

## Лекція №6. Шпиндельні вузли з гідростатичними опорами

**Мета і задачі:** Принцип дії та конструктивні особливості гідростатичного підшипника. Типи дроселів та їх конструктивні схеми. Регулятори подачі, конструкції, принцип дії. Конструктивні параметри та методика розрахунку гідростатичного підшипника.

### Конспект лекції

#### 6.1 Принцип дії та конструктивні особливості 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 шпиндель сприймається радіальним, а осьове — упорним гідростатичним підшипниками.

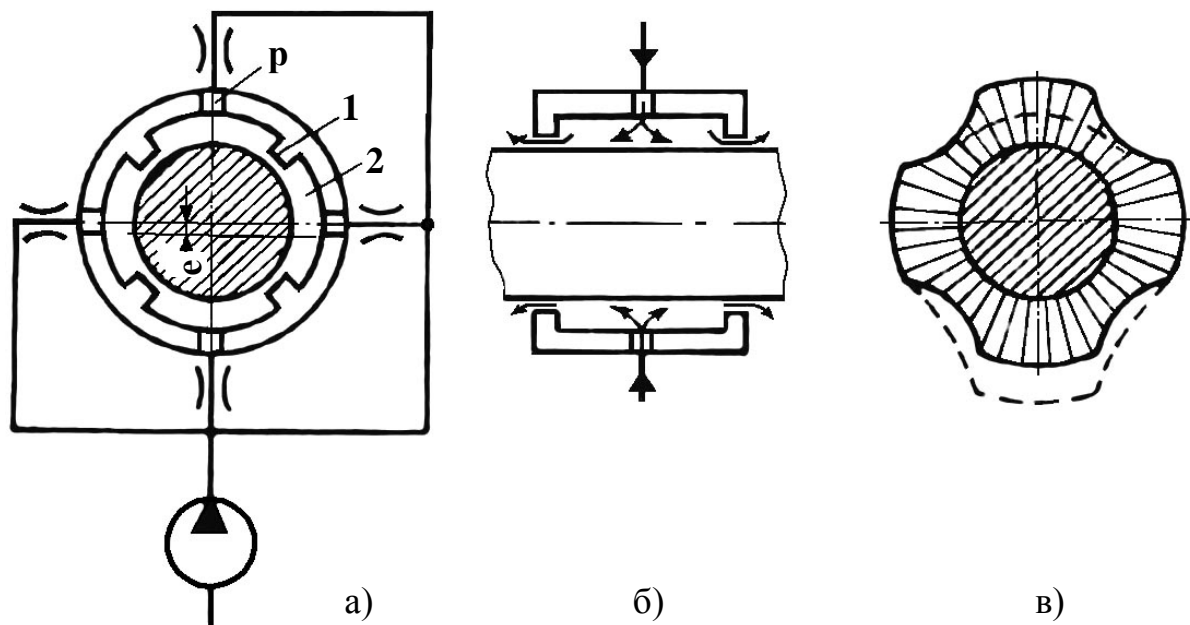


Рисунок 1 – Схеми радіального гідростатичного підшипника:  
а – схема живлення та радіальний переріз; б – осьовий переріз;  
в – епюри тисків при центральному положенні шпинделя (суцільні лінії) та під навантаженням (штрихові лінії)

На внутрішній поверхні втулки радіального підшипника виготовляють кармани 2 (рисунок 1,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  $\delta$  між ним та втулкою (на рисунку 1,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 1,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 2,а).

Гідростатичний упорний підшипник сприймає осьові навантаження (рисунок 2,б). Масло через дроселі подається до кільцевих канавок на опорних поверхнях. На них можуть бути виконані декілька незалежних карманів

