швидкість паса досягає 60...100 м/с.

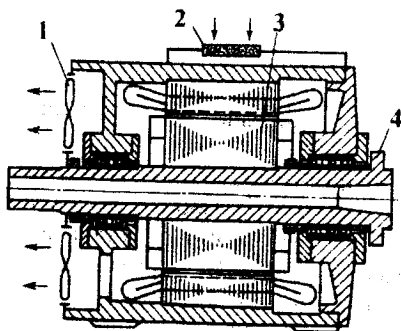


Рисунок 3.2 — Конструктивна схема мотор-шпинделя

У верстатах застосовують так звані мотор-шпинделі. Конструктивна схема одного з таких шпинделів зображена на рисунку 3.2. До його складу входить асинхронний електродвигун, ротор 3 якого закріплений на шпинделі 4 між передньою та задньою опорами, система примусового охолодження з блоком електровентиляторів 1 та фільтрами 2 для очищення охолоджувального повітря, вузол вмонтованого теплового захисту, а також вимірювальний перетворювач кутового положення шпинделя. Розроблені мотор-шпинделі для токарних верстатів, що не мають важких режимів різання при роботі у нижній частині діапазону частот обертання шпинделя. Одна з конструкцій такого мотор-шпинделя має номінальну потужність 6,5 кВт при максимальній частоті обертання 5200 хв^{-1} . У мотор-шпинделях, призначених для роботи у широкому діапазоні частот обертання, між валом двигуна та шпинделем встановлюють механічні передачі, наприклад, планетарні редуктори. Мотор-шпиндель у комплекті з електронним перетворювачем частоти обертання являє собою уніфікований електропривод головного руху. При розробці ряду мотор-шпинделей передбачають можливість вмонтовування їх у головні приводи токарних, токарно-револьверних, багатощільових, вертикальних та поздовжньо-фрезерувальних верстатів з ЧПК. Застосування таких мотор-шпинделей дозволяє зменшити масу верстата, втрати енергії у головному приводі, рівні шуму та вібрацій.

У особливо високошвидкісних верстатах застосовують головний привод з відокремленим від шпиндельної бабки регульованим електродвигуном, вал якого з'єднують зі шпинделем еластичною муфтою, що містить теплоізолювальний елемент. У верстатах нормальної точності електродвигун та шпиндель з'єднують жорсткою муфтою.

З метою повного усунення передачі збурснь від електродвигуна на шпиндель застосовують інерційний привод. Шпиндель з'єднується з джерелом енергії, розганяється до робочої швидкості, а потім

від'єднується від приводу. Обробка деталі проводиться після вимикання двигуна. Для збільшення запасу кінетичної енергії на шпindelь іноді встановлюють маховик.

3.3 Конструкції переднього кінця шпинделя

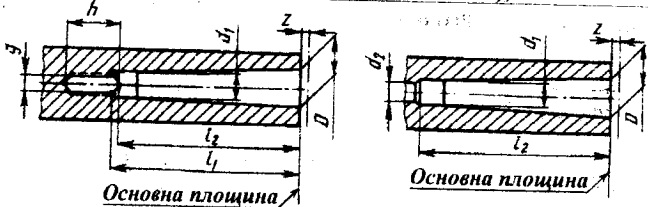
Передній кінець шпинделя призначений для базування та закріплення ріжучого інструменту, оброблюваної деталі чи пристосування. Конструкції та розміри передніх кінців шпинделів стандартизовані. В усіх шпинделях точне центрування та жорстке спряження інструменту із шпинделем забезпечує конічне з'єднання з різною конусністю, в залежності від типу верстата. Так у випадку ручної заміни інструменту застосовують конуси Морзе та метричний (позначення та номінальні розміри наведені у таблиці 3.2). У верстатах з ЧПК, де інструмент замінюється автоматично, застосовують конуси з конусністю 7:24 (таблиця 3.3), шпинделі шліфувальних верстатів мають конусність 1:3.

Шпинделі малих токарних верстатів звичайно виготовляють з нарізним переднім кінцем (таблиця 3.4), середніх та великих — фланцевими під поворотну шайбу (таблиця 3.5), точних токарних верстатів — фланцевими без поворотної шайби.

Застосування фланцевих кінців під поворотну шайбу дозволяє швидко закріплювати та знімати патрони без згвинчування гайок. При використанні фланцевих кінців без поворотної шайби виліт шпинделя зменшується, але трудомісткість встановлення та зняття патрона зростає.

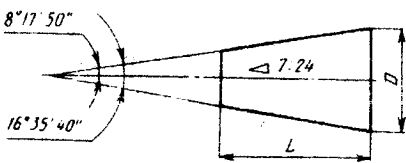
Кінці шпинделів свердлильних, розточувальних та фрезерувальних верстатів виконують за відповідними стандартами. Шпинделі з конусністю отвору 7:24 виготовляють чотирьох виконань. Виконання 5 з конусами від 30 до 70 застосовують у свердлильних та розточувальних верстатах, з конусами 30, 40, 45, 50 — на фрезерувальних верстатах, виконання 6 з конусами 50, 55 та 60, а також 7 з конусом 70 застосовують на розточувальних та фрезерувальних верстатах (таблиця 3.6). Перший та другий ряди діаметрів у таблиці 3.6 призначені для свердлильних та розточувальних верстатів, третій — для фрезерувальних, четвертий — у окремих випадках за погодженням із замовником. З конусами Морзе та метричними виготовляють шпинделі трьох виконань. Виконання 1 застосовують у свердлильних та розточувальних верстатах при встановленні інструментів, що мають хвостовик з лапкою, виконання 2 — у тих же верстатах для встановлення хвостовиків інструментів з різьбовим отвором (таблиця 3.7). Шпинделі виконання 3 з метричним конусом та торцевою шпонкою застосовують у розточувальних верстатах.

Таблиця 3.2 — Розміри інструментальних конусів Морзе та метричних (за СТ СЭВ 147 – 75), мм



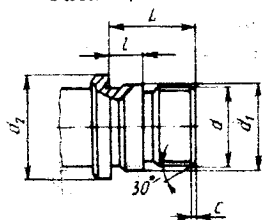
Позначення конуса	D	d ₁	d ₂	l _{1min}	l ₂	g	h	z
Морзе:								
0	9,045	6,7	—	52	49	3,9	15	1
1	12,065	9,7	7	56	50	5,2	19	1
2	17,78	14,9	11,5	67	62	6,3	22	1
3	23,825	20,2	14	84	78	7,9	27	1
4	31,267	26,5	18	107	98	11,9	32	1,5
5	44,399	38,2	23	135	125	15,9	38	1,5
6	63,348	54,6	27	188	177	19	47	2
Метричний:								
4	4	3	—	25	21	2,2	8	0,5
6	6	4,6	—	34	29	3,2	12	0,5
80	80	71,5	33	202	186	26	52	2
100	100	90	39	240	220	32	60	2

Таблиця 3.3 — Розміри внутрішніх та зовнішніх конусів з конусністю 7:24 (за ГОСТ 15945 – 82), мм



Позначення конуса	D	L	Позначення конуса	D	L
10	15,87	21,8	50	69,85	103,7
15	19,05	26,9	55	88,90	132
25	25,4	39,8	60	107,95	163,7
30	31,75	49,2	65	133,35	200
35	38,1	57,2	70	165,1	247,5
40	44,45	65,6	75	203,2	305,8
45	57,15	84,8	80	254	390,8

Таблиця 3.4 — Різьбові кінці шпинделів (за ГОСТ 16868-71), мм



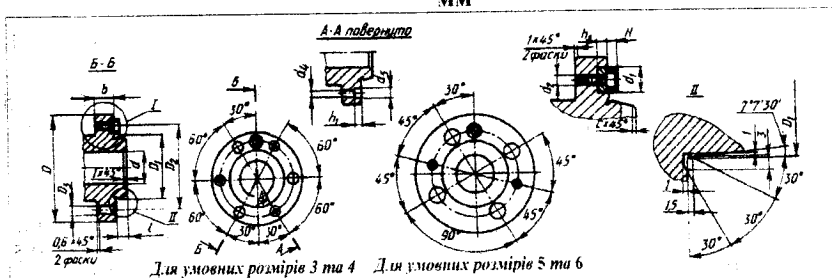
Нарізка		d ₁	d ₂	L	l	c
d	Крок					
M39	4	40	50	35	14	2
M45	4,5	48	60	40	15	2

Примітки.

1. Різь — за СТ СЕВ 182-75. Допуски на різь по середньому класу точності з посадкою 6g — за ГОСТ 16093-81.
2. Проточка типу I вузька — за ГОСТ 10549-80.

Таблиця 3.5 — Фланцеві кінці шпинделів під поворотну шайбу,

мм



Умовний розмір кінця шпинделя	D	D ₁	D ₂	d, не більше			d ₁	d ₂
				Циліндричний отвір	Конус Морзе	Конус метричний		
3	102	53,975	75	Не регламентується	4	—	—	—
4	112	63,513	85		4	—	14	M6
5	135	82,563	104,8		5	—	16	M6
6	170	106,375	133,4		6	80	19	M8

Продовження таблиці 3.5

Умовний розмір кінця шпинделя	d ₃	d ₄	d ₅	l	b	H	h ₁	h ₂	c	Гвинт
3	17	7	11	11	16	—	—	10	1	—
4	17	7	11	11	20	5	5	10	1	M6x14
5	21	7	11	13	22	5	6	10	1	M6x14
6	23	9	14	14	25	5	8	11	1,2	M8x20

Таблиця 3.6 — Кінці шпинделів свердильних, фрезерувальних та розточувальних верстатів (за ГОСТ 24644-81), мм

Позначення конуса кінця шпинделя	D ₁				D ₂	e	d	d ₁ , не менше	d ₂
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	4-й ряд					
30	—	50	70	69,832	54	0,15	17,4	17	M10
40	80	65; 90	90	88,882	66,7	0,15	25,3	17	M12
45	80; 100	90	100	101,6	80	0,15	32,4	21	M12
50	100; 125	110	125	128,57	101,6	0,2	39,6	27	M16
55	160	—	150	152,4	120,6	0,2	50,4	27	M20
60	200	220	220	221,44	177,8	0,2	60,2	35	M20
70	250	—	335	335	265	0,25	92,9	42	M24

Продовження таблиці 3.6

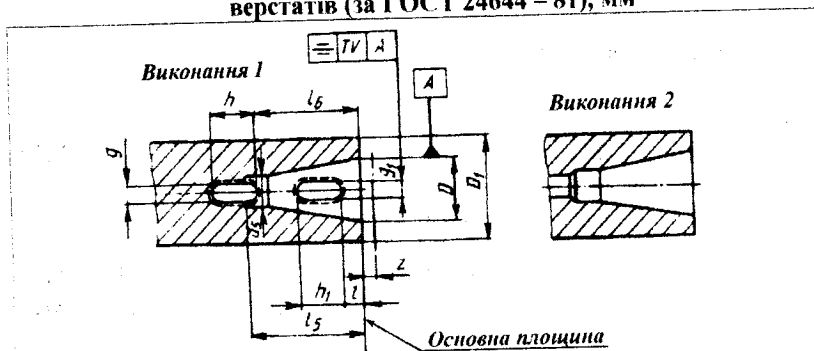
Позначення конуса кінця шпинделя	d ₃	L, не менше	l ₂ , не менше	l ₃	c	m, не менше	n	E/2	b	Гвинт	v
40	M6	100	20	9	8	16	8,0	23	15,9	M8x20	0,03
45	M8	120	20	13	9,5	18	9,5	30	19	M8x20	0,03
50	M10	140	25	18	12,5	19	12,5	36	25,4	M10x30	0,04
55	M10	178	30	18	12,5	25	12,5	48	25,4	M10x30	0,04
60	M10	220	30	18	12,5	38	12,5	61	25,4	M10x30	0,04
70	M12	315	36	24	20	50	20,0	90	32	M12x45	0,04

Примітки:

1. Розмір D — за ГОСТ 15945-82.
2. 1-й та 2-й ряди — для свердильних та розточувальних верстатів, 3-й — для фрезерувальних верстатів, 4-й ряд використовується за погодженням із замовником.

3. Для 1-го та 2-го рядів d_3 не регламентується.
4. Значення D_2 наведені для 3-го ряду. Для 1-го та 2-го рядів D_2 вибирають за конструктивними міркуваннями з таблиці 3.6.
5. Для верстатів з ЧПК різьбові отвори d_2 допускається не виготовляти.
6. Допускається виготовляти шпинделі з одним або двома виступами, що мають розміри n та b .
7. Допускається збільшувати довжину гвинта та розміри c та l_3 .

Таблиця 3.7 – Кінці шпинделів свердлильних та розточувальних верстатів (за ГОСТ 24644 – 81), мм



Позначення конуса Морзе:	D_1		l	h_1	g_1
	1-й ряд	2-й ряд			
1	25	—	—	—	—
2	35	—	—	—	—
3	45	50	28,5	36,5	8,3
4	60	65	28,5	39,5	8,3
5	80	90	28,5	44,5	13
6	100	110	28,5	38,5	16,3
6	125	—	28,5	38,5	16,3
метричний:					
60	125	—	30	44	19
80	160	—	30	44	19
100	200	—	30	52	26
120	250	220	30	60	32
160	320	—	40	76	38

Примітки:

3. Розміри D , d_5 , d_6 , l_5 , l_6 , g , h , z – за СТ СЕВ 147-75 (див. табл. 3.2).
4. Значення граничних відхилень g_1 – за ГОСТ 24644-81.

3.4 Підшипники кочення для опор шпинделів

У шпиндельних вузлах більшості сучасних верстатів застосовують підшипники кочення. Їм властиві невеликі втрати на тертя та прості схеми змащення. Підшипники кочення забезпечують високу точність обертання шпинделів (радіальне биття 0,01...0,03 мм, у прецизійних верстатах — декілька мікрометрів) та необхідну вібростійкість, вони надійно працюють при зміні частоти обертання та навантажень у широких діапазонах, зручні у експлуатації.

Навантажувальна здатність підшипників кочення характеризується динамічною та статичною вантажопідйомністю. Динамічна вантажопідйомність радіальних та радіально-упорних підшипників — це постійне радіальне навантаження, яке кожний з групи ідентичних підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем може сприймати при довговічності, що складає 10^6 обертів. Статична вантажопідйомність — таке статичне навантаження, внаслідок дії якого виникає загальна статична деформація тіл кочення та кільця у найбільш навантаженій зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіл кочення.

Швидкохідність підшипників кочення характеризується граничною частотою обертання та параметром швидкохідності. Перевищення граничної частоти обертання призводить до суттєвого проявлення дії сил інерції тіл кочення та сепаратора, зростання впливу похибок форми тіл та доріжок кочення та відповідного порушення рівномірності обертання підшипника, погіршення умов змащення, зростання зносу робочих поверхонь та перегріву опори. Гранична частота обертання підшипників у нормальних умовах експлуатації наводиться у каталогах підшипників. Якщо частота обертання шпинделя повинна перевищувати граничну для підшипників, потрібно забезпечити достатнє відведення тепла від опор, використовувати змащувальні матеріали малої в'язкості. Узагальненим показником швидкохідності опор шпинделів з радіальними, радіально-упорними та упорно-радіальними підшипниками є **параметр швидкохідності**, мм · хв.⁻¹:

$$d_m n_{max}$$

де $d_m = 0,5 (d + D)$ — середній діаметр підшипника;

d — діаметр отвору підшипника, мм;

D — зовнішній діаметр підшипника, мм;

n_{max} — найбільша частота обертання шпинделя, хв.⁻¹.

Підшипники кочення для шпинделів верстатів виходять з ладу внаслідок утомлюваного викришування доріжок кочення або через знос елементів, що призводить до збільшення зазорів. Вважається, що строк роботи підшипника закінчився, коли через одну із названих причин він не може виконувати своїх функцій.

Показником довговічності підшипників вважається час, протягом

якого у тотожних умовах повинні працювати не менше 90% партії підшипників даного типорозміру.

Жорсткість підшипника характеризується відношенням діючого на нього навантаження до пружного зближення кілець, що таке навантаження викликає (при цьому контактні деформації на посадочних поверхнях не враховуються). Розрізняють радіальну та осьову жорсткість.

Для шпindelів виготовляються спеціальні конструкції підшипників, які відрізняються високою жорсткістю, навантажувальною здатністю та дозволяють простими засобами створювати попередній натяг. Також застосовують радіально-упорні підшипники розповсюджених типів відповідних класів точності.

Найбільш широке застосування у шпindelних вузлах отримали такі типи підшипників.

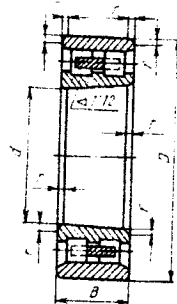
Дворядні роликові підшипники з короткими циліндричними роликками призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень (таблиця 3.8). Підшипники типу 3182100 мають рівну доріжку кочення (без буртів) на зовнішньому кільці, а типу 4162900 — на внутрішньому кільці. Останнє дозволяє зменшити зовнішній діаметр підшипника. Наявність конічного отвору на внутрішньому кільці забезпечує при його осьовому переміщенні відносно конічної шийки шпинделя регулювання радіального зазору та створення попереднього натягу. Такі підшипники застосовують у шпindelних вузлах, призначених для роботи з великими радіальними навантаженнями при середніх частотах обертання. Їх параметр швидкохідності $d_m n_{max} \leq 3 \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹, діапазон регулювання частоти обертання не перевищує 500.

Конічні роликопідшипники застосовують у опорах, що працюють з відносно невеликими частотами обертання та сприймають значні комбіновані навантаження. Через великі втрати на тертя їх параметр швидкохідності $d_m n_{max}$ звичайно не перевищує $3 \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹, допустимий діапазон регулювання частоти обертання дорівнює 100.

Однорядні роликові конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 67700Л призначені для сприйняття радіальних та осьових навантажень (таблиця 3.9). Від звичайних підшипників відрізняються такими особливостями. Вони мають малий кут конуса доріжок кочення, завдяки чому знижується тиск роликів на борт внутрішнього кільця та підвищується радіальна жорсткість. На внутрішньому кільці відсутній малий борт, що дає можливість обробляти доріжку кочення з підвищеною точністю. Масивний сепаратор з кольорового металу центрується по внутрішньому кільцю. Параметр швидкохідності $d_m n_{max} = (3,9...4,2) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹. Такі підшипники звичайно встановлюють у передній опорі шпинделя.

