

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 роликів підшипниках, знаходять із врахуванням кута контакту тіл кочення 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.

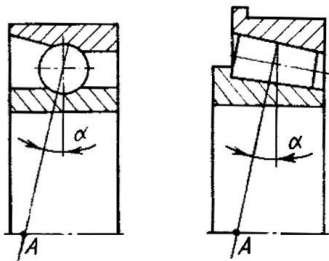


Рисунок 3.9 — Схема визначення фактичної опори

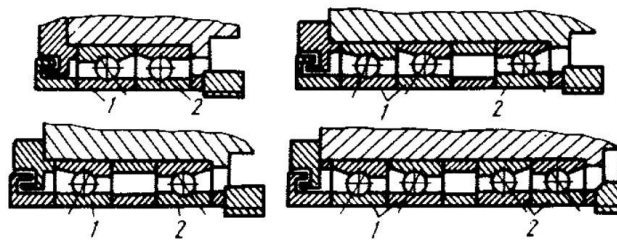


Рисунок 3.10 — Схеми комплексних опор

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 компонування 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. Здвоєні підшипники, встановлені у одній опорі за схемою “тандем”, 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_H або загальну деформацію (натяг) опори δ .

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

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

де F_H — 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:

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

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

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 $j_r = (5,3...6) j_a$, а для підшипників типів 46000К та 46000У $j_r = (1,95...2,1) j_a$.

Таблиця 3.22 — Параметри якості опор

Характеристики компонування опор	Значення коефіцієнтів			Осьова жорсткість j_a у відносних одиницях	
	k_1	k_2	k_3	при $F_H = \text{const}$	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

$F_H/(F_r \text{ tg } \alpha)$	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:

$$F_{\text{amax}} = 1,5 \left[1 + (i_2 / i_1)^{\frac{2}{3}} \right] F_H ;$$

або

$$F_{\text{amax}} = k_3 F_H ;$$

Значення коефіцієнта k_3 наведені у таблиці 3.22.

Для симетричних опор ($i_1 = i_2$) $F_{\text{amax}} = 3F_H$.

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

$$j_a = 7000kz^{\frac{2}{3}} d_{\text{ш}}^{\frac{1}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} (\sin \alpha)^{\frac{5}{3}},$$