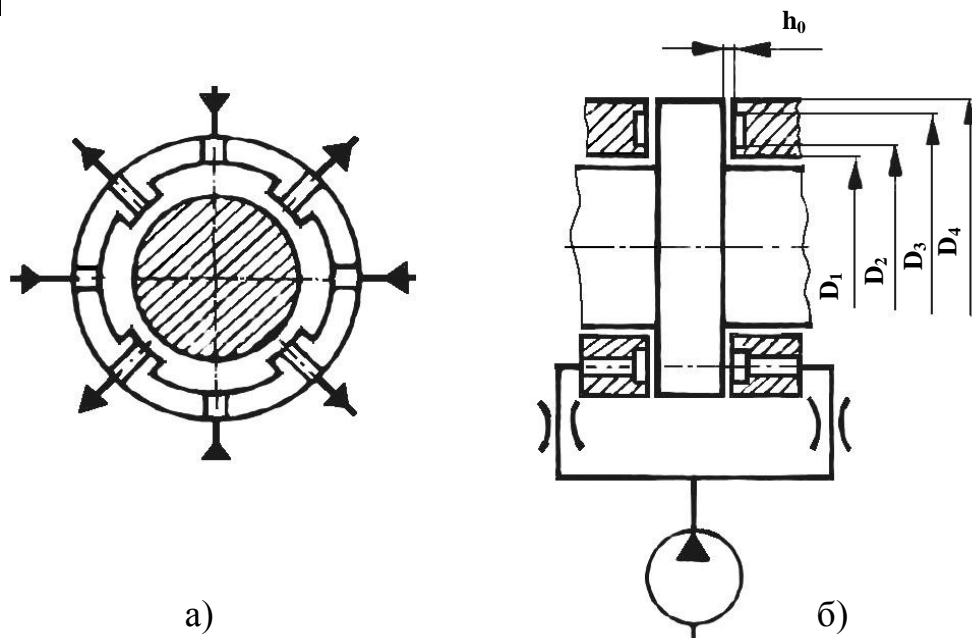


Рисунок 2 – Схеми гідростатичних підшипників: а — радіального з отворами у перемичках; б — упорного

**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  $3000 \text{ хв}^{-1}$  вибирають масло Т (вазелинове) в'язкістю  $(5,1...7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  при  $50^\circ\text{C}$ ; 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  $50^\circ\text{C}$ ; для важконавантажених шпинделів — індустріальне 45 з в'язкістю  $(42...45) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  при  $50^\circ\text{C}$ . Масло під тиском  $p_n = 2..2,5 \text{ Мпа}$  поступає на входи дроселів. Максимальна жорсткість масляних шарів досягається у випадку, коли тиск у несучих карманах  $p_k = 0,5 p_n$ .

## 6.2 Типи дроселів та їх конструктивні схеми

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,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,б) регулюють зміною довжини  $L$  робочої частини гвинта у каналі дроселя. У щілинному дроселі (рисунок 3,в) регулюють ширину щілини  $h$ .

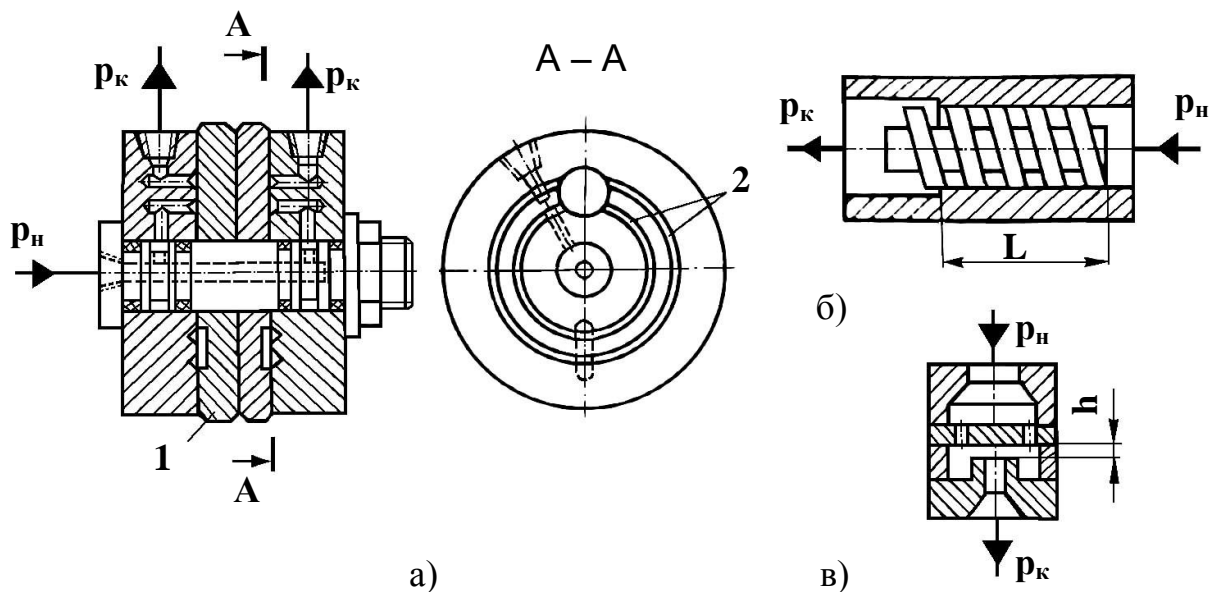


Рисунок 3 – Схеми дроселів гідростатичних підшипників:

- а – капілярний дисковий (набір шайб);
- б – капілярний гвинтовий; в – щілинний

### 6.3 Регулятори подачі, конструкції, принцип дії

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 4,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 4,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.

