

27 Методика розрахунку та підбору підшипників ковзання та кочення

(тема 3.10)

План

1. Підшипники ковзання
2. Підшипники кочення та їх розрахунок.
- 3.

Підшипники

Підшипники - це опори для підтримування валів та осей, які обертаються і забезпечують задане положення осі обертання. Підшипники бувають:

- 1) за видом тертя: ковзання, кочення;
- 2) за характером навантаження, які сприймаються підшипником: радіальні, упорні, радіально-упорні.

Підшипники ковзання

Підшипники ковзання - це опори валів та осей, які обертаються і в яких відбувається відносне ковзання поверхні цапфи по поверхні, підшипника, роз'єднаних шаром мастила.

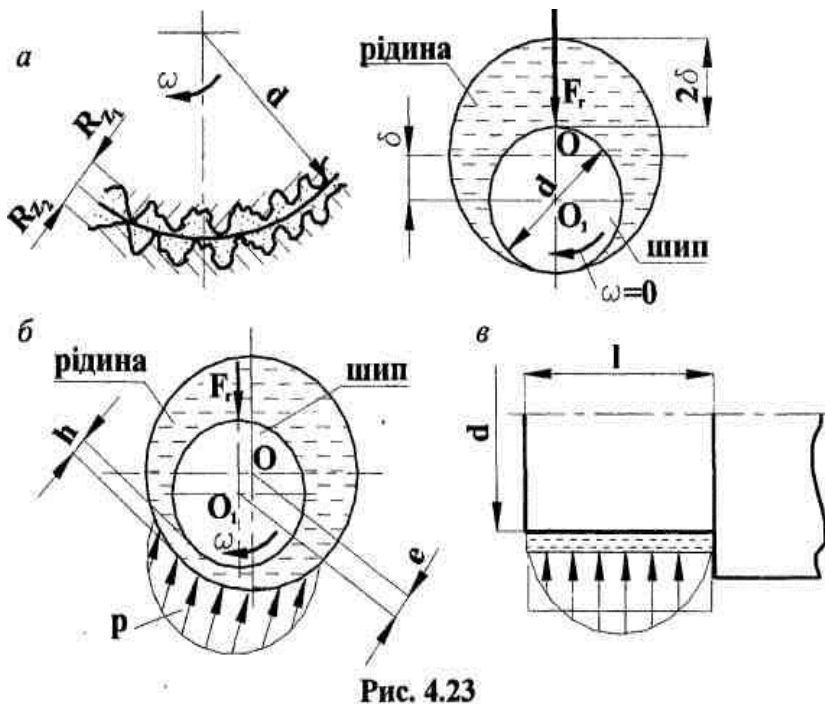


Рис. 4.23

Залежно від товщини масляного шару підшипник працює в режимі *рідинного*, *напіврідинного* або *напівсухого* тертя. При рідинному терті робочі поверхні вала і вкладиша розділені шаром мастила, товщина h якого більша суми висот R_z мікронерівностей поверхонь тертя (шар мастила, який розділяє поверхні, зображений товстою лінією) (рис. 4.23, а)

$$h > R_{z_1} + R_{z_2} . \quad (4.135)$$

При напіврідинному терті ця умова (4.135) не виконується, в підшипникові буде змішане тертя - одночасно рідинне і граничне. Тобто, в місцях зосередженого тиску граничні плівки руйнуються, відбувається контакт чистих поверхонь металів, їх молекулярне з'єднання і відрив частинок матеріалу при відносному русі поверхонь цапфи і вкладиша.

Напіврідинне тертя супроводжується зношуванням робочих поверхонь навіть без попадання зовнішніх абразивних частинок.

В стані спокою цапфа "лежить" в підшипнику (рис. 4.23, б), При обертанні з кутовою швидкістю $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає у мастилі

і дещо зміщується в сторону обертання. Це відбувається за рахунок гідравлічної підтримуючої сили p , яка виникає в клиновому зазорі

(рис. 4.23, в) і зрівноважує зовнішню силу F_r . По довжині цапфи, в результаті торцевого витікання мастила, тиск p змінюється за законом параболи (рис. 4.23, б).

