

## ***Лекція №7. Гідродинамічні опори шпинделів верстатів***

**Мета і задачі:** Умови роботи гідродинамічних підшипників. Конструктивні виконання. Робочі рідини. Конструктивні параметри та методика розрахунку гідродинамічних підшипників для шпинделів. Склад гідросистеми для живлення гідродинамічних підшипників.

### **Конспект лекції**

#### **7.1 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 1). За допомогою гідравлічної системи опора заповнюється маслом. Від дії сили ваги шпинделя 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.

#### **7.2 Робочі рідини**

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.

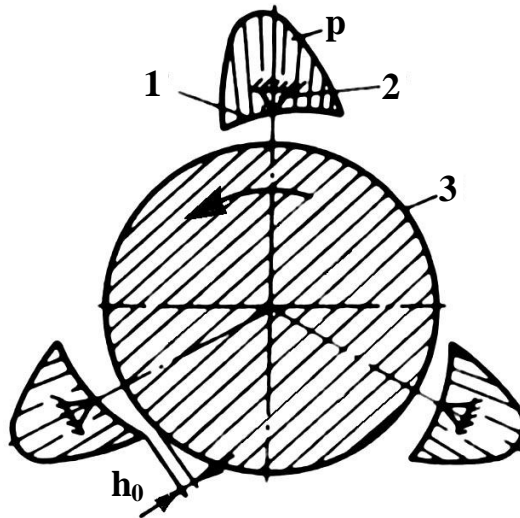


Рисунок 1 – Схема гідродинамічного радіального підшипника

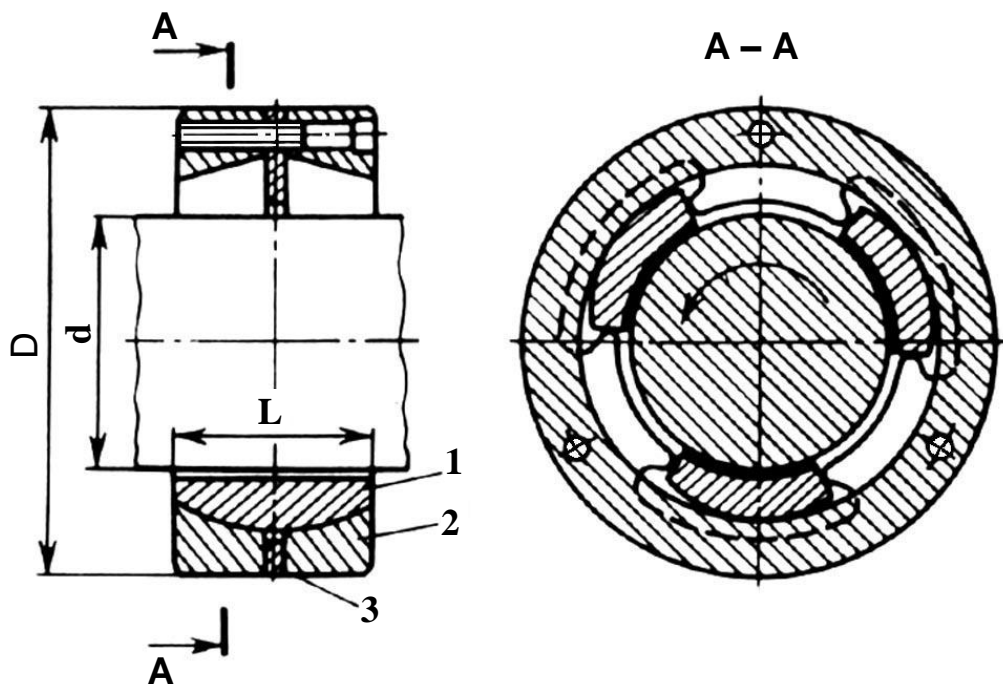


Рисунок 2 – Гідродинамічний підшипник ЛОН-88

### 7.3 Конструктивні параметри 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.

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 проставочного 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.