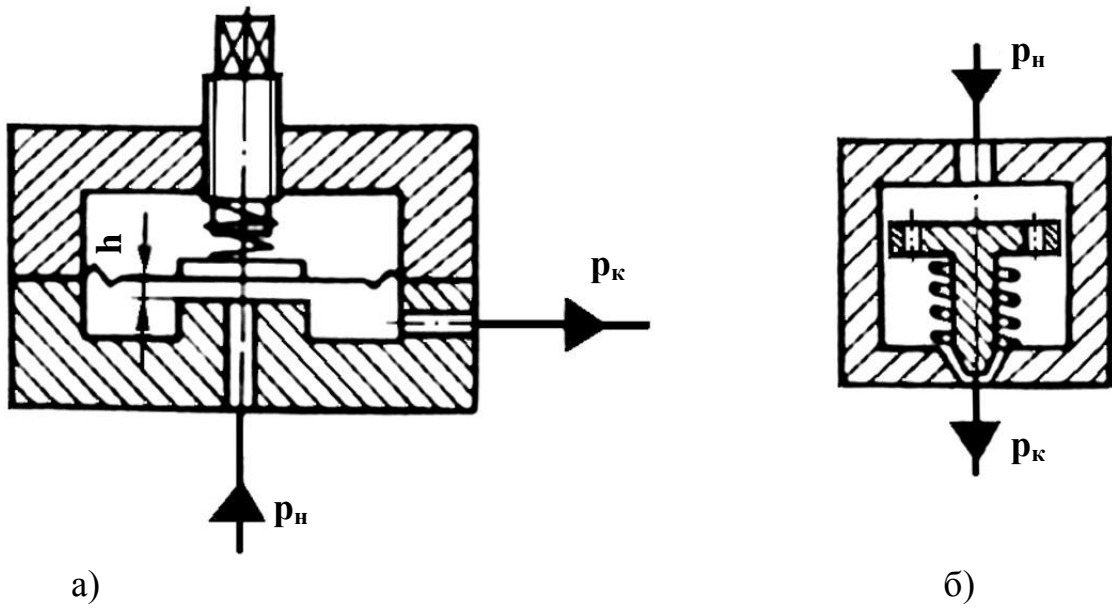


Рисунок 4 – Регулятори витрат для гідростатичних підшипників:  
а – мембранний регулятор; б – щільний регулятор