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

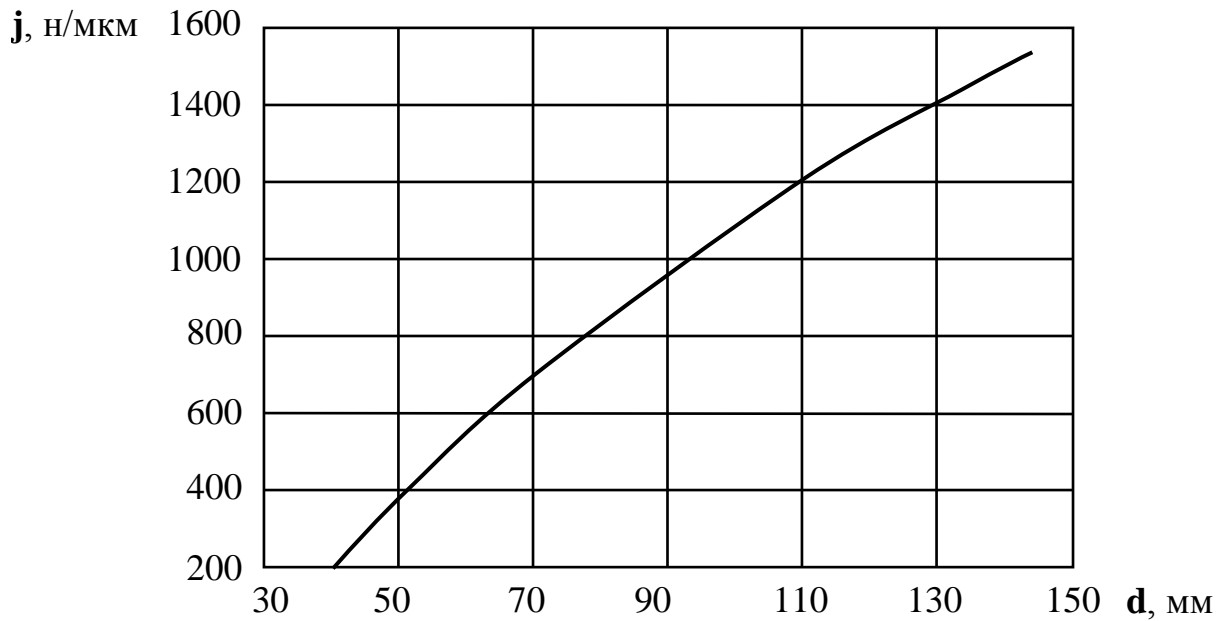


Рисунок 3.11 — Залежність жорсткості роликового дворядного підшипника від його діаметра

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

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

де M — момент заземлення, що діє на шпиндель, Н·мм;

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

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

Жорсткість однорядних конічних підшипників. Такі підшипники працюють з невеликим зазором чи натягом при сумісній дії радіального F_r та осевого 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 шпиндельного вузла

На жорсткість розраховують шпиндельні вузли усіх типів. При цьому визначають пружне переміщення шпинделя у перерізі його

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

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

Визначають радіальну то осьову жорсткість шпинделя. При розрахунках радіальної жорсткості усі сили приводять до двох взаємно перпендикулярних площин **Y** та **Z**, які проходять через вісь шпинделя. 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 шпиндельного вузла та типів підшипників у опорах наведені у таблиці 3.24.

Загальне радіальне переміщення шпинделя 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 шпинделя;

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 шпинделя 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 шпиндельного 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 багатоцільових верстатів з ЧПК. 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:

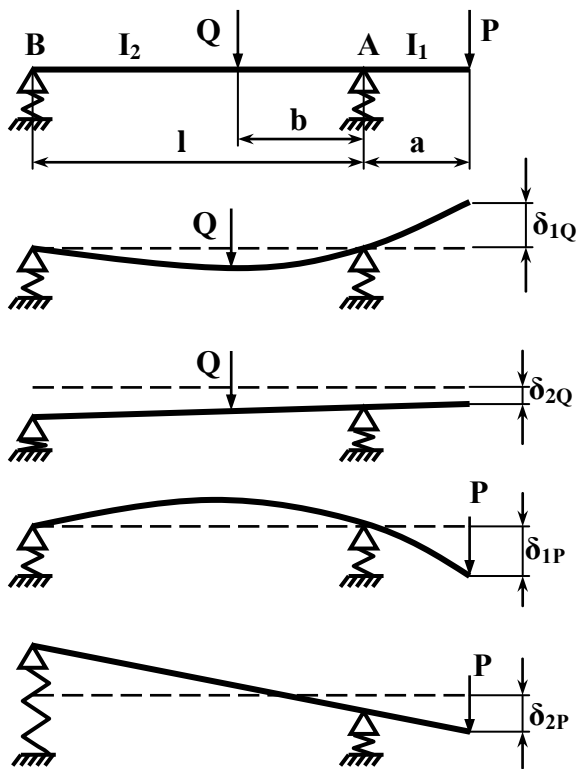


Рисунок 3.12 — Складові переміщення переднього кінця шпинделя

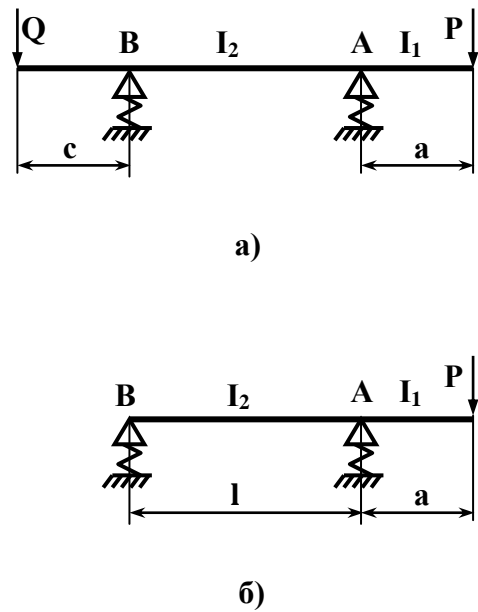


Рисунок 3.13 — Схеми до розрахунку шпиндельного вузла на жорсткість

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

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

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

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 $d\delta/d\lambda = 0$, 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 внутрішньошліфувальних та розточувальних головок. Переміщення переднього кінця шпинделя із врахуванням моменту защемлення у передній опорі визначається за виразом:

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

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 $\varepsilon = 0$:

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

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:

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

Без врахування моменту защемлення:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^2}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (1+a)^2}{j_A j_B l^2} \right].$$

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: $\Delta_p \leq \frac{\Delta}{3}$; $\Delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \Delta_B \frac{a}{l}$.

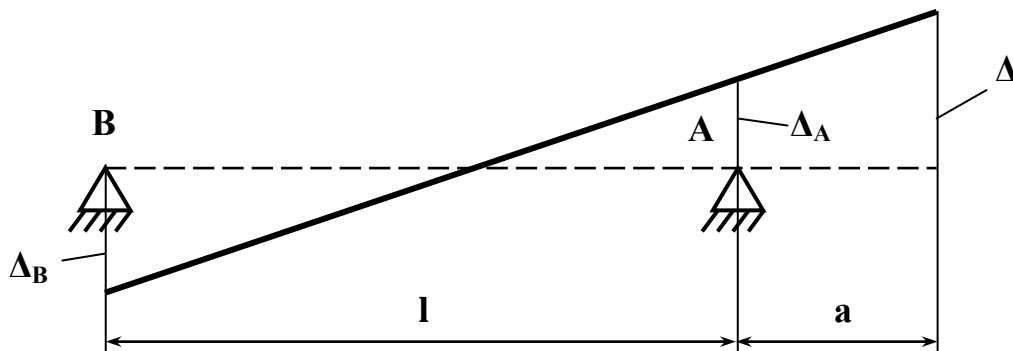


Рисунок 3.14 — Схема до розрахунку шпиндельного вузла на точність

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.

3.12 Рекомендації щодо конструювання шпиндельних вузлів

Початкові дані. Для проектування шпиндельних вузлів потрібні наступні 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 шпинделів верстатів нормального класу точності використовують сталі 40Х, 45, 50 з гартуванням відповідальних поверхонь до твердості 58...56 НРС за допомогою індукційного нагріву. Якщо застосування гартування СВЧ викликає труднощі, шпинделі виготовляють із сталей 40ХГР, 50Х з об'ємним гартуванням до твердості 56...60 НРС.

Шпинделі верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів повинні мати підвищену зносостійкість поверхонь, що використовуються для центрування та автоматичного закріплення інструментів чи пристосувань. Такі шпинделі виготовляють із сталей 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А з цементацією та гартуванням до твердості 56...60 НРС.

Таблиця 3.24 — Вимоги до зміцнених поверхонь шпинделів

Відповідальні ділянки шпинделя, що зміцнюються	Потрібна твердість, НРС, не менше	Потрібна товщина зміцненого шару, мм не менше
Поверхня опорних шийок під підшипники:		
кочення з внутрішнім кільцем верстатів		
класів точності Н та П	45	0,3
класів точності В, А та С	50	0,3
кочення без внутрішнього кільця	58	1,2...1,6
рідинного тертя, що працюють з коловою швидкістю 6...8 м/с	58	0,3
рідинного тертя, що працюють з коловою швидкістю від 8 до 20 м/с	64	0,3

Поверхні інструментальних конусів Морзе та метричного верстатів: класів точності Н та П класів точності В, А, С, а також розточувальних	50	0,4
	56	0,3
Поверхня отвору інструментального конуса 7:24 верстатів: з ручним встановленням інструменту з автоматичним встановленням інструменту	57	0,4
	60	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 НРС.