У випадку $\omega \rightarrow \infty$ $e=0$ - коли геометричні осі вала і шипа

збігаються, зникає гідравлічний клин, шип "падає" на підшипник.

Таким чином, для режиму рідинного тертя слід дотримуватись таких основних умов: між рухомими поверхнями повинен бути зазор клинової форми; масло відповідної в'язкості повинне постійно заповнювати зазор; швидкість відносного руху поверхонь повинна бути достатньою для того, щоб у масляному шарі утворився тиск, який зможе врівноважувати зовнішнє зусилля.

Переваги: зберігають працездатність при високих швидкостях; невеликі розміри в радіальному напрямі та можливість виготовлення різних конструкцій; збереження працездатності в екстремальних умовах (хімічно агресивні середовища, вода, бідне змащування); безшумність; вібростійкість.

Недоліки: порівняно великі втрати енергії на тертя; значні розміри в осьовому напрямку; нестандартизовані

Застосування: газові турбіни, сепаратори, шліфувальні станки, тобто там, де дуже великі кутові швидкості і навантаження, особливо точне розташування валів; для колінчастих валів.

Матеріали: для вала - сталі з термообробкою, при твердості шипів HRC 55...60.

Вкладиші підшипника виготовляють з антифрикційних матеріалів: чавуну, бронзи олов'янистої, металокерамічних матеріалів, пластмаси, пресованої деревини, твердої породи дерева, гуми, графіту.

Масильні матеріали: рідкі, консистентні, тверді.

Розрахунок радіальних підшипників ковзання при напіврідинному (сухому) терті

Розрахунок проводиться у наближеній формі і передбачає відсутність інтенсивного зношування, перегрівання та заїдання у підшипнику:

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]; \quad (4.136)$$

$$pv \leq [pv] \text{ або } v \leq [v], \quad (4.137)$$

де p - дійсний тиск у підшипнику; F_r - радіальне навантаження; d - діаметр цапфи; l - довжина підшипника; v - колова швидкість цапфи. Допустимі значення тиску $[p]$, швидкості $[v]$ та параметра

$[pv]$ визначається із досвіду експлуатації подібних конструкцій, які наводяться у відповідних таблицях.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

Розрахункова умова роботи підшипника:

$$S_h = \frac{h}{h_{кр}} \geq [S_h], \quad (1.138)$$

де S_h - коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастильного шару, а $[S_h]$ - 1,5...2 - його допустиме значення;

$h_{кр}$ - знаходять за виразом $h_{кр} = 1,5...2,0(R_{\alpha_1} + R_{\alpha_2})$, приймаючи

$R_{\alpha_1} \leq 32$ а $R_{\alpha_2} \leq 6,3$ мкм.

точне розташування валів; для колінчастих валів.

Матеріали: для вала - сталі з термообробкою, при твердості шипів HRC 55...60.

Вкладиші підшипника виготовляють з антифрикційних матеріалів: чавуну, бронзи олов'янистої, металокерамічних матеріалів, пластмаси, пресованої деревини, твердої породи дерева, гуми, графіту.

Мастильні матеріали: рідкі, консистентні, тверді.

Розрахунок радіальних підшипників ковзання при напіврідинному (сухому) терті

Розрахунок проводиться у наближеній формі і передбачає відсутність інтенсивного зношування, перегрівання та заїдання у підшипнику:

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]; \quad (4.136)$$

$$pv \leq [pv] \text{ або } v \leq [v], \quad (4.137)$$

де p - дійсний тиск у підшипнику; F_r - радіальне навантаження; d - діаметр цапфи; l - довжина підшипника; v - колова швидкість цапфи. Допустимі значення тиску $[p]$, швидкості $[v]$ та параметра

