

## ***Лекція №5. Початкові дані для проектування шпинделя. Вибір матеріалу. Підшипники кочення для опор шпинделя***

**Мета і задачі:** Початкові дані для проектування шпинделя. Вибір матеріалу в залежності від умов роботи та класу точності верстата. Підшипники кочення для опор шпинделів. Вибір підшипників кочення для опор шпинделя. Способи створення попереднього натягу. Визначення основних розмірів шпинделя. Вимоги до точності деталей, спряжених з підшипниками кочення шпинделя.

### **Конспект лекції**

#### **5.1 Початкові дані для проектування шпинделя**

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.

#### **5.2 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.

Для шпинделів 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, шпинделі виготовляють із сталей 40XГР, 50X з об'ємним гартуванням до твердості 56...60 HRC.

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 20X, 18XГТ, 12ХН3А з цементациєю та гартуванням до твердості 56...60 HRC.

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 1. 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 1 – Вимоги до зміцнених поверхонь шпинделів**

Відповідальні ділянки шпинделя, що зміцнюються	Потрібна твердість, HRC, не менше	Потрібна товщина зміцненого шару, мм не менше
<p>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</p>	<p>45 50 58 58 64</p>	<p>0,3 0,3 1,2...1,6 0,3 0,3</p>
<p>Поверхні інструментальних конусів Морзе та метричного верстатів:                      класів точності Н та П                      класів точності В, А, С, а також розточувальних</p>	<p>50 56</p>	<p>0,4 0,3</p>
<p>Поверхня отвору інструментального конуса 7:24 верстатів:                      з ручним встановленням інструменту                      з автоматичним встановленням інструменту</p>	<p>57 60</p>	<p>0,4 0,8</p>
<p>Зовнішня поверхня висувних шпинделів</p>	<p>64</p>	<p>0,4</p>
<p>Поверхня отвору під цангу</p>	<p>58</p>	<p>0,5...0,8</p>
<p>Зовнішні поверхні для приєднання деталей приводу</p>	<p>45</p>	<p>0,3</p>
<p>Поверхня шліцьового кінця</p>	<p>45</p>	<p>0,8</p>

**5.3 Підшипники кочення для опор шпинделів**

У шпindelних вузлах більшості сучасних верстатів застосовують підшипники кочення. Їм властиві невеликі втрати на тертя та прості схеми змащення. Підшипники кочення забезпечують високу точність обертання шпindelів (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 кілець 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, зростанню впливу похибок форми тіл та доріжок кочення та відповідному порушенню рівномірності обертання підшипника, погіршенню умов змащення, зростанню зносу робочих поверхонь та перегріву опори. Гранична частота обертання підшипників у нормальних умовах експлуатації наводиться у каталогах підшипників. Якщо частота обертання шпindеля повинна перевищувати граничну для підшипників, потрібно забезпечити достатній відвід тепла від опор, використовувати змащувальні матеріали малої в'язкості. Узагальненим **показником швидкохідності** опор шпindelів з радіальними, радіально-упорними та упорно-радіальними підшипниками є **параметр швидкохідності**,  $\text{мм} \cdot \text{хв.}^{-1}$ :

$$d_m n_{\max},$$

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 шпindеля,  $\text{хв.}^{-1}$ .

Підшипники кочення для шпindelів 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 з одною 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 шпинделів 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 шпиндельних вузлах отримали такі типи підшипників.

**Дворядні роликові підшипники з короткими циліндричними роликами** призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень (рисунок 1). 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 шпиндельних 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<sup>-1</sup>, 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<sup>-1</sup>, 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 (рисунок 1). Від звичайних підшипників відрізняються наступними 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<sup>-1</sup>. 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 (рисунок 1). Пружини, що вкладені у отвори зовнішнього кільця, забезпечують постійний попередній натяг підшипника. Завдяки великій ширині зовнішнього кільця знижується його перекид у корпусі.