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 цанг 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	

Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	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 $d_m n_{max}$ від $3 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$ мм/хв. при коловій швидкості шейки шпинделя 15...30 м/с та допускають швидкість різання до 1000 м/хв.;

2-а група — параметр швидкохідності $d_m n_{max}$ від $6 \cdot 10^5$ до $18 \cdot 10^5$ мм/хв. при коловій швидкості шейки 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 найбільш 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: підшлифовують 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_T).

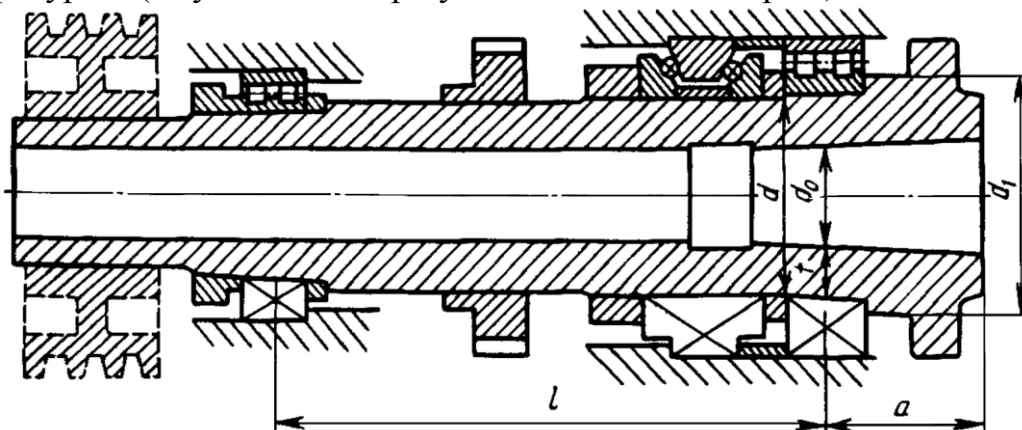


Рисунок 3.15 — Конструктивна схема шпиндельного вузла

Нижнє можливе значення діаметра d визначається допустимою 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:

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

Верхнє можливе значення відстані між опорами I визначається довжиною шпindelної бабки, нижнє — умовами розміщення на шпинделі необхідних пристроїв, у тому числі приводного елемента, а також сильним впливом відстані I 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_3 , то між ними існує така залежність:

$$\Delta = \Delta_n + a / l (\Delta_n + \Delta_3).$$

За критерієм мінімального биття переднього кінця шпинделя звідси виходить співвідношення міжопорної відстані та вильоту переднього кінця $I \geq 2,5 a$. Але таких граничних значень міжопорної відстані недостатньо, тобто потрібно визначити оптимальне значення I , 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 шпindelного 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 роликпідшипники з конічним отвором	Нормальне або мале навантаження	—	K5	K4
	Велике навантаження, зосереджене на внутрішньому кільці	—	M5	M4
Конічні роликпідшипники	Регулювання зазору чи натягу зміщенням зовнішнього кільця	IS5	IS4	—
	Фіксоване зовнішнє кільце	K5	K4	—

	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	M5	M4	—
Упорні шарико- та роликopідшипники	—————	H7	H7	—
Упорно-радіальні шарикopідшипники	—————	—	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 шарикopідшипники	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	8...160	h5	h4	h3
	Зосереджене навантаження на зовнішньому кільці	8...160	js5	js4	js3
Конічні роликopідшипники	—————	25...40	js5	js4	—
		45...140	k5	k4	—
Упорні шарикopідшипники	—————	20...200	h5	h5	h4
Упорно-радіальні шарикopідшипники	—————	25...200	—	h4	h3