$[pv]$ визначається із досвіду експлуатації подібних конструкцій, які наводяться у відповідних таблицях.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

Розрахункова умова роботи підшипника:

$$S_h = \frac{h}{h_{кр}} \geq [S_h], \quad (1.138)$$

де S_h - коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастильного шару, а $[S_h]$ - 1,5...2 - його допустиме значення;

$h_{кр}$ - знаходять за виразом $h_{кр} = 1,5...2,0(R_{\alpha_1} + R_{\alpha_2})$, приймаючи

$R_{\alpha_1} \leq 32$ а $R_{\alpha_2} \leq 6,3$ мкм.

витими (Г); конічними (Д); голчастими (Е) і бочкоподібними {Ж} роликами.

За числом рядів кочення - одно-, дво- та чотирирядні.

За способом компенсації перекосів валів ~ несамоустановні та самоустановні (дозволяють перекоси до 2...3°).

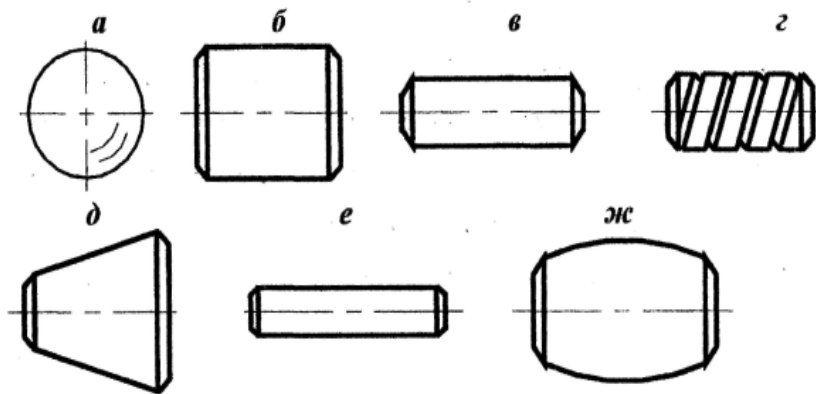


Рис. 4.24

За радіальними розмірами (при одному і тому самому внутрішньому діаметрі d) ділять на п'ять серій діаметрів - надлегкі, особливо легкі, легкі, середні та важкі; і на п'ять серій ширин - особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі.

За напрямом сприймання навантаження - радіальні (сприймають лише радіальне навантаження); упорні (лише осьові навантаження); радіально-упорні (сприймають радіальні і осьові навантаження); упорно-радіальні (сприймають значні осьові і незначні радіальні навантаження).

За точністю підшипники діляться на п'ять класів (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2.

Основний матеріал для кілець та тіл кочення - підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість кілець і роликів - HRC 60...65, а шарик - HRC 59...60. Для підшипників великих розмірів використовують також (кілця, тіла кочення) цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А та інші із твердістю HRC 59...60.

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі, а для високошвидкісних підшипників - з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліт, поліамід).

Умовне позначення підшипників кочення

Підшипник кочення має умовне клеймо, яке несе відповідну інформацію: тип, розмір, клас точності, завод-виробник. На нерознімних підшипниках клеймо наноситься на одне із кілець, на рознімні - на обидва кільця/Клеймо складається з ряду цифр:

8 7 6 5 4 3 2 1
X - XXXXXXXX

Дві перші цифри, рахуючи справа, визначають розмір посадочного діаметра підшипника (d_n). Для його визначення

необхідно ці цифри помножити на п'ять. Це правило справедливе для підшипників з цифрами ...04...99, тобто для $d_n=20\text{--}495$ мм.

Підшипники з цифрами ...00 мають $d_n=10$ мм; ...01 $d_n=12$ мм; ...02 $d_n=15$ мм; ...03 $d_n=17$ мм. Для підшипників із $d_n=1\text{--}9$ мм перша цифра, рахуючи справа, показує фактичний розмір внутрішнього діаметра.