**Дворядні роликові конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці** типу 697000 сприймають радіальне та осьове навантаження (рисунок 1). 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

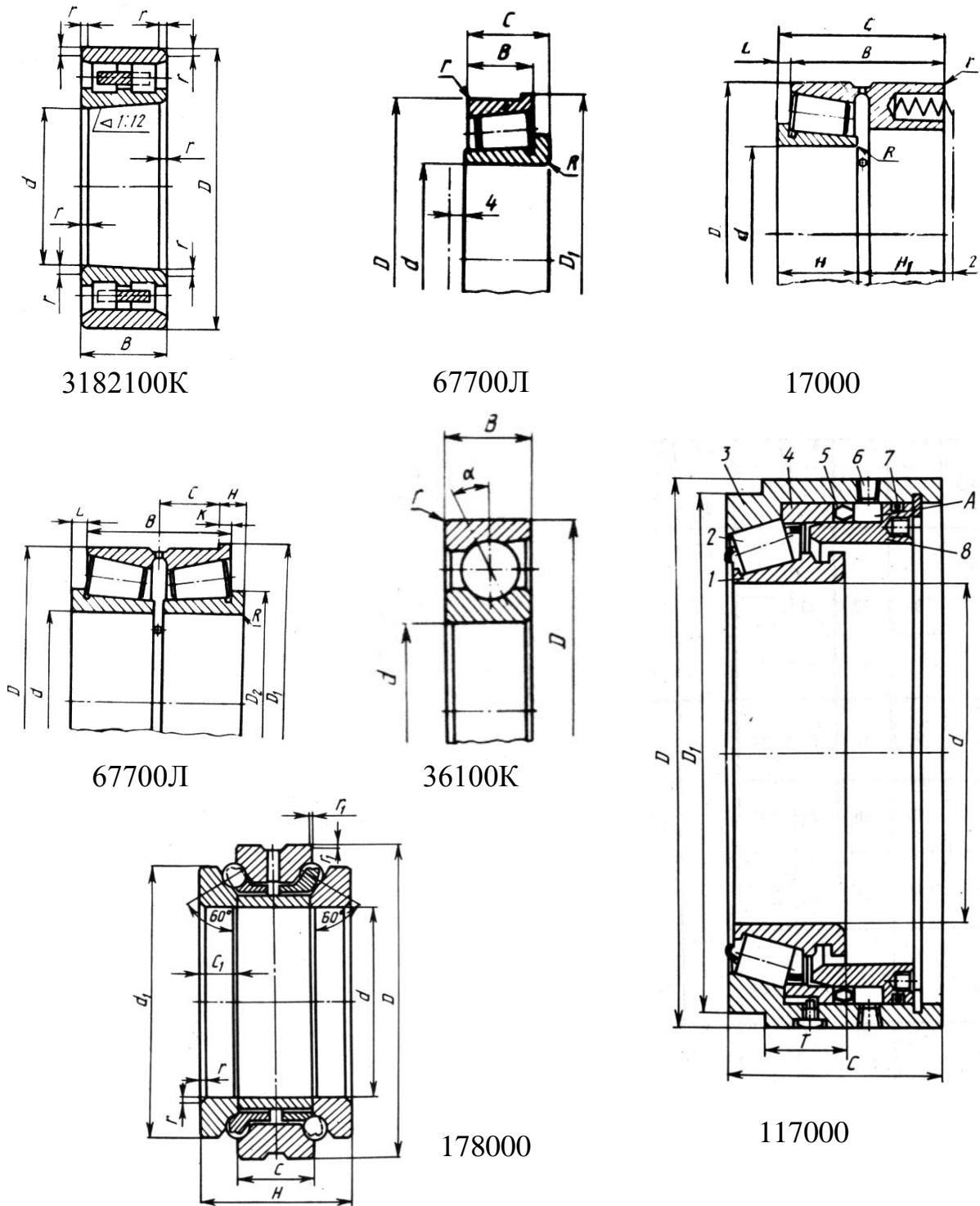


Рисунок 1 – Типи підшипників

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. При такій конструкції вузла шпиндельна опора стає більш компактною. Параметр швидкохідності підшипника  $d_m n_{\max} = (3,9 \dots 4,2) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ .

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

**Радіально-упорні шарикові високошвидкісні підшипники** мають кути контакту  $12^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $18^\circ$  або  $25^\circ$  та відрізняються високою точністю

виготовлення. Підшипники поставляють у поодинокому виконанні 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 2,а), дуплекс Х-подібна (рисунок 2,б), дуплекс-тандем (рисунок 2, в), або по три за схемою триплекс-тандем О-подібна (рисунок 2,г). Опори шпindelів працюють з легким, середнім або важким попереднім натягом. Орієнтовні значення натягу наведені у таблицях довідників. Натяг забезпечується при виготовленні комплекту підшипників. Спосіб встановлення підшипників та попередній натяг суттєво впливають на їх працездатність.