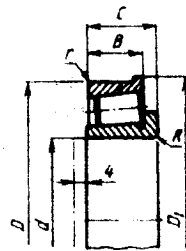
Однорядні роликові конічні підшипники з широким зовнішнім кільцем типу 17000 призначені для встановлення у задній опорі шпинделя (таблиця 3.10). Пружини, що вкладені у отвори зовнішнього кільця,

Таблиця 3.8 — Роликові радіальні дворядні підшипники з короткими циліндричними роликами серії 3182100К



Позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання (хв. ⁻¹) при змащенні	
	d	D	B	динамічна	статична	пластичним мастилом	масляним туманом
3182110K	50	80	23	45	36,5	7500	9000
3182111K	55	90	26	60	49	6700	8000
3182112K	60	95	26	63	54	6300	7500
3182113K	65	100	26	64	57	6000	7000
3181114K	70	110	30	81,5	73,5	5300	6300
3182115K	75	115	30	83	73,5	5000	6000
3182116K	80	125	34	102	93	4800	5600
3182117K	85	130	34	106	100	4500	5300
3182118K	90	140	37	122	114	4300	5000
3182119K	95	145	37	125	120	4000	4800
3182120K	100	150	37	132	129	3800	4500
3182121K	105	160	41	170	160	3600	4300
3182122K	110	170	45	196	190	3400	4000
3182124K	120	180	46	204	204	3200	3800
3182126K	130	200	52	255	250	2800	3200
3182128K	140	210	53	265	270	2600	3200
3182130K	150	225	56	290	300	2400	3000
3182132K	160	240	60	325	335	2200	2800
3182134K	170	260	67	400	425	2000	2600
3182136K	180	280	74	500	530	1900	2400
3182138K	190	290	75	530	570	1900	2400
3182140K	200	310	82	585	620	1800	2200
3182144K	220	340	90	735	780	1700	2000
3182148K	240	360	92	765	850	1500	1800
3182152K	260	400	104	930	1020	1300	1600

Таблиця 3.9 — Роликові однорядні конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 67700Л

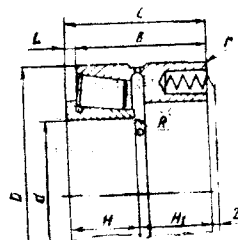


Позначення підшипника	Розміри, мм								Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання, хв ⁻¹
	d	D	C	B	H	D ₁	r	R	динамічна	статична	
67712Л	60	100	25.4	19.84	26.5	104.5	0.8	2	65.9	57.3	5300
67920Л	98,425	152,4	38,1	30	42	159,5	1	2,5	158,5	158,3	3300
67738Л	190	260	45,5	36	49	273	0,5	3	268,8	329,6	1850
67838Л	190	290	51	40	52	304	1,2	3,5	330,4	362,6	1600
67744Л	220	300	51,5	41	56	314	0,8	3,5	325,5	433,8	1500
67844Л	220	340	76,5	62	81	357	0,8	4	642,9	753,9	1400
67848Л	240	320	51,5	41	56	334	0,8	3,5	345,7	470,6	1350
67852Л	260	360	64,5	52	67	377	0,8	3,5	525,6	685,6	1300
67856Л	280	420	87,7	71	93	437	1	5	912,3	1134	1100

забезпечують постійний попередній натяг підшипника. Завдяки великій ширині зовнішнього кільця знижується його перекег у корпусі.

Дворядні роликові конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 697000 сприймають радіальне та осьове навантаження (таблиця 3.11). Завдяки більш жорстким вимогам до точності форми робочих поверхонь і тому, що у передньому ряду на один ролик більше, ніж у задньому, значно знижується рівень вібрацій та покращується стабільність положення його осі. За допомогою проміжного кільця у підшипнику створюється заданий натяг або зазор, завдяки чому відпадає необхідність у регулюванні підшипників при монтажі шпиндельного вузла. Бурт на зовнішньому кільці дозволяє використовувати при складанні зручну базу — торець шпиндельної бабки (рисунок 3.8.б). При такій конструкції вузла шпиндельна опора стає більш компактною. Параметр швидкохідності підшипника $d_m n_{max} = (3,9 \dots 4,2) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹.

Таблиця 3.10 — Роликові однорядні конічні підшипники з широким зовнішнім кільцем типу 17000



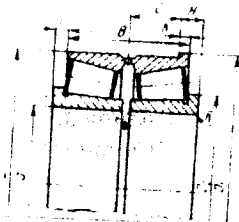
Позначення підшипника	Розміри, мм									Вантажопідйомність, Н		Гранична частота обертання, хв. ⁻¹
	d	D	C	B	H	L	r	R	H ₁	динамічна	статична	
17810Л	50	90	57	51	29	6	0,8	2	28	60800	50900	5700
17812Л	60	110	67	60,6	33	6,4	0,8	2,5	33,7	85500	75700	4800
17814Л	70	120	65,4	59,88	32	5,56	0,8	2,5	33,4	97800	78000	4400
17716Л	80	140	77	69,14	38,5	7,93	0,8	3	38,5	125100	120000	3800

Радіально-упорні шарикопідшипники застосовують при малому та середньому навантаженні на шпindel і високій частоті обертання (наприклад, для внутрішньошліфувальних шпindelів).

Радіально-упорні шарикові високошвидкісні підшипники мають кути контакту 12, 15, 18 або 25° та відрізняються високою точністю виготовлення. Підшипники поставляють у поодинокому виконанні (таблиці 3.12 — 3.15) або комплектами, що складаються з двох, трьох або чотирьох підшипників. Радіально-упорні шарикові підшипники універсального виконання типу 36000КУ та 46000КУ, які відрізняються способом центрування сепаратора (по зовнішньому кільцю та по внутрішньому кільцю, відповідно), можуть встановлюватись у шпindelні опори по два за схемами дуплекс О-подібна (рисунок 3.3, а), дуплекс Х-подібна (рисунок 3.3, б), дуплекс-тандем (рисунок 3.3, в), або по три за схемою триплекс-тандем О-подібна (рисунок 3.3, г). Опори шпindelів працюють з легким, середнім або важким попереднім натягом. Орієнтовні значення натягу наведені у таблиці 3.14. Натяг забезпечується при виготовленні комплекту підшипників. Спосіб встановлення підшипників та попередній натяг суттєво впливають на їх працездатність (таблиця 3.16).

Упорно-радіальні здвосні шарикові підшипники з кутом контакту 60° призначені для сприйняття тільки осьового навантаження. До складу підшипників типу 178800Л входять два тугих внутрішніх кільця, вільне зовнішнє кільце, проставне внутрішнє кільце, тіла кочення, два масивних сепаратори (таблиця 3.18). ширина проставного кільця обумовлює величину попереднього натягу, завдяки якому відповідає

Таблиця 3.11 — Роликові дворядні конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 697000Л



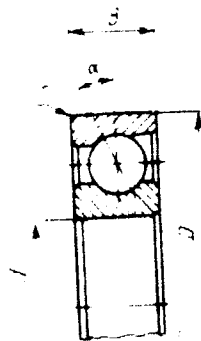
Позначення підшипника	Розміри, мм								
	d	D	B	C	L	H	D ₁	D ₂	R
697712Л	60	110	47	18,9	5,5	4,5	114,5	72	2
697812Л	60	110	60,6	25,4	6,4	5	115	75	2,5
697912Л	60	95	46,4	18,7	4,3	4,5	100		2
697815Л	75	130	60,5	24,7	6,25	5,5	136	92	2,5
697716Л	80	140	69,1	28,2	7,95	6	147	100	3
697920Л	100	152	75,8	30,9	8,1	7	159,6	114	2,5
697732Л	160	240	92	38	18	8	248		3,5
697838Л	190	290	108	42	11	12	304		3,5

Позначення підшипника	Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання, хв ⁻¹
	динамічна	статична	
697712Л	122,8	114,7	5100
697812Л	145,7	151,5	4800
697912Л	95,2	107,5	5200
697815Л	218,3	237,9	4100
697716Л	223	252,7	3800
697920Л	271,8	316,6	3300
697732Л	450,1	619	2000
697838Л	566,5	725,2	1850

необхідність у регулюванні натягу під час монтажу підшипників у шпindelному вузлі, підвищується стабільність натягу та довговічність підшипника.

Такі упорно-радіальні підшипники випускаються у двох виконаннях, що відрізняються діаметром отвору внутрішнього кільця. Це дозволяє ставити підшипники у опорі як зі сторони малого, так і зі сторони великого діаметра конічної посадочної шийки роликотпідшипників з короткими циліндричними роликами (відповідно серії 178800 та 178900). Параметр швидкохідності підшипників $d_m n_{max} = (4...5) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹. Швидкохідність підшипників такого типу приблизно у 2...2,5 рази вище швидкохідності звичайних упорних підшипників. Діапазон регулювання частоти обертання досягає 1000. Упорно-радіальні, здвоєні шарикові підшипники встановлюють у опору разом із роликотпідшипниками, що сприймають тільки радіальне навантаження. Точні, жорсткі, швидкохідні шпindelні

Таблиця 3.12 — Шарикові радіально-упорні високошвидкісні підшипники типу 36100К



Позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання (хв. ⁻¹) при змащенні	
	d	D	B	Динамічна	Статична	Пластичним матеріалом	Масляним туманом
				C	C ₀		
36100K	10	26	8	3,9	2,2	56000	90000
36101K	12	28	8	4,25	2,45	50000	80000
36102K	15	32	9	4,9	3	45000	71 000
36103K	17	35	10	5,7	3,6	40000	63000
36104K	20	42	12	7,8	5,2	32000	50000
36105K	25	47	12	8,65	6,1	28 000	45000
36106K	30	55	13	11,2	8,3	24000	40000
36107K	35	62	14	12,9	9,8	20000	36000
36108K	40	68	15	13,7	11	19000	34000
36109K	45	75	16	18,3	15	17000	30000
36110K	50	80	16	19,3	16,6	15000	26000
36111K	55	90	18	27	23,2	13000	22000
36112K	60	95	18	27,5	24,5	12000	20000
36113K	65	100	18	28	25,5	12000	20000
36114K	70	110	20	36	33,5	10000	18000
36115K	75	115	20	37,5	34,5	10000	18000
36116K	80	125	22	46,5	44	9000	16000
36117K	85	130	22	47,5	46,5	8500	15000
36118K	90	140	24	56	55	7500	13000
36119K	95	143	24	57	57	7500	13000
36120K	100	150	24	58,5	60	7000	12000
36121K	105	160	26	68	69,5	6300	10500
36122K	110	170	28	80	81,5	6000	10000
36124K	120	180	28	81,5	86,5	5600	9000

Таблиця 3.13 — Шарикові радіально-упорні високошвидкісні підшипники типу 36200К

Позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання (хв^{-1}) при змащенні	
	d	D	B	Динамічна	Статична	Пластичним матеріалом	Масляним туманом
				C	C ₀		
36200К	10	30	9	5	3	50000	80000
36201К	12	32	10	5,5	3,35	45000	71000
36202К	15	35	11	6	3,75	40000	63000
36203К	15	35	11	6	3,75	40000	63000
36204К	20	47	14	10,2	6,8	30000	48000
36205К	25	52	15	11,4	8	26000	43000
36206К	30	62	16	16,3	12	22000	38000
36207К	35	72	17	20	15,3	19000	34000
36208К	40	80	18	27	20,4	17000	30000
36209К	45	85	19	32	25,5	15000	26000
36210К	50	90	20	35,5	28,5	14000	24000
36211К	55	100	21	41,5	34,5	12000	20 000
36212К	60	110	22	50	42,5	11000	19000
36213К	65	120	23	57	49	10000	18000
36214К	70	125	24	60	52	9500	17000
36215К	75	130	25	62	55	9000	16000
36216К	80	140	26	73,5	65,5	8000	14000
36217К	85	150	28	81,5	76,5	7500	13000
36218К	90	160	30	90	85	7000	12000
36219К	95	170	32	108	102	6300	10000
36220К	100	180	34	122	116	6000	9500
36221К	105	190	36	127	122	5600	9000
36222К	110	200	38	137	137	5300	8500
36224К	120	215	40	143	146	4800	7500

Таблиця 3.14 — Шарикові радіально-упорні високошвидкісні підшипники типу 46100У

Позначення підшипника	Розміри, мм				Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання (хв^{-1}) при змащенні	
					Динамічна	Статична	Пластичним матеріалом	Масляним туманом
	d	D	B	r	C	C ₀		
46100У	10	26	8	0,5	3,65	2	48000	75000
46101У	12	28	8	0,5	4	2,28	43000	67000
46102У	15	32	9	0,5	4,55	2,75	38000	60000
46103У	17	35	10	0,5	5,30	3,35	34000	53000
46104У	20	42	12	1	7,35	4,8	28000	45000
46105У	25	47	12	1	8,15	5,6	24000	40000
46106У	30	55	13	1,5	10,4	7,65	20000	36000
46107У	35	62	14	1,5	12	9	18000	32000
46108У	40	68	15	1,5	12,7	10,2	16 000	28000
46109У	45	75	16	1,5	17	13,7	15000	26000
46110У	50	80	16	1,5	18	15,3	13000	22000
46111У	55	90	18	2	25	21,2	12000	20000
46112У	60	95	18	2	25,5	22,4	11000	19000
46113У	65	100	18	2	26	23,6	10000	18000
46114У	70	110	20	2	33,5	30,5	9000	16000
46115У	75	115	20	2	34,5	32	8500	15000
46116У	80	125	22	2	43	40,5	8000	14000
46117У	85	130	22	2	44	42,5	7500	13000
46118У	90	140	24	2,5	52	51	6700	11000
46119У	95	145	24	2,5	53	53	6300	10000
46120У	100	150	24	2,5	55	56	6000	9500
46121У	105	160	26	3	63	64	5600	9000
46122У	110	170	28	3	73,5	75	5300	8500
46124У	120	180	28	3	75	80	4800	7500
46126У	130	200	33	3	95	102	4300	6700
46128У	140	210	33	3	98	108	3800	6000
46130У	150	225	35	3,5	110	125	3400	5300
46132У	160	240	38	3,5	125	140	3200	5000

Таблиця 3.15 — Шарикові радіально-упорні високошвидкісні підшипники типу 46200

Позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН		Гранична частота обертання (хв. ⁻¹) при змашенні	
	d	D	B	Динамічна	Статична	Пластичним ма-	Масляним туманом
				C	C ₀		
46200	10	30	9	4,8	2,75	43000	67000
46201	12	32	10	5,2	3,1	40000	63000
46202	15	35	11	5,7	3,45	36000	56000
46203	17	40	12	6,95	4,4	30000	48000
46204	20	47	14	9,5	6,2	26000	43000
46205	25	52	15	10,6	7,35	22000	38000
46206	30	62	16	16,0	11,8	22000	38000
46207	35	72	17	18,6	14	16000	28000
46208	40	80	18	25,5	19	15 000	26000
46209	45	85	19	30	23,2	13000	22000
46210	50	90	20	32,5	26,5	12000	20000
46211	55	100	21	39	32	11000	19000
46212	60	110	22	46,5	39	9500	17000
46213	65	120	23	53	45	9000	16000
46214	70	125	24	56	47,5	8500	15000
46215	75	130	25	58,5	51	8000	14000
46216	80	140	26	68	60	7500	13000
46217	85	150	28	76,5	69,5	7000	12000
46218	90	160	30	85	78	6300	10500
46219	95	170	32	102	95	5600	9000
46220	100	180	34	114	108	5300	8500
46221	105	190	36	120	114	4800	7500
46222	110	200	38	129	127	4500	7000
46224	120	215	40	132	134	4000	6300
46226	130	230	40	156	170	3600	5600
46228	140	250	42	162	180	3200	5000
46230	150	270	45	173	200	3000	4800
46232	160	290	48	186	224	2600	4300

Таблиця 3.16 — Попередній натяг шарикових радіально-упорних підшипників, Н

Номіналь- ний діаметр отвору, мм	Серія підшипників							
	36100		36200		46100		46200	
	Натяг							
	легкий	серед- ній	легкий	серед- ній	легкий	серед- ній	легкий	серед- ній
10	20	60	30	90	30	90	55	160
12	25	75	35	105	35	105	60	180
15	25	75	40	120	40	120	70	210
17	30	90	50	150	50	150	90	270
20	45	135	65	200	75	220	110	330
25	50	150	80	240	80	240	130	390
30	80	240	115	350	130	390	190	570
35	90	270	130	390	150	450	210	630
40	100	300	180	540	160	480	290	870
45	120	360	200	600	200	600	320	960
50	130	390	230	690	210	630	360	1080
55	170	510	270	810	300	900	440	1320
60	180	540	320	960	310	930	510	1530
65	190	570	360	1080	320	960	590	1770
70	240	720	380	1140	390	1070	610	1830
75	240	720	400	1200	400	1200	640	1920
80	300	900	460	1380	490	1470	740	2220
85	310	930	520	1560	510	1530	850	2550
90	360	1080	620	1860	580	1740	1020	3060
95	400	1200	660	1980	640	1920	1100	3300
100	410	1230	790	2370	650	1950	1270	3810
105	450	1350	820	2460	730	2190	1350	4050
110	530	1590	860	2580	860	2580	1410	4230
120	550	1650	900	2700	890	2670	1450	4350
130	—	—	—	—	1140	3420	1700	5100
140	—	—	—	—	1150	3450	1800	5400
150	—	—	—	—	1320	3960	1900	5700
160	—	—	—	—	1450	4350	2000	6000

Таблиця 3.17 — Коефіцієнти зміни показників працездатності радіально-упорних шарикових підшипників

Схема встановлення підшипників у опори	Коефіцієнт зміни ширини опори	Коефіцієнт зміни статичної та динамічної вантажопідйомності	Коефіцієнт зміни граничної частоти обертання при існуванні натягу		
			легкого	середнього	важкого
По одному в опорі	1	1	1	0,8	0,5
По два в опорі за схемою дуплекс 0-подібна	2	1,62	0,8	0,65	0,4
По два в опорі за схемою дуплекс Х-подібна	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опорі за схемою триплекстандем 0-подібна	3	2,15	0,8	0,5	0,3

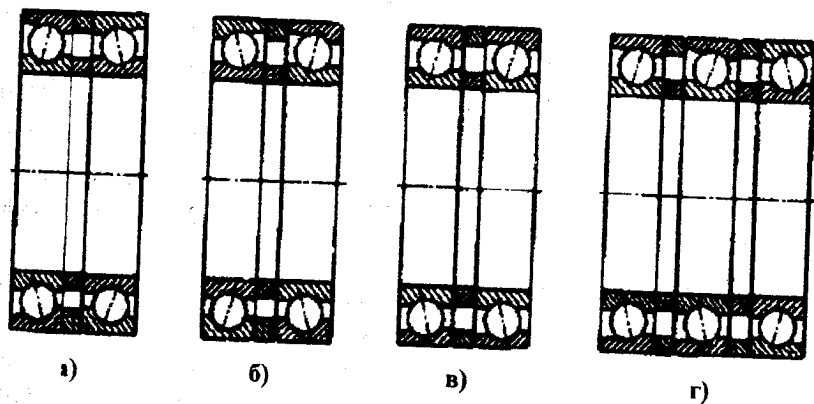
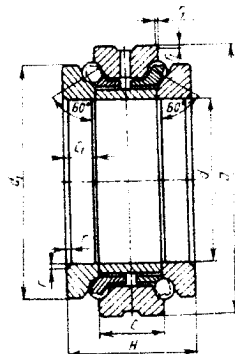


Рисунок 3.3 — Компонування опор шпинделя з радіально-упорних підшипників

Таблиця 3.18 — Шарикові упорно-радіальні дворядні підшипники с кутом контакту 60° типу 178000 (за ГОСТ 20821-75)

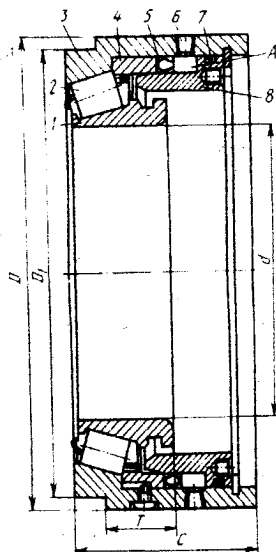


Позначення підшипників	Розміри, мм								Вантажопідйомність, Н			
	d	D	H	C	C ₁	d ₁	r	r ₁	Динамічна, С	Статична, С ₀		
1	2	3	4	5	6	1	8	9	10	11		
178808	40	68	36	18	9	58,5	1,5	0,3	20 800	33 500		
178908	42											
178809	45	75	38	19	9,5	65			23200	39000		
178909	47											
178810	50	80				70			24000	42500		
178910	52											
178811	55	90				78			34000	58500		
178911	57											
178812	60	95	44	22	11	83			33500	58500		
178912	62											
178813	65	100				88			36000	65500		
178913	67											
178814	70	110	48	24	12	97			42500	80000		
178914	73											
178815	75	115				102			2	0,5	44000	86500
178915	78											
178816	80	125	54	27	13,5	110			52000	102 000		
178916	83											
178817	85	130				115	52000	106000				
178917	88											

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178818	90	140	60	30	15	123				
178918	93	140	60	30	15	123			61000	125 000
178819	95	145	60	30	15	128	2,5	0,5	61 000	129000
178919	98									
178820	100	150	60	30	15	133			62000	134000
178920	103									
178821	105	160	66	33	16,5	142	3	0,8	69500	150000
178921	109									
178822	110	170				150			90000	193000
178922	114		72	36	18					
178824	120	180				160	3	0,8	93 000	208 000
178924	124									
178826	130	200				177			118000	260000
178926	135									
178828	140	210	84	42	21					
178928	145					187			122 000	280 000
178830	150	225	90	45	22,5	200			132000	310000
178930	155									
178832	160	240	96	48	24	212			156000	360000
178932	165									
178834	170	260	108	54	27	230			193000	450000
178934	176									
178836	180	280	112	66	330	248	3,5	1	216000	500000
178936	187		0	0						
178838	190	290				258			224000	540000
178938	197									
178840	200	310	132	66	33	274			265000	620000
178940	207									

Таблиця 3.19 — Конічні роликові підшипники типу 117000



Позначення підшипника	Розміри, мм					Частота обертання при змащенні рідким маслом, хв. ⁻¹
	d	D	D ₁	T	C	
117710	50	104	103,5	31	63	8400
117712	60	120	128	30	64	7000
117714	70	130	138	30	64	6000
117716	80	140	148	30	66	5250
117718	90	150	158	30	66	4700
117720	100	170	178	27	70	4200
117722	110	170	178	27	70	3800
117724	120	180	190	26	70	3500
117726	130	190	200	29	72	3200
117728	140	205	213	27	72	3000
117732	160	227	235	30	76	2600

опори такої конструкції застосовують у токарних, фрезерувальних, розточувальних та інших верстатах (рисунок 3.16 – 3.18).