Третя цифра справа X ~ серія підшипника по зовнішньому діаметру: 1 - особливо легка; 2 - легка; 3 - середня; 4 - важка; 5 - легка широка; 6 - середня широка.

Четверта цифра справа X - тип підшипника: 0 - радіальний шариковий однорядний (якщо лівіше немає цифр, то 0 не ставиться); 1 - радіальний шариковий дворядний

сферичний; 2 - радіальний з короткими циліндричними роликами; 3 - радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 - голчастий або роликовий з довгими циліндричними роликами; 5 - роликовий з витими роликами; 6 - радіально-осьовий шариковий; 7 - роликовий конічний; 8 - осьовий шариковий; 9 - осьовий роликовий.

П'ята і шоста цифри XX справа характеризують конструктивні особливості підшипника: кути контакту (3-12°, 4-26°, 6-36°); наявність стопорних канавок, захисних шайб і т.п.

Сьома цифра справа X - серія підшипників по ширині: 1 - вузька, 2 - нормальна, 3 - широка, 4 - особливо широка.

Зліва після цих цифр через риску (восьма цифра) ставиться клас точності: нормальний клас, тобто 0 не ставиться.

Монтаж підшипників

Для осьового фіксування вала фіксуються обидва кільця підшипника: внутрішнє кільце - на валу (рис. 4.25); зовнішнє - у корпусі опори (рис. 4.26). Фіксація внутрішніх кілець буває однобічною (рис. 4.25, а) та двобічною: пружними стопорними кільцями (рис. 4.25, б); торцевими шайбами (рис. 4.25, в) \ круглими гайками із стопорними шайбами (рис. 4.25, г).

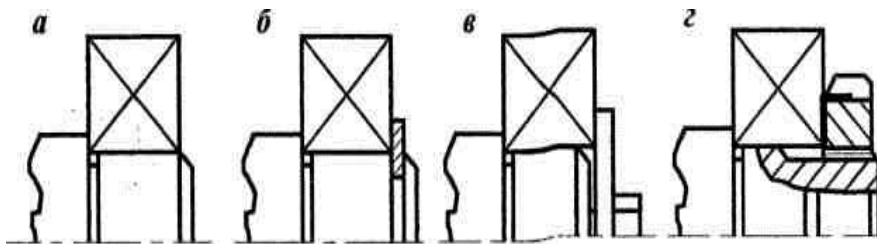


Рис. 4.25

Фіксація зовнішніх кілець підшипників у корпусі опори (рис. 4.25) здійснюється так: без фіксації (а) - плаваюча опора для компенсації температурних деформацій вала; однобічна фіксація буртиком корпусу (б) або кришкою підшипника (в); двобічна фіксація за допомогою буртика корпусу і кришки підшипника (г), стопорного кільця і кришки підшипника (д).

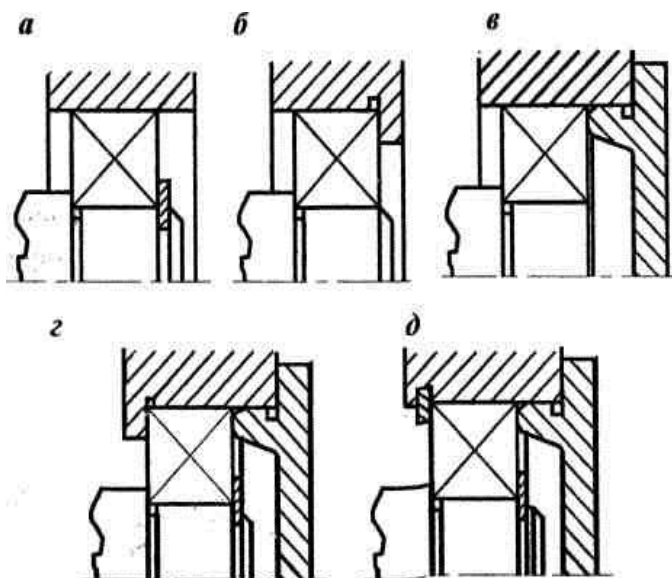


Рис. 4.26

Є особливості монтажу підшипників двох опор вала у випадках використання радіальних шарикових (рис. 4.27), радіально-упорних (рис. 4.28) та упорних підшипників.