**Упорно-радіальні здвоєні шарикові підшипники з кутом контакту  $60^\circ$**  призначені для сприйняття тільки осьового навантаження. До складу підшипників типу 178800Л входять два тугих внутрішніх кільця, вільне зовнішнє кільце, проставочне внутрішнє кільце, тіла кочення, два масивні сепаратора. Ширина проставочного кільця обумовлює величину попереднього натягу, завдяки якому відпадає 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 роликотандемних з короткими циліндричними роликами (відповідно серії 178800 та 178900). Параметр швидкохідності підшипників  $d_m n_{max} = (4...5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ . 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

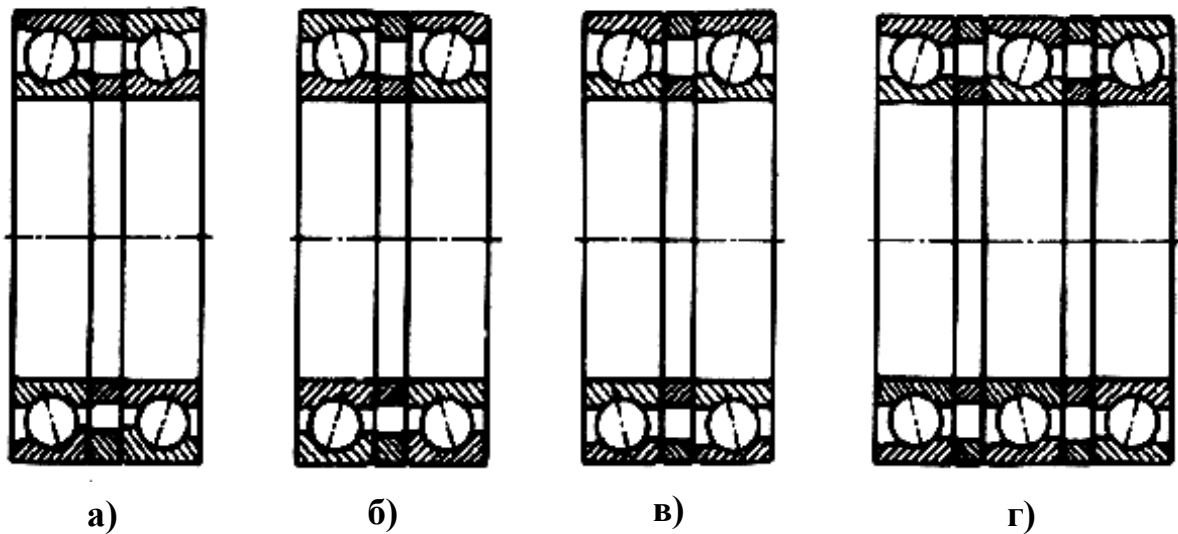


Рисунок 2 — Компонування опор шпindelя з радіально-упорних підшипників

у опору разом із роликотідшипниками, що сприймають тільки радіальне навантаження. Точні, жорсткі, швидкохідні шпиндельні опори такої конструкції застосовують у токарних, фрезерувальних, розточувальних та інших верстатах.

**Упорні шарикотідшипники** сприймають лише осьове навантаження. Для підвищення стабільності попереднього натягу, збереження його у обох тідшипниках при великих навантаженнях, зменшення вірогідності пошкодження доріжок кочення внаслідок дії відцентрового та гіроскопічного ефектів тідшипники часто монтують разом із пружинами.

**Роликові тідшипники з керованим натягом** типу 117000 призначені для шпиндельних вузлів, що працюють у широкому діапазоні частот обертання при підвищених вимогах до жорсткості шпиндельного вузла (рисунок 1). У таких тідшипниках забезпечується незалежність натягу від зовнішніх впливів, а також можна забезпечити керування натягом від системи керування верстатом в залежності від умов роботи шпинделя та вимог щодо його жорсткості. У таких випадках значно підвищується довговічність тідшипника. Робота системи керування натягом такого тідшипника 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 шпиндель, 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 тідшипнику.

#### 5.4 Вибір тідшипників кочення

Тип тідшипника 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 шийки 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 шийки шпинделя 30...90 м/с та допускають швидкість різання до 4000...6000 м/хв.

У шпиндельних вузлах першої групи можуть бути встановлені тідшипники кочення будь-якого типу, для вузлів другої групи найбільш підходять шарикотідшипники 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 тідшипники. Передню опору роблять більш жорсткою, для чого у ній встановлюють здвоєні тідшипники. 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 2.