Упорні шарикопідшипники сприймають лише осьове навантаження. Для підвищення стабільності попереднього натягу, збереження його у обох підшипниках при великих навантаженнях,

зменшення вірогідності пошкодження доріжок кочення внаслідок дії відцентрового та гіроскопічного ефектів підшипники часто монтують разом із пружинами.

Роликові підшипники з керованим натягом типу 117000 призначені для шпindelьних вузлів, що працюють у широкому діапазоні частот обертання при підвищених вимогах до жорсткості шпindelьного вузла (таблиця 3.19). У таких підшипниках забезпечується незалежність натягу від зовнішніх впливів, а також можна забезпечити керування натягом від системи керування верстатом в залежності від умов роботи шпindelя та вимог щодо його жорсткості. У таких випадках значно підвищується довговічність підшипника. Робота системи керування натягом такого підшипника полягає у такому. Між внутрішнім 1 та зовнішнім 3 кільцями розташовано кільце 8 з ущільненнями 5 та 7. У замкнену порожнину А через отвір 6 підводиться під тиском масло. Тиск його автоматично змінюється у відповідності до навантаження на шпindel, яке залежить від сил різання. Підвищення тиску масла викликає зміщення кільця 4 вліво та зростання сили, з якою воно діє на ролики 2, тобто збільшується натяг у підшипнику.

3.5 Способи змащення опор рідинним матеріалом

Вибір змащувального матеріалу. Рідкі змащувальні масла добре відводять тепло від шпindelьних опор, виносять з підшипників продукти зносу, роблять непотрібним періодичний нагляд за підшипниками. В'язкість масла вибирають із врахуванням частоти обертання шпindelя, допустимої температури опор та її впливу на в'язкість масла.

Систему змащення рідким матеріалом вибирають виходячи із забезпечення заданої швидкодійності шпindelя та враховуючи його положення у просторі (горизонтальне, вертикальне чи похиле), умов підведення масла, конструкції ущільнень. Рекомендації щодо застосування різних систем змащення за параметром швидкодійності та застосованих підшипників наведені у таблиці 3.20.

В залежності від здатності відводити тепло з опор системи змащення поділяють на два типи: з відведенням тепла — системи рясного змащення, без відведення тепла — системи мінімального змащення.

Системи рясного змащення. Рясне змащення забезпечується циркуляційною системою, уприскуванням, поливанням опор струменем масла.

Циркуляційне змащення здійснюється автономною системою, призначеною тільки для шпindelьного вузла, або системою, загальною для шпindelя та коробки швидкостей. Приклади конструктивного виконання передньої опори шпindelя з таким змащенням наведені на рисунку 3.4. Масло подається до зовнішнього кільця упорно-радіального підшипника типу 178000 і потрапляє по отворах до тіл кочення. Витікати

Таблиця 3.20 — Параметр граничної швидкохідності шпindelного вузла для різних систем змащення

Тип опор шпindelя	Система змащення	Параметр швидкохідності, dn , мм·хв ⁻¹
Радіально-упорні шарикопідшипники з кутом контакту 12...18°	Масляним туманом	$(8...10) \cdot 10^5$
	Масляноповітряна	$(8...10) \cdot 10^5$
	Мінімальна імпульсна рідинна	$(8...10) \cdot 10^5$
	Уприскуванням з охолодженням масла*	$(10...20) \cdot 10^5$
Всі інші типи підшипників	Циркуляційна без охолодження	$(2...2,5) \cdot 10^5$
	Масляним туманом	$(3...5) \cdot 10^5$
	Масляноповітряна	$(3...5) \cdot 10^5$
	Мінімальна імпульсна рідинна	$(3...5) \cdot 10^5$
	Уприскуванням з охолодженням масла	$(5...6) \cdot 10^5$

* Більші значення для випадків встановлення по одному радіально-упорному підшипнику у опорі.

маслу у порожнину шпindelної бабки не дозволяє захисне кільце, тому масло через зазори між шариками потрапляє до радіального дворядного роликowego підшипника, а потім по отвору у стінці стікає у корпус бабки (рисунок 3.4,а). В іншій конструкції масло подається у карман корпусу над опорою, з якого стікає по отвору до підшипників (рисунок 3.4,б). Щоб забезпечити надійне попадання змащувального матеріалу на робочі поверхні підшипників, масло підводять у зону всмоктування, тобто до малого діаметра доріжок кочення радіально-упорних шарикових та роликowych підшипників, яким властивий насосний ефект. Якщо опора має два підшипники, встановлені поруч, доцільно подавати масло між ними (рисунок 3.4,в). При вертикальному розташуванні шпindelя масло підводять до крайнього верхнього підшипника. Передбачають вільний злив масла з опори, завдяки чому відсутній його застої та покращується відведення тепла від опори. Перед подачею масла у підшипники воно охолоджується у резервуарі або за допомогою спеціального холодильника. Із збільшенням частоти обертання шпindelя різниця між кількістю тепла, що виділяється у опорі та відводиться від неї, збільшується, оскільки через великий гідравлічний опір підшипника неможливо прокачати достатню кількість масла. Наприклад, дворядні роликопідшипники крім власного великого гідравлічного опору, перемішують надто великий об'єм масла і таким чином додатково його нагрівають, що веде до підвищення температури опори.

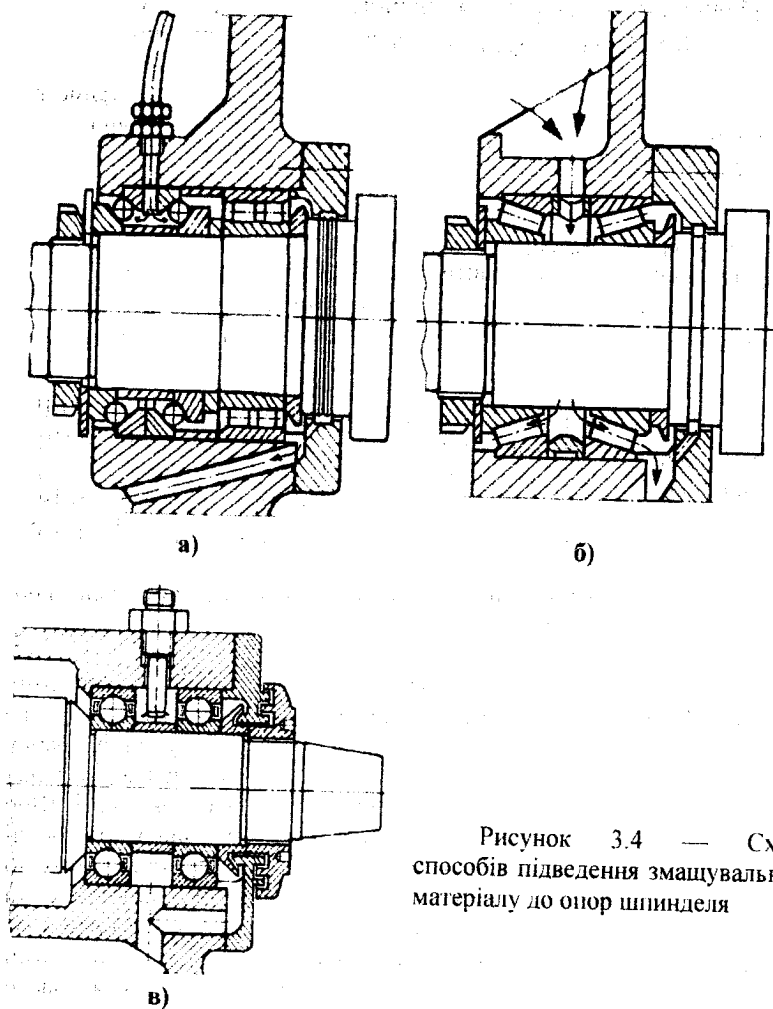


Рисунок 3.4 — Схеми способів підведення змащувального матеріалу до опор шпинделя

Мінімально допустима подача масла для змащення шпиндельних опор можна визначити за формулою, $\text{см}^3/\text{хв.}$:

$$Q = 0,66d_m^2 n^{0,5} i v^{-1} k_1 k_2 k_3 k_4,$$

де d_m — середній діаметр підшипника, мм;

n — частота обертання шпинделя, хв.^{-1} ;

i — число рядів тіл кочення;

v — в'язкість масла при робочій температурі опору, $\text{м}^2/\text{с}$;

k_1 — коефіцієнт, що характеризує тип підшипника (для шарико-підшипників $k_1 = 1$, для роликотпідшипників $k_1 = 2$);

k_2 — коефіцієнт, що характеризує умови навантаження (при легкому навантаженні без попереднього натягу $k_2 = 1$, при важкому навантаженні з попереднім натягом $k_2 = 2$);

k_3 — коефіцієнт, що характеризує умови виходу масла з робочої зони підшипника (при вільному виході з конічних, упорних та упорно-радіальних $k_3 = 2$, при вільному виході з радіальних підшипників $k_3 = 1$);

k_4 — коефіцієнт, що залежить від робочої температури підшипника (при температурі 70° — $k_4 = 1$, при 50° — $k_4 = 1,5$, при 40° — $k_4 = 2$).

Прокачування через опору шпинделя значного об'єму масла не тільки забезпечує надійне змащення, але і відводить тепло від опори, тобто створюється режим "охолоджувального" змащення. Подачу масла при такому режимі призначають в залежності від типу підшипника, частоти його обертання та в'язкості масла. Для конічних роликотпідшипників — $Q = (5...10)d$. Для радіально-упорних підшипників при $d < 50$ мм $Q = 500...1500$ см³/хв., при $d > 120$ мм $Q > 2500$ см³/хв. Для змащення упорно-радіальних підшипників при $d = 30...80$ мм $Q = 100...1000$ см³/хв., при $d = 80...180$ мм $Q = 500...5000$ см³/хв., при $d > 180$ мм $Q = 2000...10000$ см³/хв.

Змащення уприскуванням здійснюється спеціальною системою. Через 3-4 отвори у кільці підшипника або через канали у проставному кільці та зазор між сепаратором та внутрішнім кільцем підшипника масло під тиском до 0,4 МПа потрапляє на доріжки кочення. При цьому подача масла порівняно з циркуляційною системою збільшується, а температура підшипника знижується. Масло з опори може витікати само або видалятися за допомогою насоса. Необхідна подача масла через опору при номінальному діаметрі отвору підшипника до 50 мм, 50...120 мм та більше 120 мм повинна складати відповідно 500...1500, 1100...2400 та більше 2500 см³/хв.

Системи мінімального змащення. Крапельна та гнотова системи, змащення масляним туманом забезпечують у внутрішній порожнині опори необхідний мінімальний об'єм змащувального матеріалу достатній тільки для розділення робочих поверхонь опори еластогідродинамічною плівкою.

Крапельна система забезпечує подачу у підшипник невеликого об'єму масла (від 0,02 до 2 см³/хв.).

Гнотова система також слугує для подачі у шпиндельну опору невеликого об'єму масла. Воно надходить з резервуару по гніту. Через неможливість точного регулювання подачі масло може накопичуватись у опорі.

Змащення масляним туманом, який утворюється за допомогою маслорозпилювача, сприяє виділенню у опорах мінімальної кількості тепла. Вони добре охолоджуються стисненим повітрям і завдяки його надмірному тиску захищені від потрапляння пилу. Однак така система

досить складна, а проникаючі через ущільнення частинки масла погіршують санітарні умови біля верстата. Потрібну подачу змащувального матеріалу визначають за виразом (см³/хв.):

$$Q = Q_0 k_1 k_2 k_3,$$

де Q_0 — мінімально допустима подача масла за сприятливих умов:

для шарикопідшипників $Q_0 = 0,02 \text{ см}^3/\text{хв.}$;

для циліндричних роликотпідшипників $Q_0 = 0,04 \text{ см}^3/\text{хв.}$;

k_1 — коефіцієнт, що враховує частоту обертання та розмір підшипника: при $nd^{1.5} < 10^5$ $k_1 = 1$, при $nd^{1.5} = 10^5 \dots 10^6$ $k_1 = 2$, при $nd^{1.5} > 10^6$ $k_1 = 4$;

k_2 — коефіцієнт запасу змащувального матеріалу у корпусі опори:

$k_2 = 1$ — при достатньому запасі, що забезпечується змащувальною ванною; $k_2 = 2$ — при незначному запасі; $k_2 = 4$ — при відсутності запасу, коли масло вільно витікає з опори;

k_3 — коефіцієнт, що залежить від допустимої температури опори:

$k_3 = 1$ при температурі опори $t = 70^\circ\text{C}$; $k_3 = 2$ при $t = 70 \dots 100^\circ\text{C}$;

$k_3 = 4$ при $t = 100 \dots 130^\circ\text{C}$.

Масляноповітряне змащення здійснюється таким чином. Плуджерний дозатор, встановлений у точці змащування, через певні інтервали часу видає у змішувач заданий об'єм масла. Там воно захоплюється охолодженим повітрям, що подається під тиском 0,2...0,4 МПа, і у вигляді крапель, а не туману, підводиться до опори. Об'єм масла, що підводиться до шпindelної опори, визначається подачею повітря і не залежить від його тиску та в'язкості масла. Такий метод відрізняється від змащення масляним туманом тим, що дозволяє підвищити подачу масла до кожної опори з метою їх додаткового охолодження та захисту від забруднень. Масляноповітряне змащення не забруднює навколишнє середовище мікротуманом і рекомендується для швидкохідних шпindelних вузлів.

3.6. Способи змащення підшипників кочення пластичним матеріалом

Пластичні змащувальні матеріали застосовують у тих випадках, коли спеціальне охолодження опор не потрібне, наприклад при змащенні радіально-упорних шарикопідшипників з кутом контакту $12 \dots 18^\circ$ при $dn = (5 \dots 6) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$, інших опор при $dn = (3 \dots 3,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$.

Пластичний змащувальний матеріал доцільно застосовувати у автономних шпindelних вузлах, що не мають зубчастих передач, які звичайно змащуються рідким маслом, а також у шпindelних вузлах, розташованих вертикально чи похило, при цьому їх ущільнення будуть більш простими.

При проектуванні шпindelних вузлів з підшипниками, що змащуються пластичним матеріалом, потрібно визначити мінімально необхідний для опори об'єм матеріалу, виконати прогноз його строку роботи, передбачити надійне ущільнення вузла як зі сторони коробки швидкоостей, так і з зовнішньої сторони. Надмірний змащувальний матеріал у опорі викликає її підвищений нагрів, тому об'єм матеріалу у опорі не повинен перевищувати потрібного мінімуму.

Об'єм масла, що потрібно закласти у опору шпинделя, визначають за виразом (см³):

$$Q = d_m B k,$$

де d_m — середній діаметр підшипника, мм;

B — ширина підшипника, мм (для упорних та упорно-радіальних підшипників замість у вираз для об'єму масла підставляють висоту підшипника);

k — коефіцієнт, що дорівнює 0,01; 0,015; 0,02; 0,03; 0,04 для підшипників, які мають діаметр отвору відповідно 40...100 мм, 100...130; 130...160; 160...200, більше 200 мм.

Періодично у опорі необхідно подавати додаткові об'єми масла, см³:

$$Q = D B k_1,$$

де D та B — зовнішній діаметр та ширина підшипника, мм;

k_1 — коефіцієнт, що залежить від періодичності поповнення підшипника змащувальним матеріалом: при щотижневому $k_1 = 0,0015...0,002$; при поповненні раз на місяць $k_1 = 0,002...0,003$; при поповненні раз на рік $k_1 = 0,003...0,0045$.

Об'єми змащувального матеріалу, що подаються додатково, можуть бути збільшені у випадку несприятливих зовнішніх факторів, що діють на підшипник, або при відсутності безпеки перепоповнення підшипника.

Застосовується мінімальне змащення малими дозами літєвого або барій-літєвого змащувального матеріалу, здатного працювати при високій частоті обертання підшипника. Під дією відцентрових сил зайвий змащувальний матеріал витискається з доріжок кочення у передбачені для нього порожнини. На доріжках кочення лишається усього декілька кубічних міліметрів мастила, що забезпечують максимальну швидкохідність підшипників, яка тільки на 30-35% нижче швидкохідності при використанні рідкого змащувального матеріалу.

Періодичність заміни змащувального матеріалу у опорах шпindelів визначають в залежності від класу точності верстата, граничної частоти обертання шпинделя, типу підшипників.