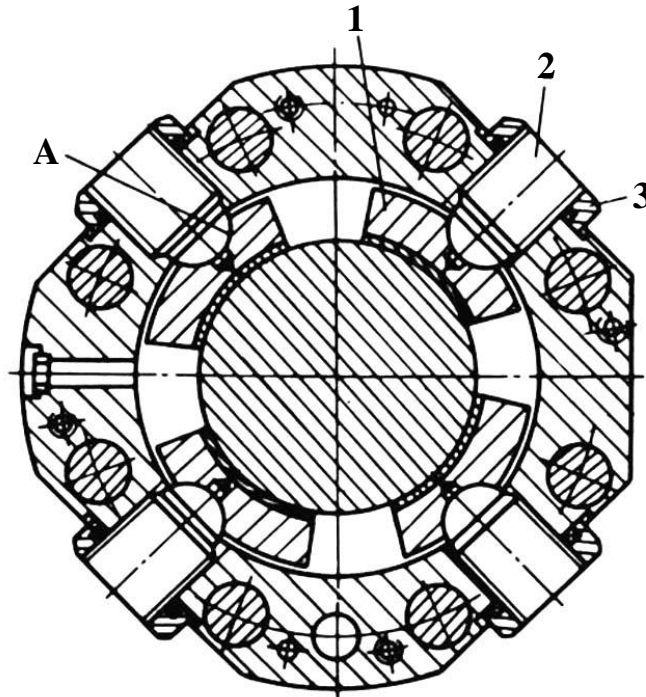


Рисунок 3 – Гідродинамічний підшипник ЛОН-34

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 різбових 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 анти-фрикційного матеріалу. Параметр шорсткості робочих поверхонь сегментів повинен бути  $Ra \leq 0,32$  мкм, робочих поверхонь шийок шпинделя —  $Ra \leq (0,04...0,16)$  мкм.

**Приклад конструкції шпиндельного вузла.** На рисунку 4 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 бурт 3 шпинделя. Змащувальний матеріал у цей підшипник підводиться через отвори Б та В. Витіканню масла із шпиндельної бабки перешкоджають ущільнення щілинного типу. По каналу Г масло із порожнин 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.

#### 7.4 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,  $N$ :

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

де  $\mu$  — динамічна в'язкість масла, Па·с;

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

$D$  — діаметр розточки сегмента, мм;

$B$  — хорда дуги сегмента, мм;

$L$  — довжина сегмента, мм;

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

$\Delta$  — розрахунковий діаметральний зазор, мм.