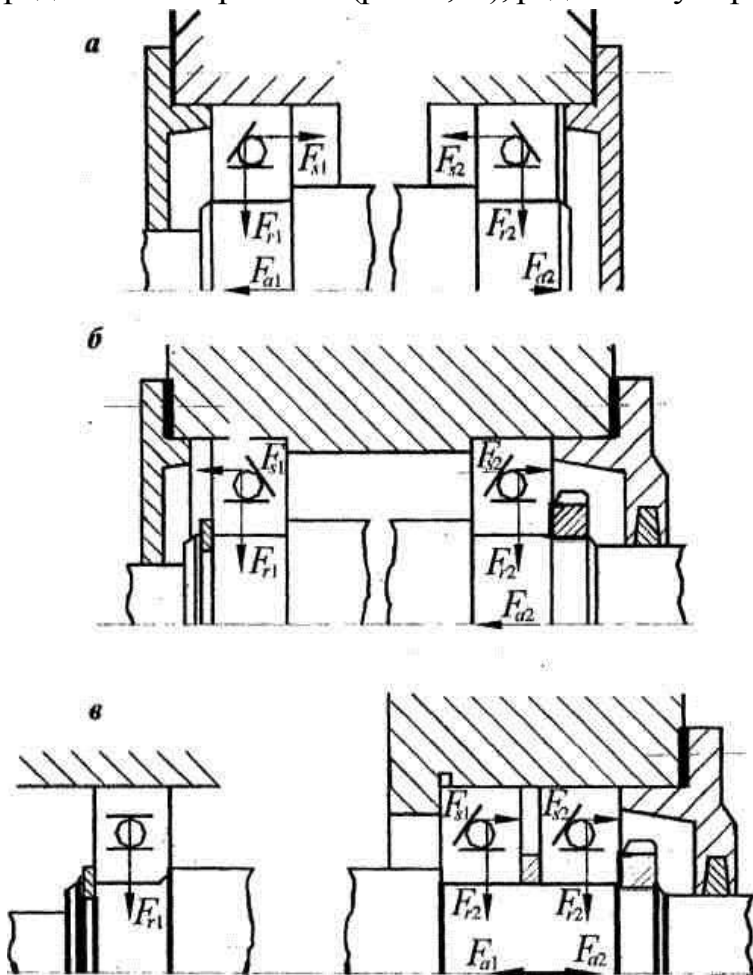


Рис. 4.27

Монтаж радіальних підшипників (при дії лише радіального та інколи при незначному осьовому навантаженні) здійснюється в основному двома способами. Для коротких валів ($l/d < 4$) - однобічна фіксація зовнішніх і внутрішніх кілець із зазором для компенсації температурного видовження (рис. 4.27, а). Для довгих валів (рис. 4.27, б) - двобічна фіксація внутрішніх кілець обох підшипників і двобічна фіксація зовнішнього кільця більш навантаженої опори та без фіксації зовнішнього кільця підшипника іншої опори (плаваюча опора).

Монтаж радіально-упорних підшипників (шарикових і роликів) для коротких валів здійснюється "у розпір" (рис. 4.28, а) та "у розтяжку" (рис. 4.28, б). У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має лише однобічну фіксацію.

Довгі вали розміщують на комбінованих опорах (рис. 4.27, в). Одна опора складається з двох радіально-упорних підшипників, поставлених "у розпір", а друга - плаваюча, що сприймає лише радіальне навантаження і компенсує температурні видовження.

Упорні підшипники сприймають лише осьове навантаження. Інколи використовують комбінацію упорного і радіального підшипників і відповідно сприймаються осьові та радіальні навантаження.