3.7 Ущільнення опор шпindelьних вузлів

Ущільнення захищають підшипники від забруднень та змащувально-охолоджувальної рідини, перешкоджають витіканню змащувального матеріалу з опор. Ущільнення опори конструюють з урахуванням положення шпинделя у просторі (горизонтальне чи вертикальне), коллової швидкості поверхні його шийок, ступеня забруднення простору опори. У конструкції ущільнювального пристрою передбачають елементи різного призначення: пиловідбійні, які захищають опору від попадання змащувально-охолоджувальної рідини, що забезпечують внутрішню герметичність (не пропускають змащувальний матеріал з порожнини опори у навколишнє середовище), що забезпечують зовнішню герметичність (перешкоджають проникненню у опору змащувально-охолоджувальної рідини та пилу, а також забрудненого масла з коробки швидкостей), дренажні отвори для відведення з опори витоків масла.

Ущільнення, призначені для створення внутрішньої та зовнішньої герметичності, поділяють на безконтактні та контактні. Безконтактні бувають статичними та динамічними. Статичні ущільнення виконують у вигляді щілини або лабіринту, у яких відбувається дроселювання змащувального матеріалу. Аксиальне щілинне ущільнення створюється циліндричними поверхнями (В на рисунку 3.5,а), радіальне — паралельними площинами. Аксиальне лабіринтне ущільнення статичного типу утворюється двома циліндричними поверхнями: рівною та з кільцевими канавками напівкруглого профілю (Г і Д на рисунку 3.5,а) або трикутного профілю (А на рисунку 3.5,а). Такі ущільнення найбільш придатні в умовах змащення пластичним матеріалом.

Для покращення герметичності на вхід ущільнення іноді подають добре очищене повітря із цехової мережі. Ущільнення, що складається із кілець 1 та 2 (рисунок 3.5,б), має фасонну щілину Ж зі змінним радіусом, придатне при змащуванні підшипників пластичним або рідким матеріалом, а також масляним туманом.

Опори шпindelів з динамічними ущільненнями мають кращу герметичність. Зигзагоподібні лабіринтні ущільнення радіального типу застосовують у опорах як з пластичним, так і з рідким змащувальним матеріалом (рисунок 3.6, таблиця 3.21). Такі ущільнення виконують свої функції тим краще, чим вище частота обертання шпинделя.

Контактні ущільнення з гумовою армованою манжетою 1 та пружиною 2 застосовують при відносно малих коллових швидкостях поверхні шийки шпинделя (рисунок 3.7,а). При відсутності абразивного пилу, доброму змащенні рідким матеріалом підшипників та ущільнення гумові манжети використовують при швидкості до 8...10 м/с.

Рідкий змащувальний матеріал утворює на поверхні шпинделя масляну плівку, яка здатна перемішуватись вздовж його осі та проходити через ущільнення. Для скидання її у порожнину шпindelьної бабки

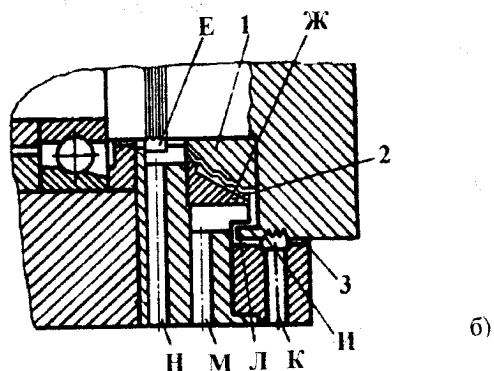
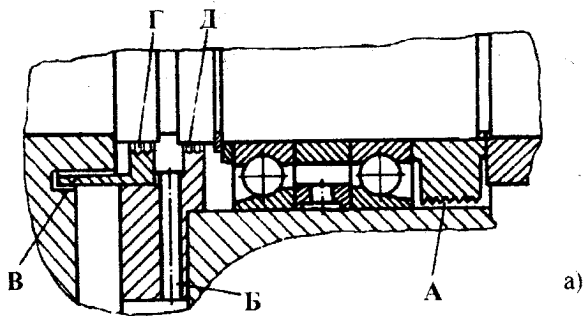


Рисунок 3.5 — Ущільнення опор шпинделя

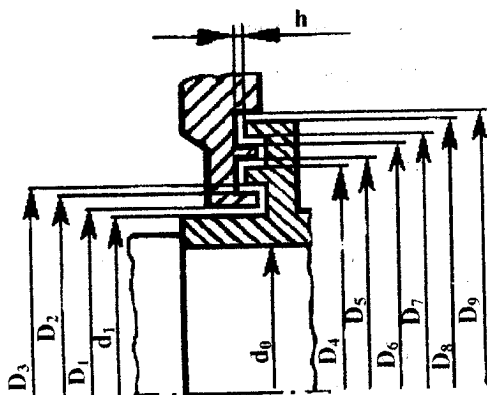


Рисунок 3.6 — Конструкція та розміри лабиринтних ущільнень

Таблиця 3.21 — Розміри лабиринтних ущільнень, мм

d_0	d_1	h	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9
25	40	2,5±1	40,6	54,4	55	69,4	70	—	—	—	—
30	45		45,6	59,4	60	74,4	75	—	—	—	—
35	50		50,6	64,4	65	79,4	80	—	—	—	—
40	55		55,6	69,4	70	84,4	85	—	—	—	—
45	60		60,8	74,2	75	89,2	90	—	—	—	—
50	65		65,8	79,2	80	94,2	95	—	—	—	—
55	70		70,8	84,2	85	99,2	100	—	—	—	—
60	80		80,8	94,2	95	109,2	110	—	—	—	—
65	85		85,8	99,2	100	114,2	115	129,2	130	144,2	145
70	90		90,8	104,2	105	119,2	120	134,2	135	149,2	150
75	95	3±1	95,8	109,2	110	124,2	125	139,2	140	154,2	155
80	100		100,8	114,2	115	129,2	130	144,2	145	159,2	160
90	110		110,8	124,2	125	139,2	140	154,2	155	169,2	170
95	120		121	134	135	149	150	164	165	179	180
100	130		131	144	145	159	160	174	175	189	190
110	140		141	159	160	179	180	199	200	219	220
120	150		151	169	170	189	190	209	210	229	230
130	160		161	179	180	199	200	219	220	239	240
140	170		171	189	190	209	210	229	230	249	250
150	180		181	199	200	219	220	239	240	259	260
160	190	191	209	210	229	230	249	250	269	270	
170	200	201	219	220	239	240	259	260	279	280	

П р и м і т к а. Розміри d_1 , D_2 , D_4 , D_6 та D_8 по h11. Розміри D_1 , D_3 , D_5 , D_7 та D_9 по H11. Глибина кільцевих пазів — 8 мм.

ставлять маслоскидальні ущільнення, що мають гострі кромки, з яких масло зривається від дії відцентрових сил (рисунок 3.7.б). Такі ущільнення працюють більш ефективно, коли знаходяться у кільцевій камері А, що з'єднується дренажним каналом Б з порожниною шпindelної бабки.

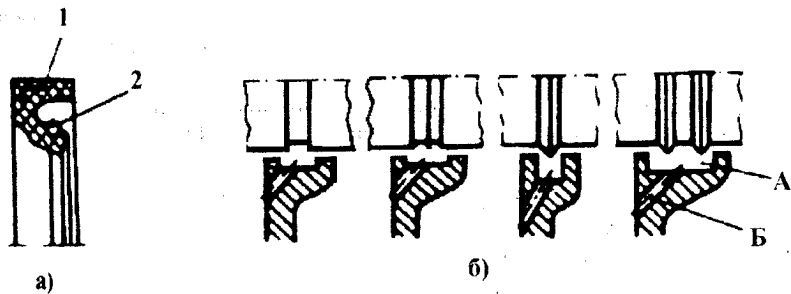


Рисунок 3.7 — Елементи ущільнень опор шпинделя

Ущільнювальний пристрій компонують з елементів різного функціонального призначення. Наприклад, задня опора шпинделя, що змащується пластичним матеріалом, за допомогою щільного ущільнення В (рисунок 3.5.а), лабіринтового Г та дренажного отвору Б захищена від проникнення у неї рідкого мастила, забрудненого продуктами зносу деталей шпиндельної бабки. Внутрішня герметичність цієї опори забезпечена ущільненнями А і Д. Для створення внутрішньої герметичності у передній опорі, що змащується рідким матеріалом, передбачені ущільнення Е та Ж з дренажними каналами Н та М, а також лабіринтне ущільнення Л (рисунок 3.5.б). Проникненню у опору змащувально-охолоджуючої рідини перешкоджає щільне ущільнення З та ущільнення И разом з дренажним отвором К.

3.8 Типові конструювання шпиндельних вузлів

Зменшення трудомісткості конструювання, виготовлення та експлуатації шпиндельних вузлів, створення їх у вигляді окремих агрегатних модулів досягають застосуванням розроблених типових конструктивних конструвань. Особливість їх полягає в тому, що осьове навантаження сприймається передньою опорою, а задня опора виконується плаваючою, тобто не закріплюється у осьовому напрямку. Це підвищує радіальну жорсткість вузла та зменшує теплові деформації переднього кінця шпинделя. Типові конструювання шпиндельних вузлів відрізняються застосованими підшипниками, типи яких призначають в залежності від параметра швидкохідності та потрібної жорсткості шпинделя. Великою жорсткістю відрізняються роликові підшипники, але у них мала гранична частота обертання, тому на їх основі конструюють шпинделі низькошвидкісні з великим навантаженням. Шарикові підшипники мають велику граничну частоту обертання, але малу жорсткість, яка залежить від кута контакту, тому їх використовують у високошвидкісних шпинделях з

невеликим навантаженням. Середньошвидкісні шпинделі можуть містити роликові та шарикові підшипники.

Нижче наведені приклади деяких типових комбінувань шпиндельних вузлів з їх параметрами та характерними групами верстатів, де їх застосовують.

Шпиндельні вузли з дворядним підшипником типу 3182100К та упорно-радіальним шариковим підшипником типу 178800 застосовують у середніх та важких токарних, фрезерувальних, фрезерувально-розточувальних та шліфувальних верстатах (рисунок 3.8, а). У передній опорі перший підшипник призначений для сприйняття радіальних навантажень, другий — для осьових. Діаметр шпинделя у передній опорі $d = 60 \dots 200$ мм. Вузол характеризується відносно високою швидкохідністю: $d n_{\max} = (1,5 \dots 4,5) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹, де n_{\max} — найбільша частота обертання.

Шпиндельні вузли з дворядним роликовим конічним підшипником типу 697000 у передній опорі та однорядним роликовим конічним підшипником з широким зовнішнім кільцем типу 17000 у задній опорі призначені для середніх і важких токарних та фрезерувальних верстатів, що виготовляються великими партіями (рисунок 3.8.б). Передня опора має високу жорсткість, попередній натяг у ній створюється за допомогою проставного кільця, у задній — пружинами. Діаметр шпинделя у передній опорі — 60...200 мм. Гранична частота обертання відносно невисока, характеристика швидкохідності $(1,6 \dots 2) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹.

Шпиндельні вузли з однорядним конічним підшипником типу 67700 у передній опорі та однорядним роликовим конічним підшипником з широким зовнішнім кільцем типу 17000 у задній застосовують у невеликих та середніх токарних та фрезерувальних верстатах, що виготовляють великими партіями (рисунок 3.8, в). Діаметр шпинделя у передній опорі — 40...160 мм. Характеристика швидкохідності — $(2 \dots 3) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹. Найбільша частота обертання вища, ніж для попередньої конструкції, але радіальна та осьова жорсткість нижчі.

Шпиндельні вузли з радіально-упорними шарикопідшипниками типу 36000К чи 46000К призначені для легких та середніх токарних, фрезерувальних, фрезерувально-розточувальних та шліфувальних верстатів (рисунок 3.8, г). Діаметр шпинделя у передній опорі — 30...120 мм. У випадку високого осьового навантаження встановлюють радіально-упорні підшипники з більшим кутом контакту. Для забезпечення осьового температурного зміщення задньої опорі передбачають осьовий зазор між зовнішніми кільцями підшипників та корпусом шпиндельної бабки. Шпинделі допускають високу частоту обертання, характеристика швидкохідності — $(4 \dots 6) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹.

Шпиндельні вузли з радіально-упорними шарикопідшипниками типу 46000К у передній опорі та дворядним роликовим підшипником типу 3182100К у задній застосовують у легких токарних автоматах, алмазно-

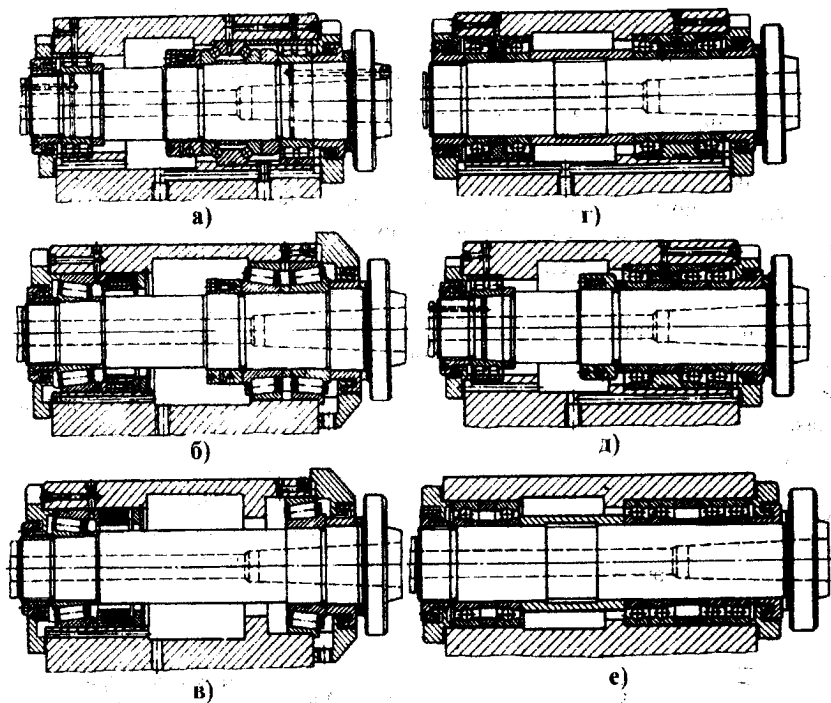


Рисунок 3.8 — Типові компоунвання шпиндельних вузлів

розточувальних та швидкохідних фрезерувальних верстатах, а також у силових головках агрегатних верстатів (рисунок 3.8, д). Діаметр шпинделя у передній опорі — 20...80 мм. Частота обертання шпинделя достатньо висока, характеристика швидкохідності — $(7...11) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹. Якщо необхідно підвищити осьову жорсткість, можна встановити радіально-упорні підшипники з більшим кутом контакту. Осьовий зазор між зовнішнім кільцем підшипника задньої опори та корпусом неігноруваний, оскільки роликівий підшипник компенсує температурні деформації.

Шпиндельні вузли з радіально-упорними шарикопідшипниками типів 46000К×2 або 36000К×2 та 36000К застосовують у середніх та важких круглошліфувальних та плоскошліфувальних верстатах. Діаметр передньої шийки шпинделя — 60...140 мм, характеристика швидкохідності — $(4...6) \cdot 10^5$ мм·хв⁻¹.

Значення характеристики швидкохідності можуть змінюватись в залежності від властивостей змащувального матеріалу та особливостей змащувальної системи.

3.9 Розрахунок жорсткості опор шпинделя

Загальні відомості про жорсткість опор. При розрахунках на жорсткість шпиндель розглядається як балка ступінчато-змінного перерізу на податливих опорах. Вважається, що радіальні підшипники мають тільки радіальну жорсткість, радіально-упорні — радіальну, осьову та кутову, упорно-радіальні — осьову та кутову жорсткість. Значення жорсткості підшипників визначаються за довідниками або розраховуються. Приймають, що жорсткість опор з попереднім натягом не залежить від робочого навантаження, але суттєво знижується при значному підвищенні частоти обертання шпинделя.

Розрахункові точки радіальної опори шпинделя при застосуванні радіальних підшипників розташовані посередині ширини підшипників. Розрахункові точки радіальної опори шпинделя, встановленого на радіально-упорних шарикових та конічних роликових підшипниках, знаходять із врахуванням кута контакту тіл дотичення та кілець підшипників. Вважається, що така точка фактично розташована на перетині осі шпинделя з лінією, яка проходить через вісь шарика або середину довжини ролика під кутом, що дорівнює куту контакту у підшипнику (рисунок 3.9). Розрахункові точки опори шпинделя при застосуванні упорно-радіальних та здвоєних упорних підшипників знаходяться на осі шпинделя посередині ширини підшипника.

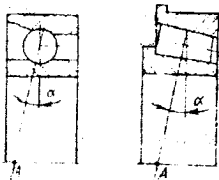


Рисунок 3.9 — Схема визначення фактичної опори

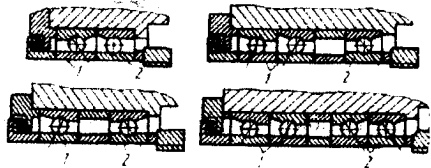


Рисунок 3.10 — Схеми комплексних опор

Жорсткість шпиндельного вузла визначають із врахуванням жорсткості його опор. Якщо опора складається з одного підшипника, жорсткість опори дорівнює його жорсткості. Якщо у опорі входить декілька підшипників, визначити жорсткість шпиндельного вузла можна двома шляхами: 1) приймати кожний підшипник в якості самостійної опори, що має жорсткість підшипника, і розглядати шпиндель як багатоопорну статично невизначену балку; 2) усі підшипники, що знаходяться у опорі, вважати такими, що утворюють одну комплексну опору з жорсткістю, яка залежить від її схеми компоновки та жорсткості підшипників.

Жорсткість опори з шариковими радіально-упорними підшипниками. Комплексну опору, що складається з декількох підшипників, представляють у вигляді двох умовних опор (рисунок 3.10): 1 — знаходиться ближче до переднього торця шпинделя, 2 — знаходиться далі від нього. Здвосні підшипники, встановлені у одній опорі за схемою "танDEM", вважають одним дворядним підшипником. Число підшипників у опорах 1 та 2 позначають i_1 та i_2 .

В залежності від способу створення попереднього натягу задають силу натягу F_n або загальну деформацію (натяг) опори δ .

Осьову жорсткість комплексної опори визначають за виразом (Н/мм):

$$j_a = 1,5C^3 F_n^3 (i_1^3 + i_2^3),$$

де F_n — сила натягу, Н (таблиця 6.15);

$$C = 10^5 z \sin^2 \alpha \sqrt{1,25d_{ш}};$$

z — число тіл кочення у підшипнику;

α — фактичний кут контакту у підшипнику, що змінюється від дії попереднього натягу (рисунок 6.14);

$d_{ш}$ — діаметр шарика, мм.

Осьова жорсткість для комплексних опор, зображених на рисунку 6.13:

$$j_a = k_1 C^3 F_n^3;$$

$$j_a = k_2 C \delta^2.$$

Коефіцієнти k_1 та k_2 і осьова жорсткість опор у відносних одиницях наведені у таблиці 3.22.

Радіальна жорсткість умовної опори може бути визначена за виразом:

$$j_{r(2)} = \frac{k_4 i_{1(2)}^3 j_a}{1,5 \operatorname{tg}^2 \alpha (i_1^3 + i_2^3)}$$

Коефіцієнт k_4 характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу та радіальним навантаженням. Значення коефіцієнта наведені у таблиці 3.23.