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

$$\epsilon = 2e / \Delta .$$

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

для трисегментного підшипника

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

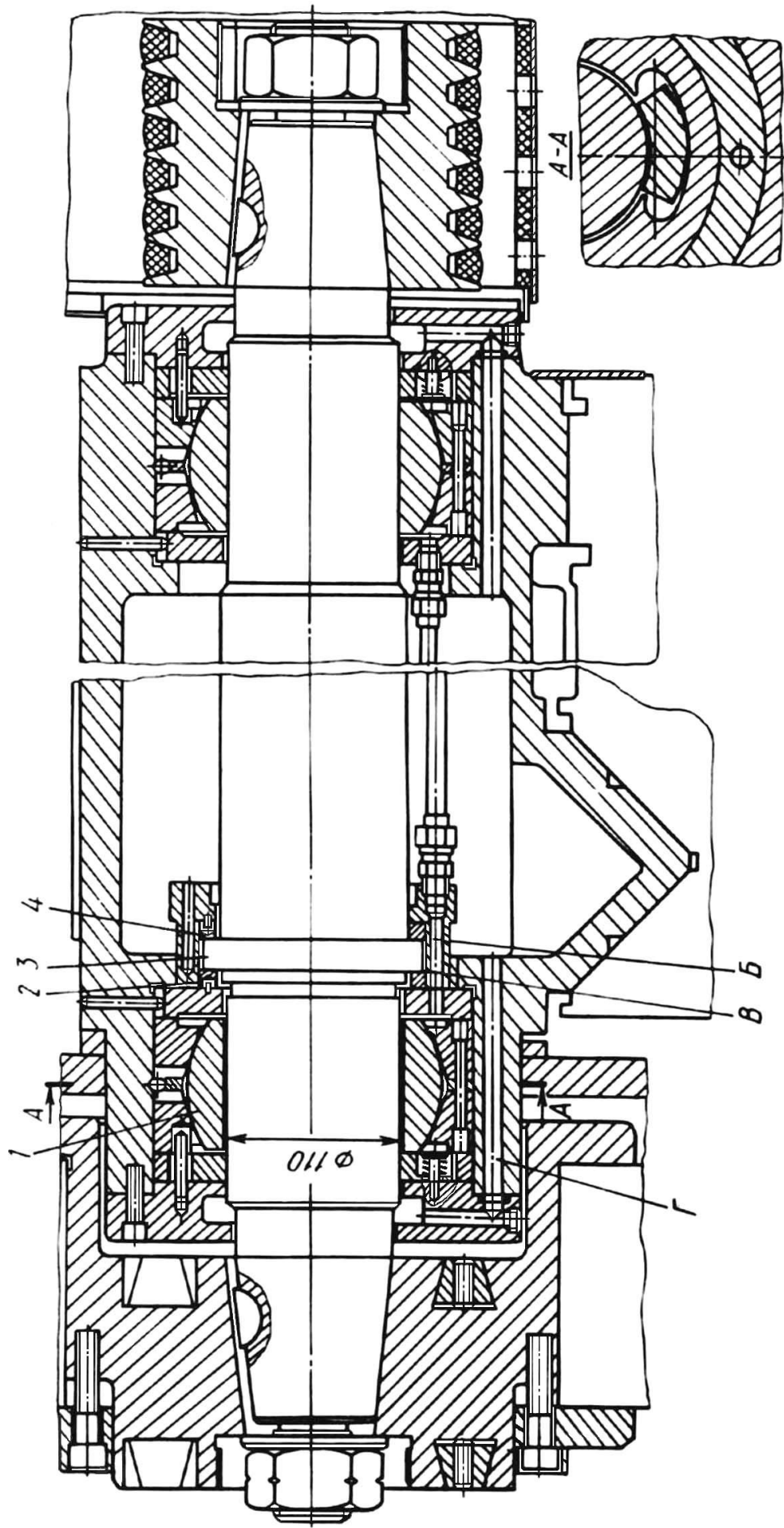


Рисунок 4 – Шпиндельный узел шлифовального верстака с гидродинамичными опорами

для чотирисегментного підшипника

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

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

для трисегментного підшипника

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

для чотирисегментного підшипника

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

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  $j_o$  сферичних опорних поверхонь сегментів та гвинтів:

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

Звідси жорсткість опори, Н/мкм:

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

Жорсткість несучого масляного шару, Н/мкм:

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

Жорсткість сферичних опорних поверхонь, Н/мкм:

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

де  $d$  — діаметр опорної сфери, мм;

$k$  — коефіцієнт контактної податливості, мкм·мм<sup>2</sup>/Н, для практичних розрахунків приймають  $k = 0,5$  мкм·мм<sup>2</sup>/Н.

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

## Підсумок

Після вивчення даної лекції студент повинен знати умови роботи гідродинамічних підшипників, їх конструктивні виконання, порядок визначення конструктивних параметрів та методика перевірочних розрахунків радіальних гідродинамічних підшипників для шпинделів верстатів

### **Контрольні питання**

1. Проаналізувати конструкцію, переваги та недоліки гідродинамічних підшипників шпинделів.
2. Обґрунтувати принцип дії гідродинамічних опор шпинделя, їх конструктивні особливості.
3. Обґрунтувати методику розрахунку гідродинамічних підшипників шпинделя.

### **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.