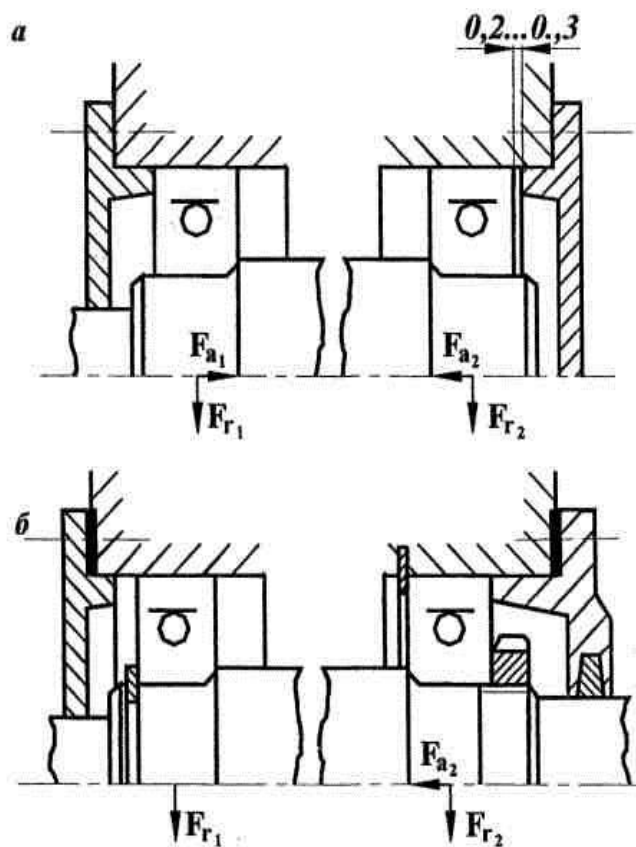


Рис. 4.28

Змащування та ущільнення підшипників

Для змащування за потребою мінімальних втрат на тертя використовують рідкі мастила. Змащування здійснюється зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом.

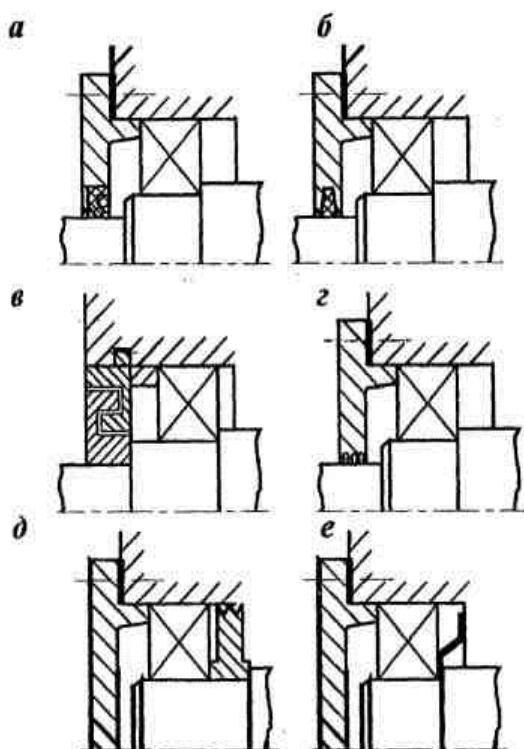


Рис. 4.29

При розміщенні підшипників у важкодоступних місцях, забрудненій атмосфері використовують пластичні мастила, а при особливо високих температурах - тверді мастильні матеріали у розпиленому стані - графіт або сульфід молібдену.

Для захисту підшипників кочення від забруднення та запобігання витікання з них мастила застосовують ущільнювальні пристрої. За принципом дії вони поділяються на (рис. 4.29): контактні (а - манжетні, б - сальникові); лабіринтні (в) та щілинні (г, д); відцентрові (є).