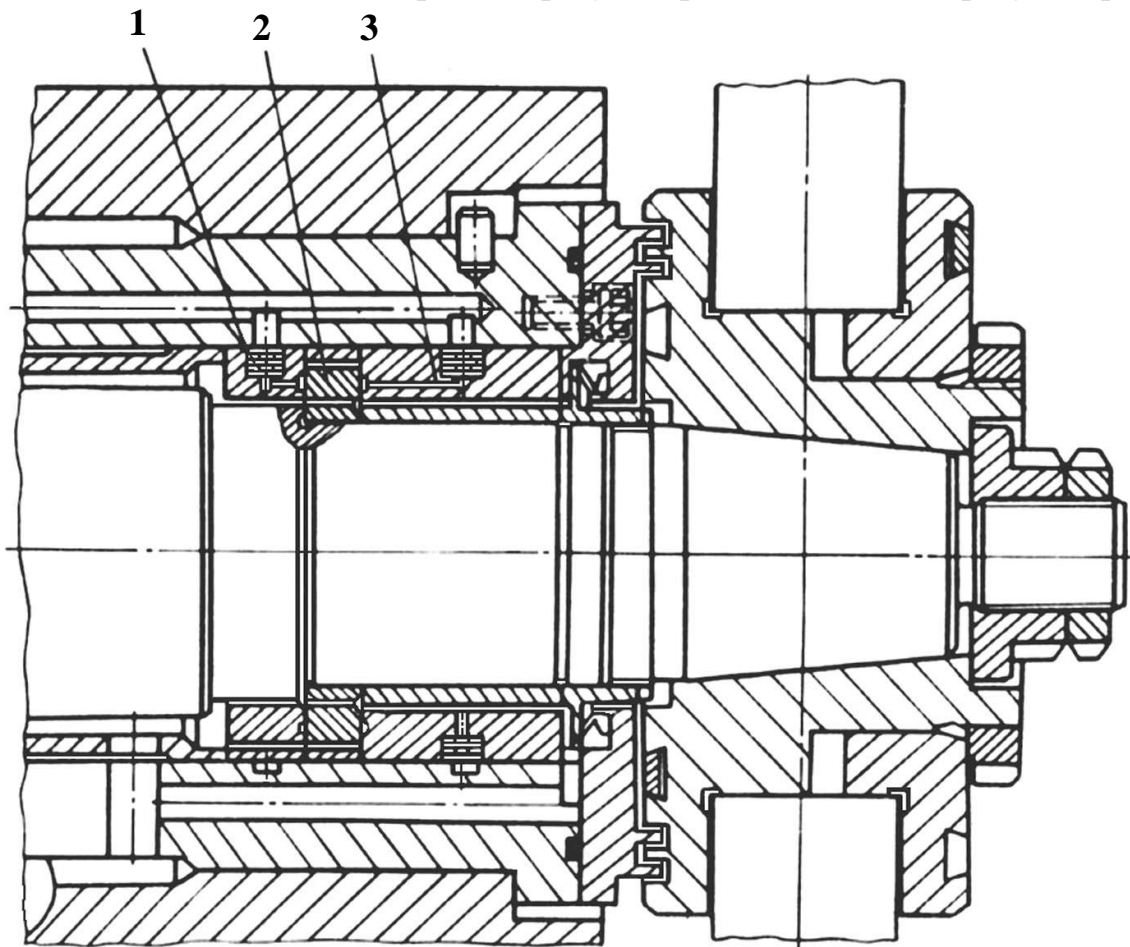


Рисунок 5 – Передня опора шпинделя шліфувального верстата з комбінованим гідростатичним підшипником

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.

**Приклад шпиндельного вузла з гідростатичними опорами.** На рисунку 3.25 показана передня опора шліфувального шпинделя з комбінованим гідростатичним підшипником. До його складу входять радіальний 3 та упорний 2 двосторонньої дії підшипники, масло в які підводиться через багатодискові дроселі 1, вмонтовані у кільця підшипників.

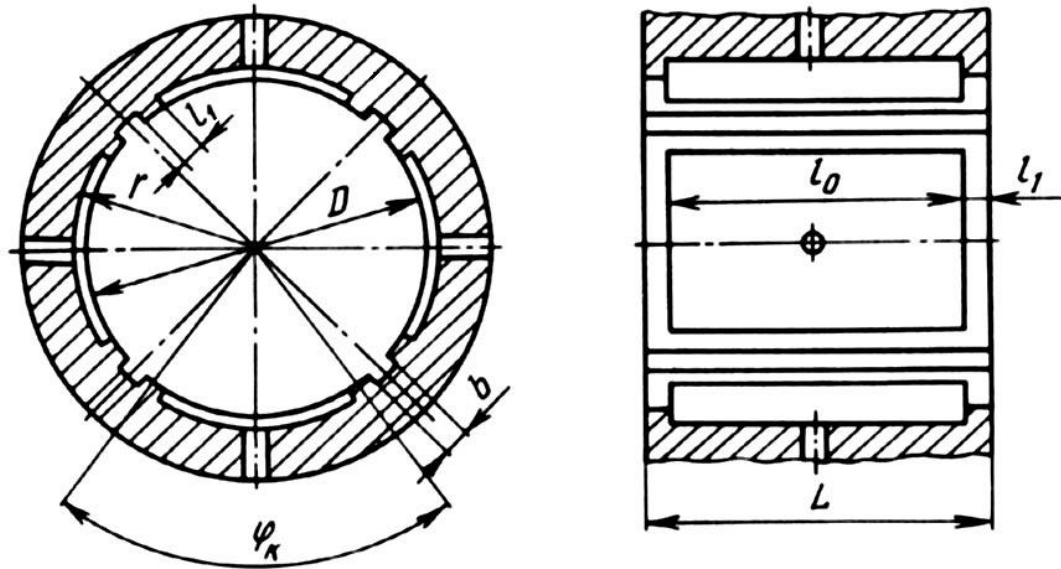


Рисунок 6 – Схема до розрахунку конструктивних параметрів гідростатичного радіального підшипника

#### 6.4 Конструктивні параметри гідростатичних радіальних підшипників

З метою попередження пошкоджень поверхонь при обертанні шпинделя без вмикання гідросистеми втулки гідростатичних підшипників виконують біметалевими або з антифрикційних матеріалів. Параметри шорсткості робочих поверхонь, що безпосередньо впливають на радіальний зазор, приймають  $Ra = 0,63 \dots 0,4$  мкм, а для прецизійних верстатів —  $Ra = 0,16 \dots 0,1$  мкм.