Для шарикопідшипників типів 36000К та 36000У радіальна жорсткість $j_r = (5,3 \dots 6) j_a$, а для підшипників типів 46000К та 46000У $j_r = (1,95 \dots 2,1) j_a$.

Таблиця 3.22 — Параметри якості опор

Характеристики компонування опор	Значення коефіцієнтів			Осьова жорсткість j_n у відносних одиницях	
	k_1	k_2	k_3	при $F_n = \text{const}$	при $\delta = \text{const}$
$i_1 = 1$ $i_2 = 1$	3	2,1	3	1	1
$i_1 = 2$ $i_2 = 1$	3,9	3,2	$\frac{2,1}{3,6}$	1,3	1,5
$i_1 = 1$ $i_2 = 3$	4,6	3,8	$\frac{2,2}{4,6}$	1,55	1,8
$i_1 = 2$ $i_2 = 2$	4,8	4,2	3	1,6	2
$i_1 = 3$ $i_2 = 3$	6,2	6,4	3	2,1	3

П р и м і т к а. При $i_1 \neq i_2$ значення k_3 ставиться у чисельнику, якщо зовнішня сила розвантажує умовну опору 1, у знаменнику — якщо вона розвантажує опору 2.

Таблиця 3.23 — Значення коефіцієнта k_4

$F_n/(F, \text{tg } \alpha)$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
k_4	0,16	0,3	0,4	0,52	0,6	0,65	0,71	0,74	0,75

Зовнішня осьова сила, при якій натяг одної з умовних комплексних опор знімається, визначається за виразом:

$$F_{a\max} = 1,5 \left[1 + (i_2 / i_1)^2 \right] F_n;$$

або

$$F_{a\max} = k_3 F_n;$$

Значення коефіцієнта k_3 наведені у таблиці 3.22.

Для симетричних опор ($i_1 = i_2$) $F_{a\max} = 3F_n$.

Жорсткість дворядного упорно-радіального підшипника з кутом контакту $\alpha = 60^\circ$. Осьова жорсткість підшипника (Н/мм):

$$j_n = 7000kz^3 d_n^3 F_n^3 (\sin \alpha)^3;$$

де $k = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення підшипника.

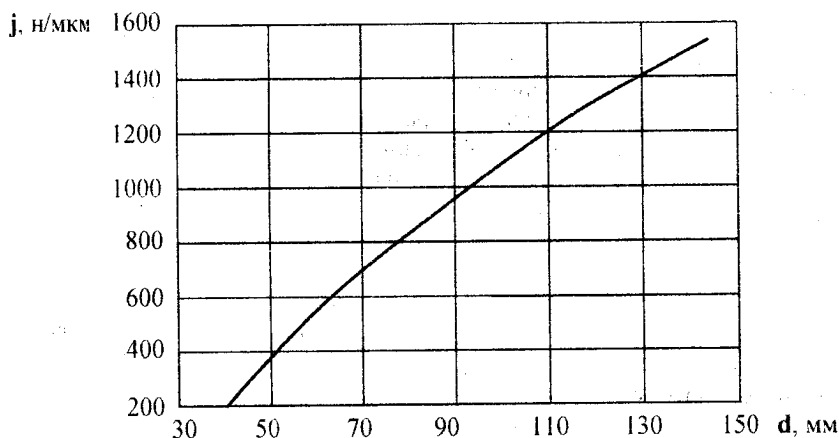


Рисунок 3.11 — Залежність жорсткості роликового дворядного підшипника від його діаметра

Завдяки високій кутовій жорсткості упорно-радіальний підшипник створює значний момент защемлення. Кутова жорсткість цього підшипника (Н·мм/рад):

$$j = \frac{M}{\phi} = \frac{1}{32} (d + D)^2 j_a,$$

де M — момент защемлення, що діє на шпindel, Н·мм;

ϕ — кут нахилу пружної осі шпindelа у опорі, рад;

d та D — внутрішній та зовнішній діаметри підшипника, мм.

Жорсткість однорядних кінцевих підшипників. Такі підшипники працюють з невеликим зазором чи натягом при сумісній дії радіального F_r та осьового F_a навантажень. Для опори з натягом при $F_a / F_r \geq 2$ радіальна жорсткість складає:

$$j_r = 7300l^{0,8} z^{0,9} F_a^{0,1} (\cos \alpha)^2 (\sin \alpha)^{-0,1},$$

де l — ефективна довжина ролика, мм;

α — кут нахилу осі роликів.

Жорсткість роликового дворядного підшипника з короткими циліндричними роликами типу 3182100К залежить від його внутрішнього діаметра і визначається за графіком на рисунку 3.11.

3.10 Розрахунок жорсткості шпindelного вузла

На жорсткість розраховують шпindelні вузли усіх типів. При цьому визначають пружне переміщення шпindelа у перерізі його

переднього кінця, для якого виконується стандартна перевірка шпindelного вузла на жорсткість. Це переміщення приймають в якості пружного переміщення переднього кінця шпindelя.

При визначенні переміщення враховують тільки деформації тіла шпindelя та його опор. Власні деформації оброблюваної деталі, ріжучого інструмента, конічного або іншого з'єднання інструмента із шпindelем визначають додатковими розрахунками, що не відносяться до розрахунків шпindelного вузла на жорсткість.

Визначають радіальну то осьову жорсткість шпindelя. При розрахунках радіальної жорсткості усі сили приводять до двох взаємно перпендикулярних площин **Y** та **Z**, які проходять через вісь шпindelя. Обчислюють радіальне переміщення його переднього кінця у цих площинах, а потім сумарне переміщення за виразом:

$$\delta = \sqrt{\delta_Y^2 + \delta_Z^2}.$$

При розрахунках жорсткості необхідно враховувати суттєвий вплив опори, що сприймає осьове навантаження, на переміщення переднього кінця. Цей вплив пояснюється виникненням у осьовій опорі моменту защемлення (реактивного) із знаком, протилежним знаку моменту навантаження. Додаткове радіальне переміщення являє собою зсув переднього кінця від дії сили, що виникає як наслідок моменту защемлення, і враховується при розрахунках жорсткості коефіцієнтом ϵ . Значення коефіцієнта ϵ в залежності від схеми шпindelного вузла та типів підшипників у опорах наведені у таблиці 3.24.

Загальне радіальне переміщення шпindelя у заданому перерізі, наприклад у площині **Y** містить такі складові:

$$\delta_Y = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4,$$



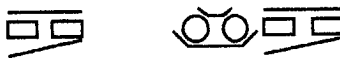


- де δ_1 — переміщення, що викликає згин тіла шпindelя;
- δ_2 — переміщення, що викликає не жорсткість (податливість) опор;
- δ_3 — зсув, що викликає момент защемлення;
- δ_4 — переміщення, що викликає податливість контакту між кільцями підшипника та поверхнями шпindelя і корпусу.

Сумарне переміщення (деформація) стиків між поверхнями кілець підшипника, вала та корпусу δ_4 визначається за виразом:

$$\delta_4 = \frac{4 \cdot 10^{-8} P k_1}{\pi d b} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

- де **P** — навантаження на опору, Н;
- d** — внутрішній діаметр підшипника, м;
- D** — зовнішній діаметр підшипника, м;
- b** — ширина підшипника, м;
- $k_1 = 1 \dots 2,5$.

Таблиця 3.24 — Значення коефіцієнта заземлення

Схема шпindelного вузла	Тип встановлених підшипників		Коефіцієнт заземлення ϵ
	у передній опорі	у задній опорі	
	3182100; 8000	3182100	0,45...0,65
	697000	7200	0,30...0,45
	3182100; 178800	3182100	0,30...0,45
	36100	36100	0,20...0,30
	36100	36100	0,15...0,20

Зміщення переднього кінця шпинделя залежить від його розмірів, жорсткості опор, навантажень та схеми прикладення навантажень.

Схема 1. Приводний елемент шпинделя розташований між його опорами (рисунок 3.12). Така схема типова для токарних та фрезерувальних верстатів, а також для багатошльових верстатів з ЧЛК. Радіальне пружне переміщення шпинделя у розрахунковій точці складається з окремих переміщень: δ_{1Q} — тіла шпинделя від дії сили Q на приводному елементі; δ_{2Q} — викликається деформацією опор від сили Q ; δ_{1P} — тіла шпинделя від дії сили P різання; δ_{2P} — викликається деформацією опор від сили різання P .

Приймаємо такі позначення елементів, необхідних для розрахунку жорсткості: l — відстань між передньою A та задньою B опорами шпинделя; a — виліт переднього кінця шпинделя (консоль); b — відстань від приводного елемента до передньої опори; I_1 — середнє значення осьового моменту інерції перерізу консолі; I_2 — середнє значення осьового моменту інерції перерізу шпинделя у прогоні між опорами; S_1 та S_2 — площі перерізу переднього кінця та міжопорної частини шпинделя; E — модуль пружності матеріалу шпинделя; G — модуль зсуву матеріалу шпинделя; j_A та j_B — радіальна жорсткість передньої та задньої опор; ϵ — коефіцієнт заземлення у передній опорі.

Пружне зміщення переднього кінця шпинделя, що складається з усіх названих вище переміщень, але без врахування моменту заземлення:

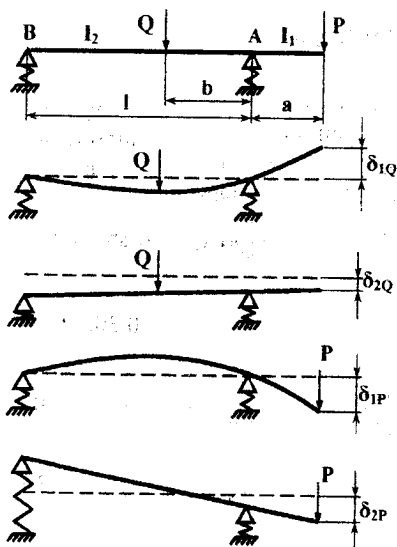
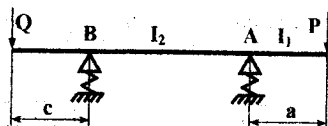
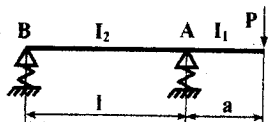


Рисунок 3.12 — Складові переміщення переднього кінця шпинделя



a)



b)

Рисунок 3.13 — Схеми до розрахунку шпиндельного вузла на жорсткість

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm Q \left[\frac{j_B (l+a) - j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2 l)}{3EI_2 l} \right] \quad (3.1)$$

Із врахуванням моменту защемлення у передній опорі переміщення переднього кінця складає:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l(1-\epsilon)}{3EI_2} + \frac{j_A a^2(1-\epsilon) + j_B [l+a(1-\epsilon)]^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm Q(1-\epsilon) \left[\frac{j_B (l+a) - j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2 l)}{3EI_2 l} \right] \quad (3.2)$$

Кут повороту у передній опорі, рад:

$$\theta_A = \frac{1}{3EI_2} \left[Pal - \frac{Q}{2l} (b^3 - 2bl^2 - 3b^2 l) \right]$$

У залежностях (3.1), (3.2) та у наступних під P та Q розуміють складові сил, приведені до одної площини. Перед Q приймають знак "плюс", якщо сили P та Q направлені у одну сторону, і знак "мінус", якщо вони направлені у протилежні сторони.

Введення у отримані залежності (3.1) та (3.2) безрозмірного відношення $\lambda = l/a$, що характеризує відносну довжину міжопорної частини шпинделя, дозволяє визначити оптимальне λ , прирівнюючи нулю похідну $db/d\lambda = 0$, а отже оптимальну за умовою жорсткості відстань між опорами шпинделя. Збільшення жорсткості шпинделя досягається зменшенням міжопорної відстані, але при малій міжопорній відстані збільшується вплив на загальну жорсткість шпинделя жорсткості підшипників опор, тому існує оптимальна міжопорна відстань, яка забезпечує максимальну жорсткість шпинделя при заданих параметрах жорсткості опор та геометричних параметрах тіла шпинделя.

Схема 2. Приводний елемент розташований на задній консолі на відстані c від задньої опори (рисунок 3.13, а). Такий випадок типовий для внутрішньоніліфувальних та розточувальних головок. Переміщення переднього кінця шпинделя із врахуванням моменту защемлення у передній опорі визначається за виразом:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{I_2} \right] + \frac{Qlac(1-\epsilon)}{6EI_2} + P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{1+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} \right\} - Q(1-\epsilon) \left[\frac{(1+a)c}{j_A l^2} - \frac{(1+c)\phi}{j_B l^2} \right]. \quad (3.3)$$

Знаки перед силою Q відповідають випадку, коли сили P та Q направлені у одну сторону. Якщо вони направлені у протилежні сторони, знаки перед Q замінюються на протилежні.

Переміщення переднього кінця шпинделя при відсутності моменту защемлення обчислюють за виразом, що утворюється з виразу (3.3), коли $\epsilon = 0$:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + \frac{Qlac}{6EI_2} + P \left[\frac{1}{j_A} \left(\frac{1+a}{l} \right)^2 + \frac{a^2}{j_B l^2} \right] - Q \left[\frac{(1+a)c}{j_A l^2} - \frac{(1+c)a}{j_B l^2} \right]. \quad (3.4)$$

Знаки перед силою Q змінюються в залежності від взаємного напрямлення сил Q та P так, як у попередньому виразі (3.3).

Схема 3. Шпиндель не навантажений силами від приводу, на нього діє тільки сила різання P (рисунок 3.13, б). Такі шпиндельні вузли часто застосовують у прецизійних верстатах.

Переміщення переднього кінця шпинделя із врахуванням моменту защемлення у передній опорі визначають за виразом:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \left\{ \frac{a^2}{3EI} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_2} \right] + \frac{l}{j_A} \left[\frac{1+a(1-\varepsilon)}{l} \right] + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{GS_2 l} \right\}.$$

Без врахування моменту защемлення:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^2}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right].$$

Кут повороту шпинделя у передній опорі складає: $\theta = \frac{Pal}{3EI_2}$.

Значення $\lambda = l/a$, оптимальне за умовою максимальної жорсткості шпиндельного вузла, знаходять з рівняння:

$$\frac{d\delta}{d\lambda} = \frac{a^3 \lambda^3}{3EI_2} - \frac{2\lambda}{j_A} - \frac{2(j_A + j_B)}{j_A j_B l^2} = 0.$$

У зв'язку з тим, що зменшення міжопорної відстані призводить до збільшення биття шпинделів на опорах кочення, для них вводять обмеження $\lambda \geq 2,5$.

3.11 Розрахунок точності шпинделя

За результатами цього розрахунку вибирають клас точності підшипників шпинделя у залежності від його допустимого радіального биття Δ . Передбачають найбільш несприятливий випадок, коли биття підшипників у передній опорі Δ_A та у задній опорі Δ_B направлені у протилежні сторони (рисунок 3.14).

У такому випадку радіальне биття переднього кінця шпинделя Δ_p складає:

$$\Delta_p = \Delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_B \frac{a}{l}.$$

Приймаємо співвідношення величин, що входять до отриманого виразу, такими: $\Delta_p \leq \frac{\Delta}{3}$; $\Delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \Delta_B \frac{a}{l}$.

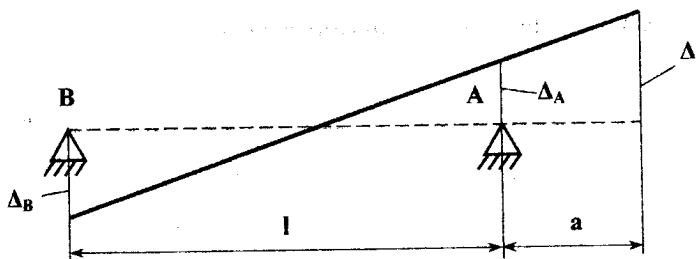


Рисунок 3.14 — Схема до розрахунку шпindelного вузла на точність

Після відповідних перетворень отримуємо такі залежності:

$$\Delta_A \leq \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)}; \quad \Delta_B \leq \frac{\Delta l}{6a}$$

За отриманими значеннями допустимого радіального биття передньої та задньої опор вибирають підшипники потрібного класу точності.

3.11 Рекомендації щодо конструювання шпindelних вузлів

Початкові дані. Для проектування шпindelних вузлів потрібні такі початкові дані: тип, розмір та клас точності верстата, граничні параметри процесу обробки (граничні значення частоти обертання шпинделя, сили різання, крутного моменту), тип та розташування приводу, тип системи змащення.

Вибір матеріалу шпинделя. Матеріал для шпинделя призначають виходячи з вимог забезпечення необхідної твердості та зносостійкості його підшипникових шийок та поверхонь базування заготовок, інструменту чи пристосувань, а також запобігання малих деформацій шпинделя з часом (жолоблення).

Для шпindelів верстатів нормального класу точності використовують сталі 40X, 45, 50 з гартуванням відповідальних поверхонь до твердості 58...56 HRC за допомогою індукційного нагріву. Якщо застосування гартування СВЧ викликає труднощі, шпindelі виготовляють із сталей 40XГР, 50X з об'ємним гартуванням до твердості 56...60 HRC.

Шпindelі верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів повинні мати підвищену зносостійкість поверхонь, що використовуються для центрування та автоматичного закріплення інструментів чи пристосувань. Такі шпindelі виготовляють із сталей 20X, 18XГТ, 12XН3А з цементацією та гартуванням до твердості 56...60 HRC.

Таблиця 3.24 — Вимоги до зміцнених поверхонь шпинделів

Відповідальні ділянки шпинделя, що зміцнюються	Потрібна твердість, HRC, не менше	Потрібна товщина зміцненого шару, мм, не менше
Поверхня опорних шийок під підшипники: кочення з внутрішнім кільцем верстатів класів точності Н та П класів точності В, А та С кочення без внутрішнього кільця рідинного тертя, що працюють з коловою швидкістю 6...8 м/с рідинного тертя, що працюють з коловою швидкістю від 8 до 20 м/с	45 50 58 58 64	0,3 0,3 1,2...1,6 0,3 0,3
Поверхні інструментальних конусів Морзе та метричного верстатів: класів точності Н та П класів точності В, А, С, а також розточувальних	50 56	0,4 0,3
Поверхня отвору інструментального конуса 7:24 верстатів: з ручним встановленням інструменту з автоматичним встановленням інструменту	57 60	0,4 0,8
Зовнішня поверхня висувних шпинделів	64	0,4
Поверхня отвору під цангу	58	0,5...0,8
Зовнішні поверхні для приєднання деталей приводу	45	0,3
Поверхня шліцьового кінця	45	0,8

Шпинделі прецизійних верстатів виготовляють із сталей, що азотуються. Це сталі 38ХМЮА, 38ХВФЮА, які після азотування загартовуються до твердості 63...68 HRC.

Вимоги до твердості відповідальних поверхонь шпинделя та товщини зміцненого шару в залежності від типу опор, точності верстата та функції отвору у передньому кінці шпинделя наведені у таблиці 3.24. Найбільш висока зносостійкість, а отже, і твердість повинна бути у опорних шийок шпинделів, що встановлюються у підшипниках ковзання, зовнішніх поверхнях висувних шпинделів, опорних шийок шпинделів, що встановлюються у підшипниках кочення без внутрішнього кільця. Відносно висока твердість повинна бути у поверхонь для встановлення цапг та інших пристроїв затискання, а також поверхонь отворів з конусністю 7:24.