**Таблиця 2 – Рекомендовані класи точності підшипників шпинделя**

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників		Клас точності упорних підшипників
	передньої опори	задньої опори	
<b>Н</b>	5	5	5
<b>П</b>	4	5	5
<b>В</b>	2	4	4
<b>А</b>	2	2	4
<b>С</b>	2	2	2

### **5.5 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.

### **5.6 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).

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  $d_T$ ).

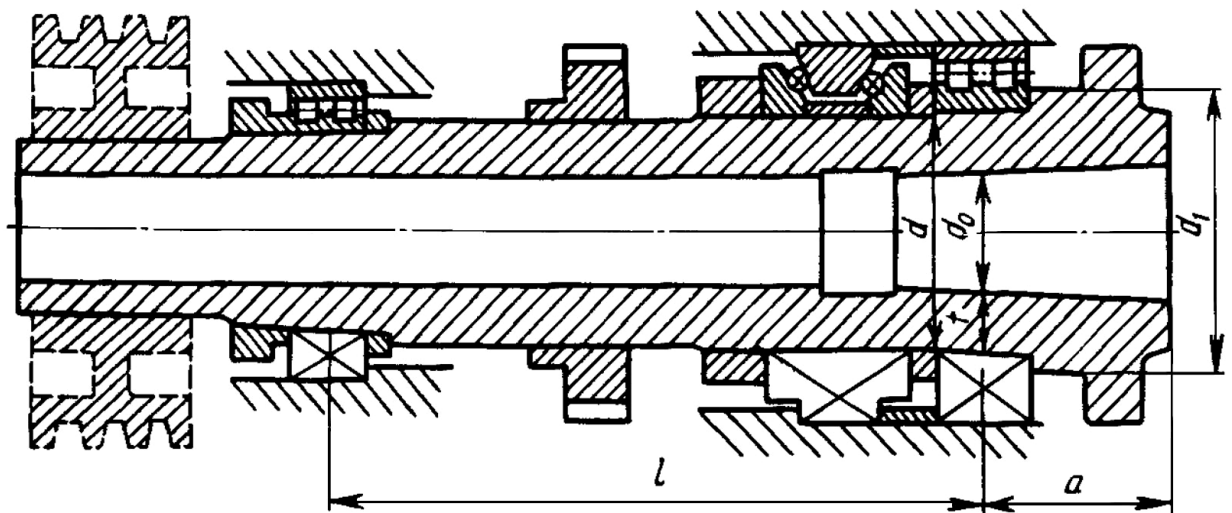


Рисунок 3 – Конструктивна схема шпиндельного вузла

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  $l$  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  $\Delta$ , радіальне биття переднього підшипника  $\Delta_n$ , заднього підшипника  $\Delta_3$ , 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  $l \geq 2,5 a$ . 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.

### 5.7 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 та 4.

**Таблиця 3 – 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 роликпідшипники	—————	H7	H7	—
Упорно-радіальні шарикопідшипники	—————	—	K5	K4

**Таблиця 4 – Рекомендовані поля допусків шийок шпинделів**

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

### Підсумок

Після вивчення даної лекції студент повинен знати перелік початкових даних для проектування шпинделя, з яких матеріалів виготовляють шпинделі в залежності від умов роботи та класу точності верстата, типи підшипників кочення, що застосовуються для опор шпинделів, принципи їх вибору та вимоги до точності деталей, спряжених з підшипниками кочення шпинделя, а також методику визначення основних розмірів шпинделя.

### Контрольні питання

1. Проаналізувати початкові дані для проектування шпиндельних вузлів.
2. Дати оцінку рекомендованим для шпинделів верстатів матеріалам.
3. Обґрунтувати вимоги до зносостійкості елементів шпиндельного вузла верстата.
4. Проаналізувати способи створення попереднього натягу у підшипниках шпиндельного вузла.
5. Дати оцінку типам підшипників для шпинделів в залежності від значення параметру швидкохідності.
6. Обґрунтувати вимоги до посадочних місць підшипників кочення на шпинделі, відповідність класів точності підшипників та верстатів.
7. Обґрунтувати рекомендації щодо визначення основних розмірів шпинделя.

### Джерела інформації

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: Вышэйша школа, 1991. — 382 с.
3. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. Пособие. — К.: Выща шк., 1991. — 278 с.

4. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2004. – 119 с.

5. Харченко А.О. Станки с ЧПУ и оборудование гибких производственных систем: Учебное пособие/ МОН Украины. — К.: ИД "Профессионал", 2004. — 304 с.