Конструктивні параметри згідно зі схемою на рисунку 6 визначають відносно діаметра шийки вала:

- діаметр шийки шпинделя вибирають виходячи з потрібної його жорсткості —  $D$ ;
- довжина підшипника повинна забезпечувати максимальну жорсткість при заданому діаметрі —  $L = (1,0 \dots 1,2) D$ ;
- ширина перемички у осьовому та тангенціальному напрямках повинна забезпечувати задовільну несучу здатність підшипника при мінімальних витоках —  $l_1 = 0,1 D$ ;

- діаметральний зазор у підшипнику, який впливає на його жорсткість, перенесення на оброблювану деталь похибок форми шийок шпинделя, витрати масла, приймають  $\Delta = (0,0006...0,00065) D$ ;
- кут, що обмежує карман, для підшипника з чотирма карманами приймають рівним  $\varphi_k = 72^\circ$  (звичайно виготовляють чотири кармани, оскільки їх симетричне розташування знижує негативний вплив овальності шийок шпинделя на точність оброблюваної деталі);
- глибину карманів приймають за умови відсутності в них гідродинамічних ефектів —  $h > 50 \Delta$ .

## 6.5 Розрахунок гідростатичних радіальних підшипників

Мета розрахунку полягає у визначенні його розмірів в залежності від заданої навантажувальної здатності та жорсткості опори. Визначають також необхідні витрати масла, потужність для його прокачування та параметри дроселів.

Наведена методика призначена для розрахунків гідростатичних радіальних підшипників з чотирма симетрично розташованими карманами, які працюють із швидкостями ковзання до 25 м/с при відносних ексцентриситетах  $\varepsilon \leq 0,4$ .

Попередньо прийняті такі допущення:

- підшипник вважається абсолютно жорстким, а масло нестисливе;
- осі вала та втулки завжди лишаються паралельними;
- тиск масла у карманах підшипника у два рази менший тиску на вході дроселя —  $p_k = 0,5 p_n$ ;
- гідродинамічні ефекти у підшипнику відсутні.

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

Виконуються такі розрахунки.

1. Визначають ефективну площу кармана, мм<sup>2</sup>:

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

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:  $\varepsilon = 2 e / \Delta$ .

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

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

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

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

6. Визначають навантажувальну здатність підшипника, Н:

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

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

$$Q = 2,11 \cdot 10^{-8} \frac{p_n D \Delta^3 \varphi_k^0 (1 + c)}{\mu_1},$$

де  $\varphi_k^0$  — довжина дуги, яка обмежує карман, град.;

$\mu$  — 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,  $\text{мм}^2$ ;

$u$  — 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 осьовому напрямку  $P_o$ , кВт:

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

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.<sup>-1</sup>.

Визначають число Рейнольдса:

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

де  $\rho$  — густина масла (для практичних розрахунків приймають  $\rho = 880$  кг/м<sup>3</sup>);

$\mu$  — 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; індустриальні —  $\mu = (20 \dots 40) \cdot 10^{-3}$  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<sup>2</sup>;

$h$  — 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<sup>2</sup>.

Температура підшипника, °С:



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

де  $c$  — теплоємність масла, кДж/(кг·град).

**Розрахунок гідростатичних упорних підшипників.** Згідно зі схемою на рисунку 7.1 ефективна площа карманів, м<sup>2</sup>:

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

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/мкм:

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

Жорсткість підшипника при зміщенні шпинделя від дії зовнішніх сил:

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

### Підсумок

Після вивчення даної лекції студент повинен знати принцип дії та конструктивні особливості гідростатичного підшипника, дроселів та регуляторів подачі у його системі живлення, а також порядок визначення конструктивних параметрів та методика розрахунку гідростатичного підшипника.

### Контрольні питання

1. Проаналізувати конструкцію, переваги та недоліки гідростатичних підшипників шпинделів.
2. Обґрунтувати принцип дії гідростатичних опор шпинделя, їх конструктивні особливості.
3. Обґрунтувати методику розрахунку гідростатичних підшипників шпинделя.
4. Обґрунтувати застосування дроселів у системі живлення гідростатичних підшипників та навести їх конструктивні схеми.

## Джерела інформації

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / 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. 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.