4.6.3. Підбір підшипників кочення

Підшипники кочення втрачають свою працездатність внаслідок руйнування своїх деталей, а саме:

- втомного викришування робочих поверхонь в результаті дії циклічно змінних контактних напружень на бігових доріжках;
- зношування кілець та тіл кочення відбувається при попаданні у підшипник абразивних частинок;
- руйнування сепараторів при дії відцентрових сил та дії на сепаратор тіл кочення;
- залишкові деформації на бігових доріжках виникають внаслідок динамічних та ударних навантажень у формі ямок та вм'ятин.

Розрахунок підшипників кочення базується лише на двох критеріях - за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажопідйомність) і за умовою запобігання втомного викришування робочих поверхонь (розрахунок на динамічну вантажопідйомність).

Підбір підшипників за статичною вантажопідйомністю

Здійснюється при $n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$ або для перевірки підшипників, розрахованих за динамічною вантажопідйомністю. Умова перевірки і підбору підшипників:

$$F_0 \leq C_0, \quad (4.142)$$

де F_0 - розрахункове статичне навантаження на підшипник; C_0 - базова статична вантажопідйомність (наводиться в каталогах для кожного типорозміру підшипника).

Розрахункове статичне навантаження:

$$F_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (4.143)$$

де F_r, F_a - радіальне та осьове навантаження; X_0, Y_0 - відповідно коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження (наведені у каталогах підшипників).

Підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю

Динамічно навантаженими вважають підшипники, для яких $n > 1 \text{ хв}^{-1}$, при $1 < n < 10 \text{ хв}^{-1}$ у розрахунках приймають $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

На основі результатів багатьох експериментальних досліджень встановлена залежність:

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^P, \quad (4.144)$$

де L - час роботи підшипника, год; n - частота обертання вала, хв^{-1} ; C - базова динамічна вантажопідйомність (по каталогу підшипників), Н;

$F_{екв}$ - еквівалентне навантаження, Н;

P - показник степеня (для шарикових $P = 3$, а для роликових підшипників $P \sim 10/3$).

Необхідна довговічність підшипників L_h визначається часом між капітальними ремонтами. Стандартами запроваджено $L_h = 10000$ год для зубчастих і $L_h = 5000$ год для черв'ячних редукторів.

В загальному машинобудуванні беруть $L_h = (3000 \dots 50000)$ год.

Отже, якщо виконується умова $L \geq L_h$, то підшипник підібрано вірно.

Розрахункове еквівалентне навантаження

Під розрахунковим еквівалентним навантаженням розуміють таке умовно постійне радіальне або осьове навантаження, при дії якого довговічність підшипника буде такою самою, як і за умов дійсного динамічного навантаження.

Розрахункове еквівалентне навантаження на радіальні і радіально-упорні (шарикові і роликові) підшипники:

$$F_{екв} = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T; \quad (4.145)$$

- на упорно-радіальні кулькові та роликові підшипники:

$$F_{екв} = (XF_r + YF_a)K_\delta K_T. \quad (4.146)$$

Для часткових випадків маємо:

- при $F_a = 0$ і $X = 1$ - радіальні шарикові та роликові підшипники (див. формулу 4.145):

$$F_{екв} = VF_r K_\delta K_T; \quad (4.147)$$

- при $F_r = 0$ і $Y = 1$ - упорні шарикові та роликові підшипники:

$$F_{екв} = F_a K_\delta K_T. \quad (4.148)$$

У формулах (4.145)...(4.148) прийняти такі позначення: F_r, F_a - відповідно радіальне та осьове зовнішні навантаження на підшипник; X, Y - відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження; V - коефіцієнт обертання ($V=1$ - обертається внутрішнє кільце та

$V=1,2$ - зовнішнє кільце підшипника), K_δ - коефіцієнт безпеки

($K_\delta = 1 \dots 3$); K_T - температурний коефіцієнт ($K_T = 1 \dots 1,1$).