Таблиця 3.25 — Рекомендовані класи точності підшипників шпинделя

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників		Клас точності упорних підшипників
	передньої опори	задньої опори	
H	5	5	5
II	4	5	5
B	2	4	4
A	2	2	4
C	2	2	2

Вибір підшипників кочення. Тип підшипника вибирають за критеріями точності, жорсткості та частоти обертання шпинделя. В залежності від вимог до верстата один з параметрів може поставати найбільш важливим, при цьому високі значення жорсткості та частоти обертання не можуть бути досягнуті одними й тими ж шляхами.

В залежності від потрібної швидкохідності шпиндельні вузли можна розділити на дві групи:

1-а група — параметр швидкохідності $d_{mn_{max}}$ від $3 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$ мм/хв. при коловій швидкості шийки шпинделя 15...30 м/с та допускають швидкість різання до 1000 м/хв.;

2-а група — параметр швидкохідності $d_{mn_{max}}$ від $6 \cdot 10^5$ до $18 \cdot 10^5$ мм/хв. при коловій швидкості шийки шпинделя 30...90 м/с та допускають швидкість різання до 4000...6000 м/хв.

У шпиндельних вузлах першої групи можуть бути встановлені підшипники кочення будь-якого типу, для вузлів другої групи найбільше підходять шарикопідшипники з кутом контакту 12...18°.

Передня опора шпинделя навантажена більше задньої. Її похибки більше впливають на точність оброблюваних на верстаті деталей. Тому у передній опорі встановлюють більш точні, ніж у задній підшипники. Передню опору роблять більш жорсткою, для чого у ній встановлюють здвоєні підшипники. Для збільшення жорсткості шпиндельного вузла в цілому підшипники, призначені для сприйняття осьових навантажень, доцільно ставити у передній опорі, а задню опору робити плаваючою. Рекомендовані класи точності підшипників опор шпинделя для верстатів різної точності наведені у таблиці 3.25.

Вибір способу створення попереднього натягу підшипників. Для підвищення жорсткості опори до неї прикладають попереднє навантаження, за допомогою якого усувають зазори у підшипниках та створюють у них попередній натяг. Він може бути жорстким та м'яким. Жорсткий натяг отримують при жорсткій фіксації одного кільця підшипника відносно другого. Таку фіксацію досягають різними способами: підшліфовують торець одного кільця та зміщують його у осьовому напрямку, встановлюють втулки різної довжини між зовнішніми та внутрішніми кільцями пари підшипників, використовують особливості конструкції підшипника, виготовляють підшипники з такими розмірами, щоб під час монтажу отримати необхідний натяг. Поступово із зносом підшипників жорсткий натяг знижується. М'який натяг створюють пружиною, яка забезпечує постійність осьового навантаження, тобто постійність натягу. У верстатах, що працюють у широкому діапазоні навантажень, застосовують системи автоматичного регулювання натягу, які забезпечують задану жорсткість шпиндельного вузла при різних навантаженнях та зберігають довговічність підшипників.

Визначення головних розмірів шпиндельного вузла. Розміри шпинделя впливають на його жорсткість, температуру опор, точність. Так, із збільшенням діаметра підвищується жорсткість, але і зростає виділення тепла. Жорсткість залежить також від відстані між опорами та довжини консолі переднього кінця. Тому, якщо задані тип опор та вид системи змащення, головні розміри шпиндельного вузла визначають розрахунками на швидкохідність, жорсткість, биття шпинделя та нагрів підшипників.

Розміри посадочних поверхонь для кріплення інструменту або пристосування регламентуються відповідними стандартами на передні кінці шпинделів та залежать від типу та розмірів верстата.

Відстань a від переднього торця шпинделя до середини передньої опори називають вильотом шпинделя і вона залежить від розмірів наведених вище посадочних поверхонь та вибирається мінімальною (рисунок 3.15).

Верхнє можливе значення діаметра d посадочного отвору переднього підшипника визначається найбільшою частотою обертання шпинделя n_{\max} , діаметром d_1 переднього кінця шпинделя, найбільшою допустимою температурою (за умовами нагріву визначають діаметр d_r).

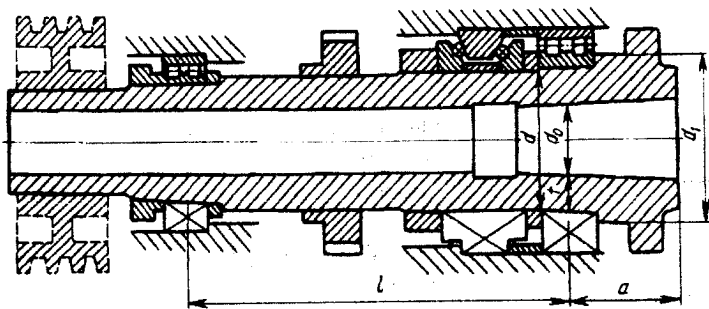


Рисунок 3.15 — Конструктивна схема шпиндельного вузла

Нижче можливі значення діаметра d визначається допустимого жорсткістю шпиндельного вузла (за умовою забезпечення потрібної жорсткості визначають діаметр d_j), діаметром d_0 та мінімальною товщиною стінки шпинделя t_{\min} . Ці обмеження можна подати у вигляді нерівностей:

$$d_0 \leq (dn)_{\max}/n_{\max}; \quad (d_0 + 2 t_{\min}) \leq d < d_1; \quad d_j \leq d \leq d_r.$$

Верхнє можливі значення відстані між опорами l визначається довжиною шпиндельної бабки, нижнє — умовами розміщення на шпинделі необхідних пристроїв, у тому числі приводного елемента, а також сильним впливом відстані l на передачу биття підшипників на передній кінець шпинделя. Якщо позначити радіальне биття переднього кінця шпинделя Δ , радіальне биття переднього підшипника Δ_n , заднього підшипника Δ_z , то між ними існує така залежність:

$$\Delta = \Delta_n + a / l (\Delta_n + \Delta_z).$$

За критерієм мінімального биття переднього кінця шпинделя звідси виходить співвідношення міжопорної відстані та вильоту переднього кінця $l \geq 2,5 a$. Але таких граничних значень міжопорної відстані недостатньо, тобто потрібно визначити оптимальне значення l , при якому передній кінець шпинделя має мінімальну пружну деформацію при мінімальному впливі радіального биття підшипників.

Вимоги до точності деталей, спряжених з підшипниками кочення. Якщо підшипники кочення спрягаються з деталями відносно низької точності, то у процесі монтажу підшипників, та регулювання зазорів чи натягу профіль доріжок кочення викривляється, в результаті чого жорсткість та точність шпиндельного вузла знижується. Тому відхилення розмірів та форми поверхонь деталей, спряжених з підшипниками кочення, повинні бути менше відхилень поверхонь підшипників, які контактують з ними. Вимоги до точності отворів корпусів та шийок шпинделів для різних типів підшипників наведені у таблицях 3.26 та 3.27.

Таблиця 3.26 — Рекомендовані поля допусків отворів корпусів

Тип підшипника	Умови роботи підшипника	Поле допуску для підшипника класу точності		
		5	4	2
Радіально-упорні шарикопідшипники	Плаваюча опора, бажано вільне зміщення зовнішнього кільця	H6	H5	H4
	Фіксована опора, зміщення зовнішнього кільця небажане	IS6	IS5	IS4
	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	M5	M5	M4
Радіальні дворядні циліндричні роликотпідшипники з конічним отвором	Нормальне або мале навантаження	—	K5	K4
	Велике навантаження, зосереджене на внутрішньому кільці	—	M5	M4
Конічні роликотпідшипники	Регулювання зазору чи натягу зміщенням зовнішнього кільця	IS5	IS4	—
	Фіксоване зовнішнє кільце	K5	K4	—
	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	M5	M4	—
Упорні шарико- та роликотпідшипники	—	H7	H7	—
Упорно-радіальні шарикотпідшипники	—	—	K5	K4

Таблиця 3.27 — Рекомендовані поля допусків шийок шпинделів

Тип підшипника	Умови роботи підшипника	Діаметр валу, мм	Поле допуску для підшипника класу точності		
			5	4	2
Радіально-упорні шарикотпідшипники	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	8...160	h5	h4	h3
	Зосереджене навантаження на зовнішньому кільці	8...160	js5	js4	js3
Конічні роликотпідшипники	—	25...40	js5	js4	—
	—	45...140	k5	k4	—
Упорні шарикотпідшипники	—	20...200	h5	h5	h4
Упорно-радіальні шарикотпідшипники	—	25...200	—	h4	h3

3.13 Приклади конструкцій шпindelних вузлів

Передня опора та передній кінець шпindelя фрезерувально-розточувального верстата з ЧПК (рисунок 3.16). У конічному отворі затискається інструментальна оправка 3, крутний момент на яку передається двома торцевими шпонками 2. Механізм затискання оправки складається із цанги 13, штанги 12, пакета тарілчастих пружин 11 та гідроциліндра, з'єднаного з штангою 12 (на рисунку не показаний). Оправка звільняється при русі штанги вліво. Крутний момент передається на шпindel зубчастими колесами 9 та 8. На рисунку 3.16 показано два варіанти передньої опори. Опора, що виконана за першим варіантом та показана над віссю шпindelя, складається з дворядного роликopідшипника 5 з короткими циліндричними роликами, який сприймає радіальне навантаження, та двох упорних шарикopідшипників 6, які сприймають осьове навантаження. Радіальний зазор у дворядному роликopідшипнику регулюють за допомогою гайки 10 та компенсаторного кільця 1, що складається з двох півкільць. Компенсаторне кільце 1 підшліфовується у розмір, достатній для вибирання зазору або створення натягу у підшипнику 5 при затягненні гайки 10 та просуванні внутрішнього кільця по конусу шийки шпindelя. Демонтаж цього підшипника полегшується завдяки розпресуванню внутрішнього кільця подачею під тиском масла у отвір 4. Натяг упорних підшипників 6 забезпечується пружинами 7. У передній опорі, виконаній за другим варіантом, показаним під віссю шпindelя, осьове навантаження сприймає упорно-радіальний підшипник типу 178800. Для захисту підшипників від забруднень та запобігання витікання з опори змащувального матеріалу використовують лабіринтне ушільнення 15.

Передня опора та передній кінець шпindelя вертикального токарного напівавтомата з ЧПК (рисунок 3.17). оброблювана заготовка закріплюється у патроні, який центрується по конічному буртіку А та отримує рух для затискання заготовки від штока 5 гідроциліндра. Крутний момент передається патрону за допомогою пальця 1. Радіальне навантаження шпindelя сприймає дворядний роликopідшипник з короткими циліндричними роликами 3, осьове навантаження — упорно-радіальний шарикopідшипник 4. Радіальний зазор (натяг) у роликopідшипнику регулюється за допомогою проставного кільця та гайки 6, шляхом відшліфовування кільця та відповідного переміщення внутрішнього кільця підшипника по конусу шийки шпindelя. Для стопоріння гайки 6 слугує фіксатор 7, який від дії пружини входить у один з пазів на гайці. Змащення опори здійснюється рідким магіралом за допомогою циркуляційної системи. По каналу В масло підводиться до верхнього торця роликopідшипника, звідки самопливом проходить через робочі зони обох підшипників та зливається у корпус шпindelельної бабки. Опора захищена зигзагоподібним лабіринтним ушільненням 2. По

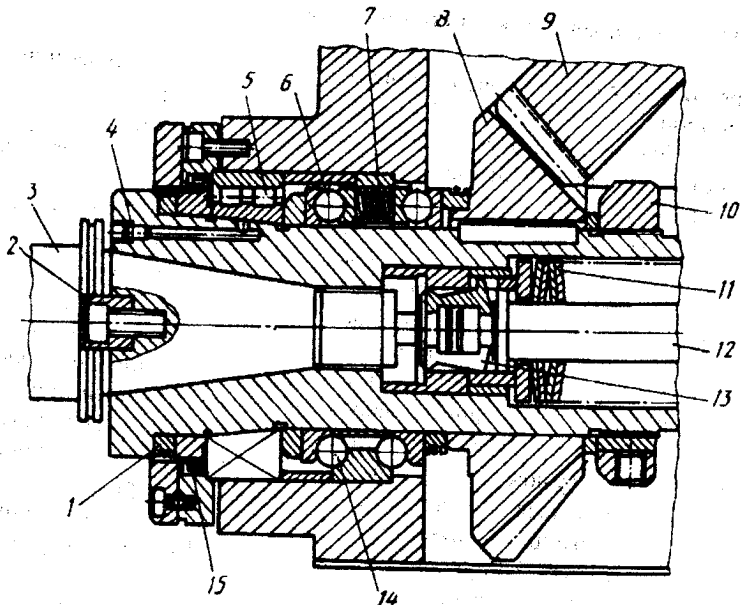


Рисунок 3.16 — Передня опора та кінець шпинделя фрезерно-розточувального верстата з ЧПК

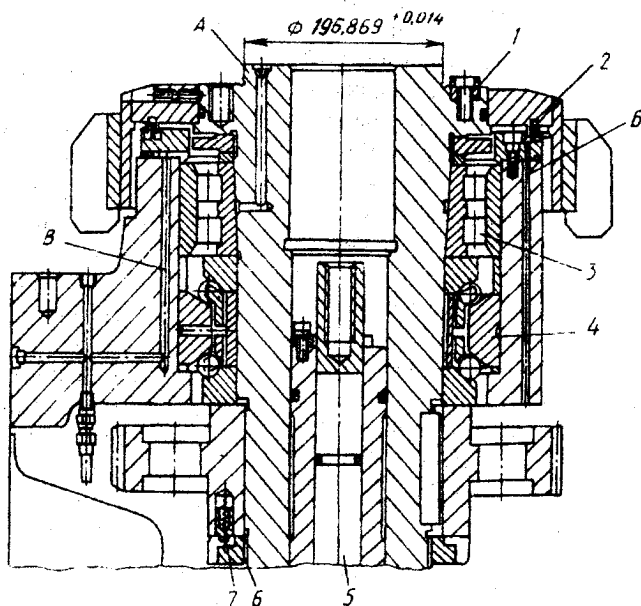


Рисунок 3.17 — Передня опора та кінець шпинделя вертикального токарного напівавтомата з ЧПК

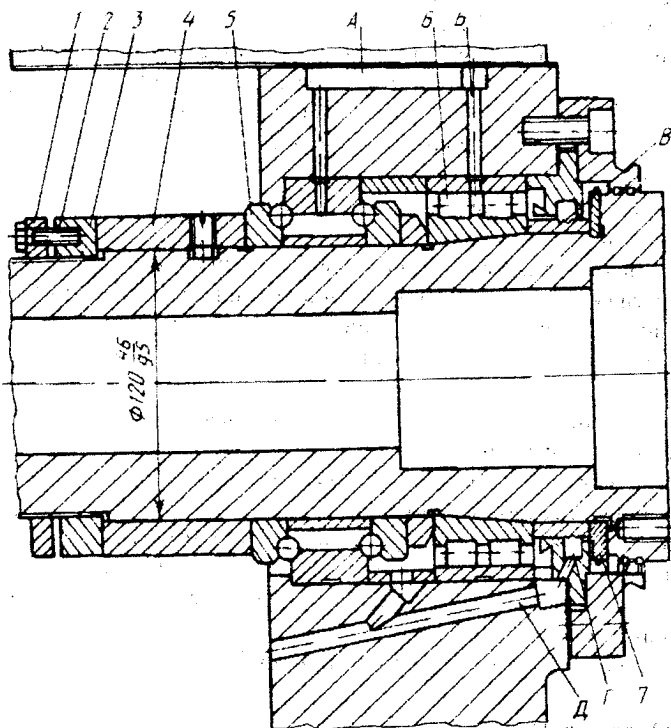


Рисунок 3.18 — Передня опора та кінець шпинделя фрезерно-розточувального верстата з ЧПК

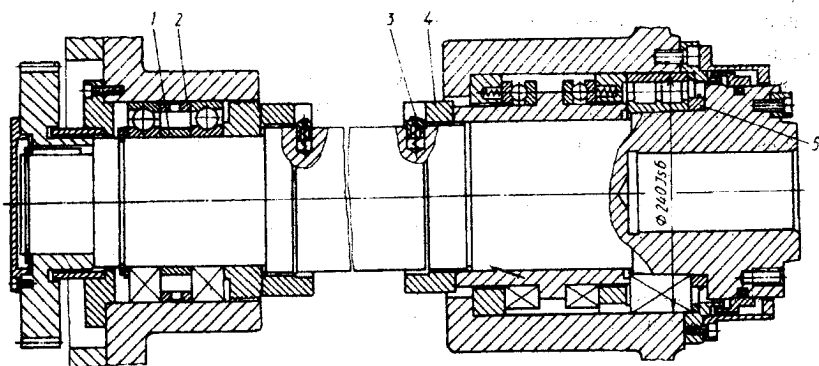


Рисунок 3.19 — Шпиндельний вузол розточувальної бабки агрегатного верстата

каналу Б масло з порожнини ущільнення зливається у внутрішню порожнину шпindelьної бабки.

Передня опора та передній кінець шпindelя багатоопераційного верстата (рисунок 3.18). У опорі застосовані дворядний роликовий підшипник 6 з короткими циліндричними роликами та упорно-радіальний підшипник 5. Натяг у роликовому підшипнику регулюється гайкою 3 та кільцем 7 шляхом його підшлифовування. Кільце 7 для зручності монтажу виготовляється з двох півкілець. Для стопоріння гайки 3 слугує додаткова гайка 1 та гвинти 2. Гайка діє на підшипник через довгу втулку 4, торці якої виготовлені з малими відхиленнями від перпендикулярності до її осі. Втулка насаджена на циліндричну шийку шпindelя з малим зазором. Завдяки високій точності втулка здійснює рівномірний тиск на підшипник, що захищає шпindelь від згину, який міг би з'явитись під час регулювання натягу підшипника. Система рясного змащення рідким матеріалом забезпечує необхідну подачу масла через підшипники, достатню як для змащення, так і охолодження. Масло подається у ванну А і по двох отворах Б надходить до кожного підшипника опори. Для зливу масла з опори передбачені канали Д достатньо великого перерізу, що запобігає його застою та нагріванню. Щілинним ущільненням опора захищена від попадання забруднень ззовні. Масляна плівка, що утворюється на шпindelі, скидається кромками канавок В, які знаходяться у кільцевій камері Г.

Шпindelьний вузол розточувальної бабки агрегатного верстата (рисунок 3.19). Такий вузол відносять до групи вузлів з середньою частотою обертання. Радіальне навантаження на передній опорі сприймає дворядний роликовий підшипник з короткими циліндричними роликами, осьове навантаження — два шарикових упорних підшипники. Для зниження впливу на їх працездатність відцентрового та гіроскопічного ефектів підшипники встановлені разом з пружинами. Попередній натяг дворядного роликового підшипника створюють та регулюють гайкою 4 та підшлифовуванням торця кільця 5. Кільце 5 складається з двох півкілець, стягнутих пружинним кільцем. Після закінчення регулювання опори положення гайки фіксується підпружиненим фіксатором 3. Гайку можна повернути після того, як фіксатор буде виведений з пазу та повернутий на 90° . Фіксатор повертається за допомогою шліца на його головці. Щоб регулювання зробити більш тонким, у шпindelь вмонтовують два фіксатори з кроком 120° . У задній опорі встановлено два радіально-упорних підшипники. Їх натяг забезпечується тим, що проставне кільце 1 меншої ширини, ніж кільце 2. Закріплення підшипників здійснюється гайкою з фіксатором такої ж конструкції, як і на передній опорі. Оскільки задня опора виконана плаваючою, перешкод для температурного подовження шпindelя немає. Для змащення обох опор застосовують пластичний змащувальний матеріал.