Особливості розрахунку еквівалентного навантаження для радіально-упорних та упорно-радіальних підшипників

Особливості розрахунку таких підшипників пов'язані з нахилом контактних ліній на кута. Внаслідок цього радіальні навантаження F_r супроводжуються внутрішніми осьовими силами F_{si} , які розсовують кільця підшипників (рис. 4.30). Цьому перешкоджають упорні поверхні вала (буртики) і корпусу з відповідальними реакціями F_{a1} і F_{a2} . Очевидно повинно бути

$F_{a1} \geq F_{s1}$, а $F_{a2} \geq F_{s2}$, інакше кільця розсунуться.

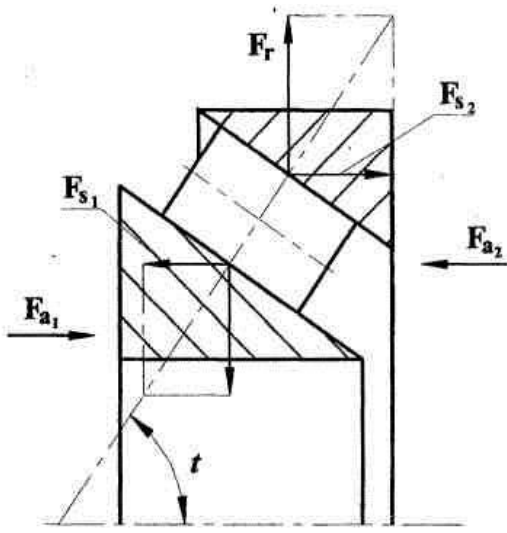


Рис. 4.30

Для схеми навантаження "у розпір" чи "у розтяжку" (рис. 4.31) очевидно, що для однієї з опор повинно бути $F_{ai} = F_{si}$

Із умови рівноваги $\sum X = 0$ маємо:

$$F_a + F_{a2} - F_{a1} = 0. \quad (4.149)$$

Приймаємо, що $F_{a1} = F_{s1}$. Тоді з (4.150) $F_{a2} = F_{s1} - F_a$, і якщо при цьому $F_{a2} \geq F_{s2}$, то осеві сили знайдені вірно. Коли ж $F_{a2} < F_{s2}$, то приймаємо $F_{a2} = F_{s2}$ і знаходимо $F_{a1} = F_{s1} + F_a$, при цьому обов'язково виконується умова $F_{a1} > F_{s1}$

Значення коефіцієнтів X і Y вибирають залежно від

відношення: при $\frac{F_{ai}}{VF_{ri}} > e$, X і Y вибирають по каталогу; а при $\frac{F_{ai}}{VF_{ri}} \leq e$, $X = 1$ і $Y = 0$,

тобто як для однорядного радіального підшипника.

Параметр осевого навантаження e для шарикових (радіальних і радіально-упорних) підшипників вибирають залежно від відношення $\frac{F_{ai}}{C_0}$ за каталогами.

Параметр e попередньо можна знайти так:

$$\lg e = \frac{\lg \left(\frac{F_r}{C_0} \right) - 1,144}{4,729}.$$

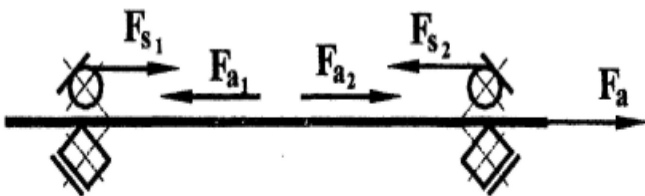


Рис. 4.31

Осьову складову силу знаходять $F_{si} = eF_{ri}$ - для шарикових; $F_{si} = 0,83eF_{ri}$ - для роликових конічних підшипників. Тут $F_{ri} = \sqrt{R_{xi}^2 + R_{yi}^2}$ - сумарне радіальне навантаження на i -ту опору.

Питання для самоконтролю

1. Назвати види підшипників ковзання.
2. Що таке підшипникове тертя ?
3. Будова підшипника кочення.
4. Розшифрувати марки підшипників.