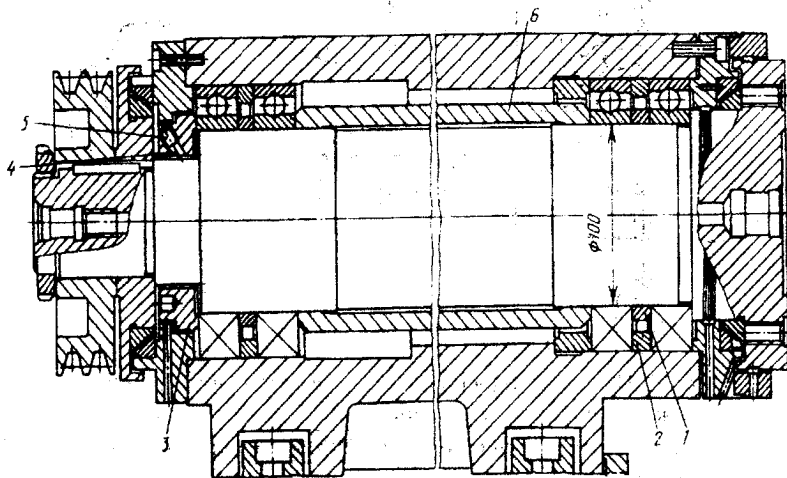


Рисунок 3.20 — Шпиндельний вузол розточувальної головки

Шпиндельний вузол розточувальної головки (рисунок 3.20). До розточувальних головок, які використовуються в якості шпиндельного вузла алмазно-розточувальних верстатів, висуваються високі вимоги відносно точності, жорсткості та температури при тривалій роботі верстага. У шпиндельному вузлі застосовані радіально-упорні шарикові підшипники, які добре працюють при частотах обертання до 5000 хв^{-1} та вище. У обох опорах підшипники встановлені за схемою дуплекс-О. Осьове зусилля попереднього натягу створюється дистанційними кільцями 1 та 2 різної ширини. Усі підшипники стягнуті одною гайкою 3 через дистанційну гільзу 6. Підшипники передньої опори затиснуті між корпусом та передньою кришкою, завдяки чому шпindel зафіксований у осьовому напрямку. Задня опора виконана плаваючою. Підшипники змащуються пластичним матеріалом, що наноситься на їх доріжки кочення у об'ємі 4 см^3 на один підшипник.

3.14 Гідростатичні опори шпинделів

Принцип дії гідростатичних підшипників. Гідростатичний підшипник є опорою рідинного тертя, в якій тиск у шарі змащувального матеріалу, що розділяє вал та втулку, створюється зовнішнім джерелом і не залежить від швидкості обертання вала. Радіальне навантаження на шпindel сприймається радіальним, а осьове — упорним гідростатичним підшипниками.

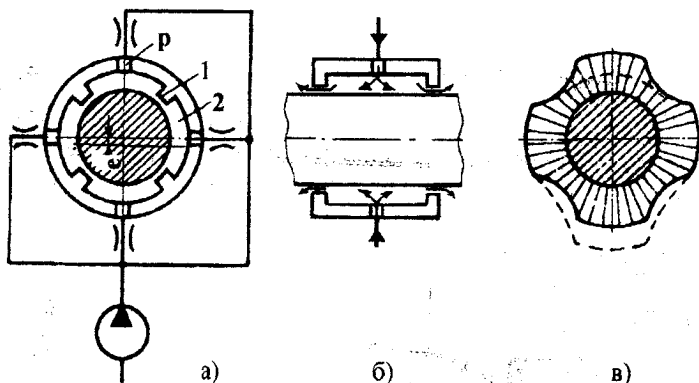


Рисунок 3.21 — Схеми радіального гідростатичного підшипника:
 а — схема живлення та радіальний переріз; б — осьовий переріз;
 в — епюри тисків при центральному положенні шпинделя (суцільні лінії)
 та під навантаженням (штрихові лінії)

На внутрішній поверхні втулки радіального підшипника виготовляють кармани 2 (рисунок 3.21, а, б), в які через радіальні отвори підводиться масло від насоса. Далі воно витікає через перемички 1 та по шийці вала. У карманах та у зоні перемичок виникають симетричні поля тисків, які утримують ненавантажений шпиндель у середньому положенні із зазором δ між ним та втулкою (на рисунку 3.21, в поля тисків при відсутності навантаження показані суцільними лініями). Якщо на шпиндель діє зовнішня сила, наприклад направлена вертикально сила різання P , то вісь шпинделя зміщується на величину ексцентриситету e . Таким чином у верхнього кармана зазор збільшується, а тиск знижується, у нижнього навпаки — зазор зменшується, а тиск зростає (нова епюра тисків на рисунку 3.21, в показана штриховими лініями). В результаті сили тиску масла та зовнішнє навантаження приходять у стан рівноваги. Для здійснення цього процесу необхідні дві умови: перша — тиск в карманах стає неоднаковим, друга — подача масла через різні кармани лишається приблизно постійною. Перша умова виконується завдяки розділенню поверхні ковзання втулки на кармани з перемичками, друга забезпечується дроселями на вході в кармани, які пропускають у них постійний об'єм масла незалежно від навантаження.

Гідростатичний підшипник з радіальними отворами для зливу масла потребує підвищеної подачі масла, але забезпечує краще відведення тепла від опори при великій швидкості обертання шпинделя (рисунок 3.22, а).

Гідростатичний упорний підшипник сприймає осьові навантаження (рисунок 3.22, б). Масло через дроселі подається до кільцевих канавок на опорних поверхнях. На них можуть бути виконані декілька незалежних карманів.

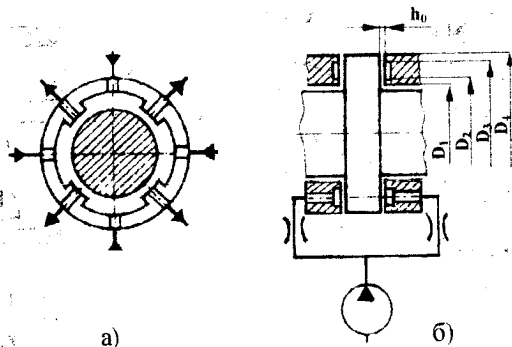


Рисунок 3.22 – Схеми гідростатичних підшипників: а — радіального з отворами у перемичках; б — упорного

Конструкцію та експлуатаційні властивості підшипника в значній мірі визначає застосований дросель. Завдяки йому забезпечується стабільне положення осі шпинделя, гарне демпфування, незалежність навантажувальної здатності та жорсткості опори від в'язкості масла, яка змінюється при його нагріванні. Одна з розповсюджених конструкцій капілярного дроселя містить набір шайб, на торцях яких виконані канали для масла. Повертаючи шайби 1 (рисунок 3.23,а), змінюють робочу довжину каналу 2, тим самим змінюють опір дроселя і, як результат, тиск масла p_k у кармані підшипника. Гвинтовий капілярний дросель (рисунок 3.23,б) регулюють зміною довжини L робочої частини гвинта у каналі дроселя. У щілинному дроселі (рисунок 3.23,в) регулюють ширину щілини h . З метою підвищення жорсткості гідростатичних опор, що особливо необхідно у прецизійних верстатах, замість постійних дроселів застосовують регулятори витрат. Вони змінюють подачу масла у карман пропорційно тиску у ньому, при цьому зазор у підшипнику змінюється мало. У мембранному регуляторі витрат (рисунок 3.24,а) зазор h між мембраною та поверхнею дроселювання збільшується із зростанням тиску p_k , відповідно збільшуються витрати через регулятор. Таким чином, регулятор забезпечує автоматичне керування витратами масла у карман. При вірному виборі параметрів такі регулятори витрат мають хороші динамічні якості. Однак застосовують їх у важконавантажених та відносно тихохідних шпиндельних вузлах. Для автоматичного регулювання витрат застосовують також щілинні регулятори витрат (рисунок 3.24,б).

На гідростатичних підшипниках встановлюють шпинделі шліфувальних, розточувальних та високоточних токарно-гвинторізних верстатів, а також шпинделі бабок агрегатних верстатів. Застосування таких опор найбільш доцільно у важких верстатах.

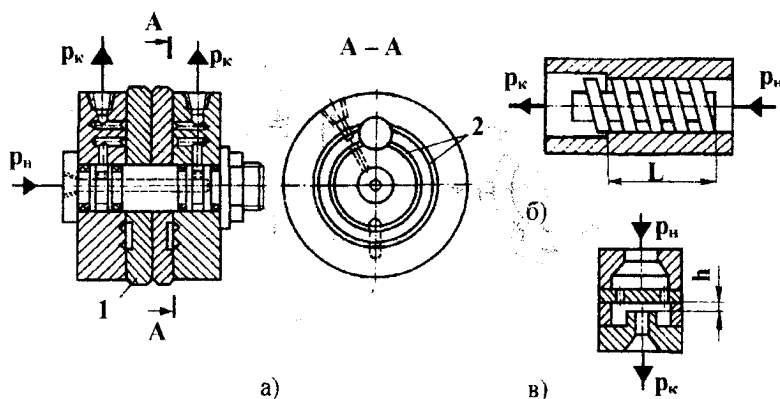


Рисунок 3.23 — Схеми дроселів гідростатичних підшипників: а — капілярний дисковий (набір шайб); б — капілярний гвинтовий; в — циліндричний

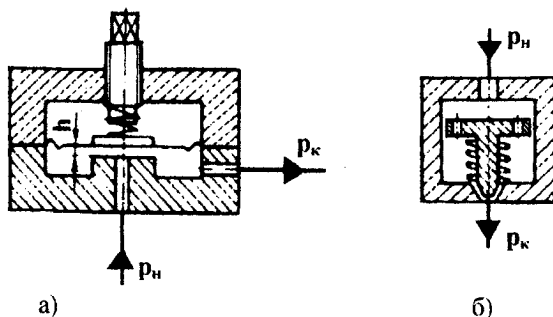


Рисунок 3.24 – Регулятори витрат для гідростатичних підшипників: а — мембранний регулятор; б — циліндричний регулятор

Гідростатичні опори мають високу жорсткість. Завдяки шару змащувального матеріалу похибки виготовлення вала та отвору менше впливають на точність обертання шпинделя. Демпфування у шарі масла сприяє зниженню вібрацій шпинделя. Однак, застосування гідростатичних опор пов'язане з використанням складних систем живлення їх маслом та особливими умовами експлуатації.

Масло для гідростатичних підшипників. Масло для системи вибирають за в'язкістю, від якої залежать втрати на тертя у підшипнику та каналах підведення. Для шпиндельних вузлів легких та середніх прецизійних верстатів при частоті обертання менше 3000 хв^{-1} вибирають масло Г (вазелинове) в'язкістю $(5,1...7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 50°C ; при $n > 3000 \text{ хв}^{-1}$ — масло Л (велосит) з в'язкістю $(4,0...5,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 50°C ; для

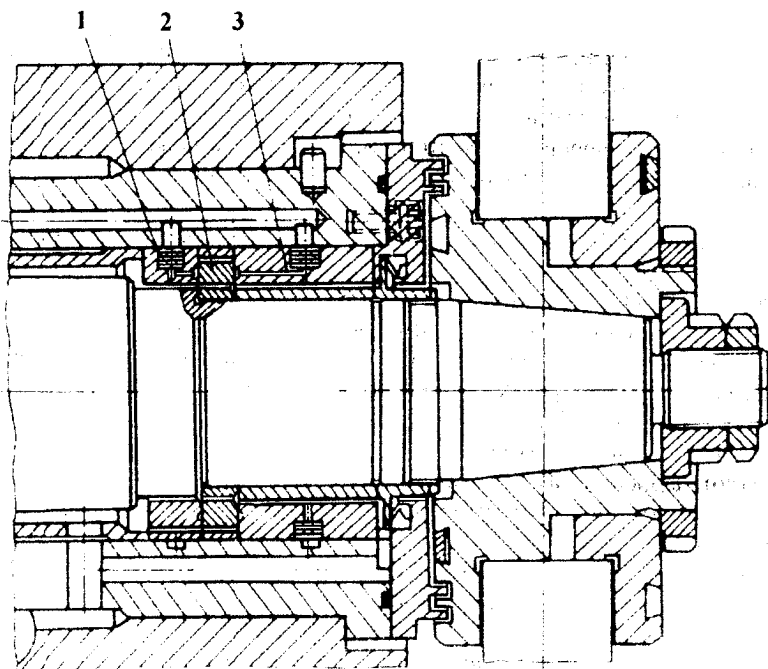


Рисунок 3.25 — Передня опора шпинделя шліфувального верстата з комбінованим гідростатичним підшипником

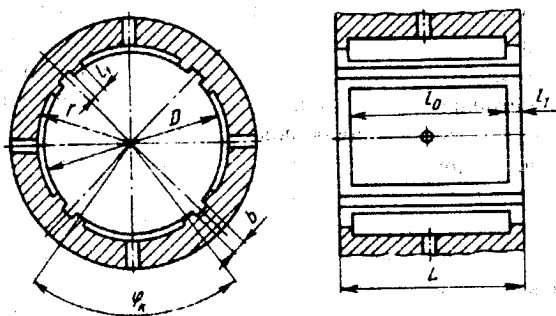


Рисунок 3.26 — Схема до розрахунку конструктивних параметрів гідростатичного радіального підшипника

важкоавантажених шпинделів — індустріальне 45 з в'язкістю $(42 \dots 45) \cdot 10^{-6}$ м²/с при 50°C. Масло під тиском $p_n = 2,2,5$ Мпа поступає на входи дроселів. Максимальна жорсткість масляних шарів досягається у випадку, коли тиск у несучих карманах $p_k = 0,5 p_n$.

Приклад шпindelного вузла з гiдростатичними опорами. На рисунку 3.25 показана передня опора шліфувального шпindelя з комбiнованим гiдростатичним пiдшипником. До його складу входять радiальний 3 та упорний 2 двосторонньої дiї пiдшипники, масло в якi пiдводиться через багатодисковi дроселi 1, вмонтованi у кiльця пiдшипникiв.

Конструктивнi параметри гiдростатичних радiальних пiдшипникiв. З метою попередження пошкоджень поверхонь при обертаннi шпindelя без вмикання гiдросистеми втулки гiдростатичних пiдшипникiв виконують бiметалевими або з антифрикцiйних матерiалiв. Параметри шорсткостi робочих поверхонь, що безпосередньо впливають на радiальний зазор, приймають $Ra = 0,63 \dots 0,4$ мкм, а для прецизiйних верстатiв — $Ra = 0,16 \dots 0,1$ мкм.

Конструктивнi параметри згiдно зi схемою на рисунку 3.26 визначають вiдносно дiаметра шийки вала:

– дiаметр шийки шпindelя вибирають виходячи з потрiбної його жорсткостi — D ;

– довжина пiдшипника повинна забезпечувати максимальну жорсткiсть при заданому дiаметрi — $L = (1,0 \dots 1,2) D$;

– ширина перемички у осьовому та тангенцiальному напрямках повинна забезпечувати задовiльну несучу здатнiсть пiдшипника при мiнiмальних витоках — $l_r = 0,1 D$;

– дiаметральний зазор у пiдшипнику, який впливає на його жорсткiсть, перенесення на оброблювану деталь похибок форми шийок шпindelя, витрати масла, приймають $\Delta = (0,0006 \dots 0,00065) D$;

– кут, що обмежує карман, для пiдшипника з чотирма карманами приймають рiвним $\phi_k = 72^\circ$ (звичайно виготовляють чотири кармани, оскiльки їх симетричне розташування знижує негати́вний вплив овальностi шийок шпindelя на точнiсть оброблюваної деталi);

– глибину карманiв приймають за умови вiдсутностi в них гiдродинамiчних ефектiв — $h > 50 \lambda$.

Розрахунок гiдростатичних радiальних пiдшипникiв. Мета розрахунку полягає у визначеннi його розмiрiв в залежностi вiд заданої навантажувальної здатностi та жорсткостi опори. Визначають також необхiднi витрати масла, потужнiсть для його прокачування та параметри дроселiв.

Наведена методика призначена для розрахункiв гiдростатичних радiальних пiдшипникiв з чотирма симетрично розташованими карманами, якi працюють iз швидкостями ковзання до 25 м/с при вiдносних ексцентриситетах $\varepsilon \leq 0,4$.

Попередньо прийнятi такi допущення:

- пiдшипник вважається абсолютно жорстким, а масло нестисливе;
- осi вала та втулки завжди лишаються паралельними.

- тиск масла у карманах підшипника у два рази менший тиску на вході проселя — $p_k = 0,5 p_n$;

- гідродинамічні ефекти у підшипнику відсутні.

Початкові дані: прийняті конструктивні параметри підшипника, розрахунковий ексцентриситет ϵ , робоча температура опори, найбільше радіальне зусилля, необхідна радіальна жорсткість, в'язкість масла, що використовується.

Виконуються такі розрахунки.

1. Визначають ефективну площу кармана, мм^2 :

$$S = D (l_0 + l_1) \sin (\varphi_k/2),$$

де $l_0 = L - 2 l_1$ — ширина кармана втулки підшипника.

2. Визначають значення допоміжного коефіцієнта K :

$$K = 2 / \varphi_k \sin (\varphi_k/2).$$

3. Визначають відносний ексцентриситет: $\epsilon = 2 e / \Delta$.

4. Жорсткість підшипника при центральному положенні шпинделя визначають у Н/мм :

$$j = 2,88 p_n S / \Delta.$$

5. Жорсткість підшипника при зміщенні шпинделя з центрального положення від дії зовнішньої сили, Н/мм

$$j = \frac{5,76 p_n S K}{\Delta} \left\{ \frac{(1 - \epsilon k)^2}{[1 + (1 - \epsilon k)^3]^2} + \frac{(1 + \epsilon k)^2}{[1 + (1 + \epsilon k)^3]^2} \right\}.$$

де значення $1 - \epsilon k$ та $1 + \epsilon k$ вибираються в залежності від значення ϵ .

ϵ	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$1 - \epsilon k$	1	0,953	0,906	0,859	0,812	0,765	0,718
$1 + \epsilon k$	1	1,047	1,094	1,141	1,188	1,235	1,282

6. Визначають навантажувальну здатність підшипника, Н :

$$F = 0,96 p_n S \left[\frac{1}{1 + (1 - \epsilon k)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \epsilon k)^3} \right].$$

7. Визначають витрати масла у підшипнику, необхідні для його нормальної роботи, $\text{см}^3/\text{хв.}$:

$$Q = 2,11 \cdot 10^{-8} p_n D \Delta^3 \varphi_k^0 (1 + c),$$

$$\mu_1$$

де φ_k^0 — довжина дуги, яка обмежує карман, град.;

μ — динамічна в'язкість масла, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

$$c = (l_0 + l_1) / (0,5 D \varphi_k).$$

8. Потужність, необхідна для прокачування масла через гідростатичний підшипник, кВт:

$$P = p_n Q / 62400.$$

9. Довжина каналу дроселя l_d та його еквівалентний діаметр d , які забезпечують найбільшу жорсткість підшипника, мм:

$$d = \frac{4S_d}{u}; \quad l_d = 2,35 \frac{l_1 d^4}{D \Delta^3 \varphi_k (1+c)},$$

де S_d — площа поперечного перерізу каналу дроселя, мм²;

u — периметр його поперечного перерізу, мм.

10. Втрати потужності на тертя у підшипнику складаються з декількох складових:

– втрат потужності у карманах P_k , кВт:

$$P_k = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D_1 D^2 l_0 z \cdot \varphi_k^0}{(D_1^2 - D^2) 360}$$

де D_1 — діаметр внутрішньої стінки кармана, мм;

– втрат потужності на перемичках між карманами P_n , кВт:

$$P_n = 1,7 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_0 \cdot \varphi_k^0}{\Delta 360}$$

– втрат потужності на перемичках, що обмежують кармани у осовому напрямку P_o , кВт:

$$P_o = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_1 \cdot \varphi_k^0}{\Delta 360}$$

11. Загальні втрати потужності на прокачування масла через підшипник та втрати на тертя у ньому, кВт:

$$P_{\Sigma} = P + P_k + P_n + P_o.$$

Втрати потужності на тертя у швидкісних гідростатичних підшипниках можуть бути значними — 2 кВт і більше. Для їх розрахунку використовують таку методику.

Знаходять колову швидкість, м/с:

$$v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 10^3},$$

де D — діаметр шийки підшипника, мм;

n — частота обертання підшипника, хв.⁻¹.

Визначають число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,001v\rho h_{к,р}}{\mu}$$

де ρ — густина масла (для практичних розрахунків приймають $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$);

μ — динамічна в'язкість масла, Па·с (в'язкість різних марок масла, що застосовуються у гідростатичних підшипниках, складає: Т (вазелинове) $\mu = (4,6 \dots 6,3) \cdot 10^{-3}$ Па·с; Л (велосит) — $\mu = (3,6 \dots 4,6) \cdot 10^{-3}$ Па·с; промислові — $\mu = (20 \dots 40) \cdot 10^{-3}$ Па·с;

$h_{к,р}$ — розрахункова глибина кармана, мм (при постійній глибині кармана h_k розрахункова глибина $h_{к,р} = h_k$; у випадку серпоподібного $h_{к,р} = 2h_{\max}/3$, де h_{\max} — максимальна глибина кармана, мм.

Якщо $Re \leq 1000$, течію масла у карманах можна вважати ламінарною, а втрати потужності визначати за залежністю, кВт:

$$P_T = \mu S_n v^2 / h,$$

де S_n — площа перемичок, м^2 ;

h — радіальний зазор, мм.

Якщо $Re > 1000$, течію масла у карманах можна вважати турбулентною. Тоді визначають коефіцієнт тертя:

$$f = 10^{-6} (12 - 1,5 \lg Re).$$

Втрати потужності на тертя складають

$$P_T = v^2 \left(\frac{\mu S_n}{h} + 0,5\rho v S_k f \right),$$

де S_k — площа карманів підшипника, м^2 .

Температура підшипника, $^{\circ}\text{C}$:

$$\theta = 6 \cdot 10^{-4} \frac{P + P_T}{Qc},$$

де c — теплоємність масла, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{град)}$.

Розрахунок гідростатичних упорних підшипників. Згідно зі схемою на рисунку 7.1 ефективна площа карманів, м^2 :

$$S = \pi \left(\frac{D_4^2 - D_3^2}{8 \ln(D_4 - D_3)} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{8 \ln(D_2 - D_1)} \right),$$

де D_1, D_2, D_3, D_4 — діаметри перемичок, м.

Відносне зміщення шпинделя з нейтрального положення:

$$\chi = e_1 / h_0,$$

де e_1 — відносне зміщення шпинделя з нейтрального положення від дії зовнішнього навантаження;

h_0 — початковий зазор у підшипнику.

Навантажувальна здатність підшипника, Н:

$$F = p_n S \left[\frac{1}{1 + (1 - \chi)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \chi)^3} \right],$$

де p_n — тиск масла на вході дроселів, Па.

Жорсткість підшипника при середньому положенні вала відносно опорних поверхонь, Н/мм:

$$j = 1,5 p_n F / h_0.$$

Жорсткість підшипника при зміщенні шпинделя від дії зовнішніх сил:

$$j = \frac{3p_n S}{h} \left\{ \frac{(1 - \chi)^2}{[(1 - \chi)^3 + 1]^2} + \frac{(1 + \chi)^2}{[(1 + \chi)^3 + 1]^2} \right\}.$$

3.15 Гідродинамічні опори шпинделів

Принцип роботи гідродинамічного підшипника. Гідродинамічний підшипник являє собою опору рідинного тертя. Ці підшипники бувають радіальними та упорними. Радіальний підшипник має три або чотири сегменти 1 (рисунок 3.27). За допомогою гідравлічної системи опора заповнюється маслом. Від дії сили ваги шпиндель 3, поки не обертається, лежить на сегментах. Коли шпиндель починає обертатись, він своєю шорсткою поверхнею захоплює масло у зазори між ним та сегментами. Зміщення опори відносно осі симетрії сегмента дозволяє останньому повертатись від дії сили тиску масла. В результаті утворюється клиновий зазор, який звужується в напрямку обертання шпинделя. В цьому зазорі виникає гідродинамічний тиск p , який утримує шпиндель у завислому положенні. Якщо шпиндель обертається на багатоклинових підшипниках із сегментами, що самі встановлюються та рівномірно охоплюють його по колу, то незначне зміщення осі шпинделя із середнього положення від дії зовнішнього навантаження призводить до перерозподілу тиску у клиновому зазорі. Внаслідок цього виникає результуюча гідродинамічна сила, яка врівноважує зовнішнє навантаження.

Гідродинамічні опори рекомендують застосовувати для шпинделів, що обертаються з високою постійною частотою або з частотою, яка мало змінюється, та сприймають невелике навантаження. Цим вимогам найбільше відповідають шпинделі шліфувальних верстатів. Переваги гідродинамічних підшипників полягають у високій точності та довговічності, оскільки змішане тертя має місце лише у моменти пуску та гальмування. Недоліки цих підшипників — складність конструкції системи живлення опор маслом та зміна положення осі шпинделя при зміні частоти його обертання.

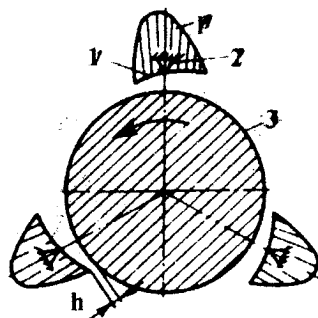


Рисунок 3.27 — Схема гідродинамічного радіального підшипника

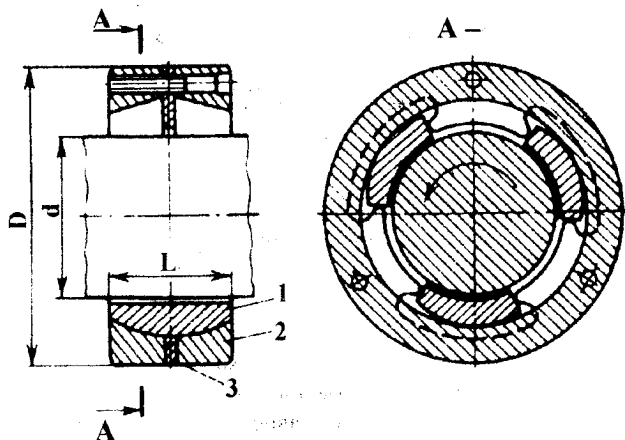


Рисунок 3.28 — Гідродинамічний підшипник ЛОН-88

Масло для гідродинамічних підшипників. Звичайно застосовують мінеральне масло марки Л (велосит), яке має коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu = (4...5) \cdot 10^{-3}$ Па·с при температурі 50°C. Масло подається під тиском 0,1...0,2 Мпа з витратами 1...3 л/хв. на кожний підшипник. Гідросистема має фільтр тонкого очищення та холодильну установку.

Конструктивне виконання радіальних гідродинамічних підшипників. Сегменти підшипників повинні мати можливість самостійно змінювати своє положення як у площині, перпендикулярній до осі шпинделя, так і у площині, що проходить через його вісь. Останнє позбавляє від можливості утворення високих тисків на кромках опори, що викликає перегрів масла у тонкій граничній плівці та втрату його змащувальних властивостей. Існує ряд конструкцій підшипників, в яких зазор між валом та сегментами автоматично змінюється в залежності від навантаження та частоти обертання шпинделя.

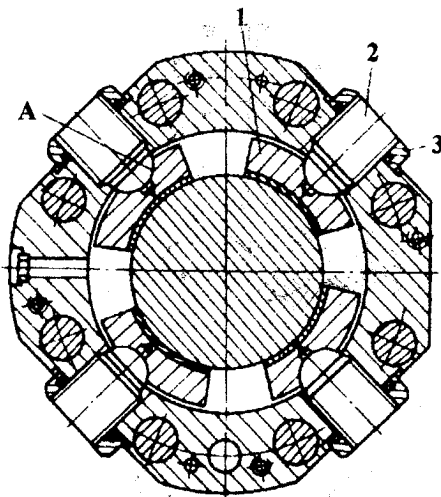


Рисунок 3.29 — Гідродинамічний підшипник ЛОН-34

Одна з розповсюджених конструкцій гідродинамічних підшипників (ЛОН-88) показана на рисунку 3.28. Підшипник виконаний у вигляді окремого блока, що складається з двох кілець 2, трьох сегментів 1 та проставного кільця 3. Зовнішня торцева поверхня сегментів знаходиться у двоточковому контакті з конічними поверхнями кілець, внаслідок чого сегменти мають можливість встановлюватись вздовж осі шпинделя та в напрямку його обертання. Проставне кільце своїми виступами перешкоджає зміщенню сегментів по колу. Змінюючи товщину проставного кільця, можна регулювати робочий зазор у підшипнику.

Гідродинамічні підшипники іншої конструкції — ЛОН-34, показані на рисунку 3.29. Вони допускають швидкість ковзання до 60 м/с при відсутності тиску на кромках сегментів. Самовстановлення сегментів у цих підшипниках забезпечують сферичні опори А. Опори сегментів виконані у вигляді гвинтів 2 із загартованої сталі з дрібною нарізкою. Переміщенням їх у радіальному напрямку регулюють радіальний зазор у опорі та положення шпинделя. Для підвищення жорсткості зазори у різьбових з'єднаннях опор з корпусом вибирають гайками 3. З метою зменшення зносу сегментів у моменти пуску та гальмування шпинделя вони виконані біметалевими: на сталеву основу способом відцентрового лиття наноситься шар бронзи Бр ОФ10-0,5, Бр ОС10-10 або іншого антифрикційного матеріалу. Параметр шорсткості робочих поверхонь сегментів повинен бути $Ra \leq 0,32$ мкм, робочих поверхонь шийок шпинделя — $Ra \leq (0,04 \dots 0,16)$ мкм.

Приклад конструкції шпиндельного вузла. На рисунку 3.30 наведена конструкція шпиндельного вузла шліфувального верстата з

гідродинамічними підшипниками типу ЛОН-88. Радіальні навантаження сприймають гідродинамічні підшипники 1, осьові – двосторонній упорний підшипник, утворений дисками 2 та 4, з якими контактує бурі 3 шпинделя. Змащувальний матеріал у цей підшипник підводиться через отвори Б та В. Витіканню масла із шпиндельної бабки перешкоджають ущільнення шліпінного типу. По каналу Г масло із порожнини ущільнень зливається в корпус бабки.

Конструктивні параметри підшипників. При визначенні конструктивних параметрів за основу приймають діаметр D шийки підшипника, яку вибирають за умовами жорсткості.

Інші параметри мають такі співвідношення:

– довжину підшипника (сегмента) для шліфувальних верстатів приймають $L = 0,75D$, для прецизійних токарних та розточувальних верстатів — $L = (0,75 \dots 0,9)D$;

– довжина дуги охоплення сегмента $L_1 = (0,6 \dots 0,8)L$;

– діаметральний зазор $\Delta = 0,003 D$.

Звичайно застосовують підшипники з трьома або чотирма сегментами.

Розрахунок гідродинамічних радіальних підшипників.

Розрахунок виконується з метою визначення розмірів підшипника в залежності від заданої навантажувальної здатності опори та її жорсткості. Крім цього визначають втрати на тертя у опорі.

Наведена методика розрахунку радіальних гідродинамічних підшипників з трьома або чотирма сегментами стосується підшипників зі швидкостями ковзання до 30 м/с.

Початкові дані: конструктивні параметри підшипника, частота обертання шпинделя, найбільше радіальне навантаження, потрібна радіальна жорсткість.

1. Навантажувальна здатність одного сегмента при центральному положенні шпинделя, Н:

$$F_0 = 5 \cdot 10^{-6} \frac{\mu D B^2 n c}{\Delta^2}$$

де μ — динамічна в'язкість масла, Па·с;

n — частота обертання шпинделя, c^{-1} ;

D — діаметр розточки сегмента, мм;

B — хорда дуги сегмента, мм;

L — довжина сегмента, мм;

$c = 1,25 / (1 + B^2/L^2)$;

Δ — розрахунковий діаметральний зазор, мм.

2. Визначають відносний ексцентриситет ϵ , який характеризує нове положення шпинделя після зміщення його з центрального від дії зовнішнього навантаження:

$$\epsilon = 2c / \Delta$$

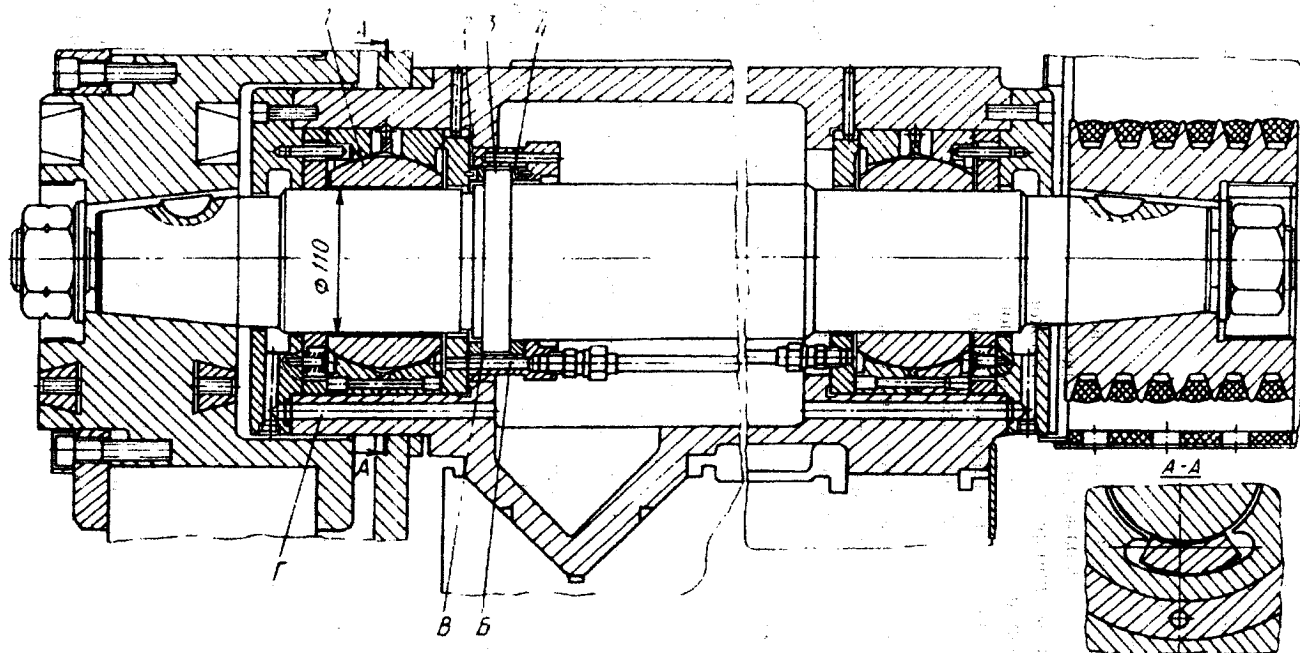


Рисунок 3.30 — Шпиндельний вузол шліфувального верстата з гідродинамічними опорами

3. Навантажувальна здатність для випадку, коли зовнішня сила направлена вздовж осі сегмента, II:

для трисегментного підшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1-\epsilon)^2} - \frac{1}{(1+0,5\epsilon)^2} \right],$$

для чотирисегментного підшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1-\epsilon)^2} - \frac{1}{(1+\epsilon)^2} \right].$$

4. Навантажувальна здатність для випадку, коли зовнішня сила направлена між сегментами, II:

для трисегментного підшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1-0,5\epsilon)^2} - \frac{1}{(1+\epsilon)^2} \right],$$

для чотирисегментного підшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1-0,7\epsilon)^2} - \frac{1}{(1+0,7\epsilon)^2} \right].$$

Навантажувальна здатність повинна бути більшою максимального радіального навантаження на опору.

5. Жорсткість j опори з гідродинамічним підшипником, що складається з сегментів та опорних гвинтів, залежить від жорсткості масляного шару j_m та контактної жорсткості j_0 сферичних опорних поверхонь сегментів та гвинтів:

$$1/j = 1/j_m + 1/j_0.$$

Звідси жорсткість опори, Н/мкм:

$$j = \frac{j_m \cdot j_0}{j_m + j_0}.$$

Жорсткість несучого масляного шару, Н/мкм:

$$j_m = P / (1000 e).$$

Жорсткість сферичних опорних поверхонь, Н/мкм:

$$j_0 = 0,625 d^2 / k,$$

де d — діаметр опорної сфери, мм;

k — коефіцієнт контактної податливості, мкм·мм²/Н, для практичних розрахунків приймають $k = 0,5$ мкм·мм²/Н.

Крім наведених, виконуються розрахунки втрат на тертя у опорі та температури несучого масляного шару.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ ОПИС

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша, — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.
2. Кочергин А. И. Конструкция и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. — Минск: Высшая школа, 1991. — 382 с.
3. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. Пособие. — К.: Выща шк., 1991. — 278 с.
4. Станки с числовым программным управлением / Под ред. В. А. Лещенко. — М.: Машиностроение, 1979. — 592 с.
5. Локтева С. Е. Станки с программным управлением. Уч. пособие — М.: Машиностроение, 1981. — 192 с.
6. Металлорежущие станки и автоматы / Под ред. А. С. Проникова, — М.: Машиностроение, 1981. — 479 с.
7. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1980. — 312 с.
8. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова: В 2 т. — М.: Машиностроение, 1972. — Т.1 — 664 с.; Т.2 — 520 с.
9. Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н. Металлорежущие станки: Курсовое и дипломное проектирование. — Киев: Вища шк., 1987. — 152 с.

Навчальне видання

Малярчук Анатолій Олександрович

**КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК
МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ**

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 1

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено автором

Редактор В.О. Дружиніна

Коректор З.В. Поліщук

Навчально-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 25.05.04 Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7x42¼ Папір офсетний
Друк різнографічний Ум. друк. арк. 6.58
Тираж 75 прим.
Зам. № 2004-116

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