

4. Гордон С. С. Раздельная технология приготовления бетонной смеси / С. С. Гордон // Бетон и железобетон. – М.:НИИЖБ, 1990. – Вып. 8. – С. 13-15.
5. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І. І. Назаренко. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
6. Новицкий Н. В. Удельные характеристики бетоносмесителей / Н. В. Новицкий, С. Н. Михайлова // Бетон и железобетон. – М.:НИИЖБ, 1987. – Вып. 6. – С. 25-27.
7. Пат. 2079354 Российской Федерации, МПК В01F9/02. Смеситель / Гордон С. С.; заявитель и патентообладатель Всероссийский Федеральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский технологический институт строительной индустрии "ВНИИ железобетон". – № 5030704/03; заявл. 04.03.92; опубл. 20.05.97, Бюл. №10.
8. Онищенко О.Г. Удосконалення геометричних параметрів стрічкового змішувача штукатурної станції / О.Г.Онищенко, К.М. Ващенко // Сучасні проблеми будівництва (щорічний науково-технічний збірник). – Донецьк: Донецький ПромбундНДІпроект, 2006. – С. 283-287.
9. Рогозін І. А. Розчинозмішувач з вертикальним шнеком та планетарними лопатками / І. А. Рогозін // Сборник научных трудов (Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование). – Днепропетровск: ПГАСА, 2010. – Вып. 57. – С. 234-242.

**УДК 621.822.6**

**Л. М. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук., Д. В. ЗІНЬКО, студент**

*ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## **ШЛЯХИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ШАРИКОПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ КРАНІВ**

**Постановка проблеми.** Не дивлячись на те, що шарикопадшипники мають високий ККД, удосконалення їх конструкції є актуальною задачею внаслідок їх значної кількості взагалі і в будь-якій складній машині. Тому навіть незначне підвищення ККД одного підшипника призводить до суттєвого підвищення ККД машини, особливо в таких, де вони розташовані послідовно.

**Аналіз останніх публікацій досліджень та публікацій.** Момент сил опору шарикових підшипників звичайно подається у такій же формі, як і момент тертя цапфи з використанням приведенного коефіцієнта тертя [1]

$$\mu = \frac{2Ak}{d} \left( 1 + \frac{D_{BH}}{2r} \right), \quad (1)$$

де  $d$ -цапфи;  $D_{BH}$ - діаметр бігової доріжки;  $r$ - радіус шарика;  $A=1,4$ - для шарикопідшипників;  $k$ - коефіцієнт тертя кочення шарика.

До недоліку формули (1) слід віднести той, що присутній тільки  $D_{BH}$ , хоч очевидно, що опір коченню шарика по зовнішній і внутрішній обіймах будуть не однаковими. Крім того, відсутні рекомендації по вибору коефіцієнта тертя кочення. Це пов'язано ,очевидно, що не були відомі аналітичні залежності для його визначення. Вперше такі залежності, виходячи із контактних деформацій Герца, отримав Табар [2] і при початковому точковому контакті

$$k = \frac{3}{16} b\alpha, \quad (2)$$

де  $b$ —півширина плями контакту в напрямку кочення;  $\alpha$ - коефіцієнт гістореzisних витрат. Відносно величини  $\alpha$  Табар стверджує, що для більшості матеріалів вона мала, але не рекомендує способів визначення. В [3] доведено, що величина  $\alpha$  може бути подана у вигляді експоненти з показником, в який входить радіус шарика, а оскільки радіус шарика в підшипниках складає невелику величину, то  $\alpha \approx 1$ .

**Мета статті.** Установити вплив кількості шариків припостійній величині внутрішньої доріжки кочення на величину моменту сил опору коченню зовнішньої та внутрішньої обійм.

**Основний матеріал.** Якщо радіус бігової доріжки внутрішньої обійми  $R_{BH}$  постійний, а радіус підшипника  $r$ , то кількість шариків в підшипнику

$$z = \frac{180K_3}{\arcsin \frac{r}{r+R_{BH}}}, \quad (3)$$

де  $K_3$ -коефіцієнт, який враховує відстань між шариками.

Цій кількості шариків відповідає наступна величина їх радіусів:

$$r = \frac{PK_3R_{BH}}{z - PK_3}. \quad (4)$$

Через відомі значення  $z$  із теорії контактних напружень Герца знаходиться сила на шарикопідшипник  $Q$ . Оскільки сила, яка діє на найбільш завантажений шарик дорівнює [1]

$$F_0 = 5Q/z, \quad (5)$$

то скориставшись формулою найбільших контактних напружень для схеми дотику «сферичне тіло – круговий жолоб» [4],отримаємо

$$Q = \frac{\delta_{\max}^3 z}{5 \cdot 0.245^3 n_p^3 E^2 (2|r-1|R_{BH} + 1/R_{BH})^2}, \quad (6)$$

де  $\delta_{\max}$ —допустимі контактні напруження при точковому контакті [4];  $R_{\text{бд}}$ - радіус жолоба (бігової доріжки);  $n_p$ -коефіцієнт, який залежить від відношення коефіцієнтів рівняння еліпса дотику. Для визначення опору кочення шарика по внутрішній  $W_{\text{вн}}$  та зовнішній  $W_{\text{зн}}$  обоймах скористаємось доказом, наведеним в [3], що при навантаженнях групи тіл кочення типу шариків, можна, не звертаючи уваги на величину контактних напружень, все навантаження прикласти до одного шарика.

При цьому півширина плями контакту [4]

$$b_{\text{вн}} = \frac{1.397}{2} n_e \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \frac{1}{2|r-1|R_{\text{бд}} + 1/R_{\text{вн}}}}, \quad (7)$$

де  $n_e$ —коефіцієнт, який залежить від тих же параметрів, що і  $n_p$  в формулі (6).

Підставивши значення  $b_{\text{вн}}$  в формулу (2), отримаємо величину коефіцієнта тертя кочення шарика приведення по внутрішній обоймі, а маючи його і опір коченню. Для визначення півширини плями контакту шарика із зовнішньою обоймою перед  $R_{\text{вн}}$  необхідно поставити знак «мінус». Залежності радіусів навантаження на шарикопідшипник, опір коченню шариків по зовнішній і внутрішній обоймах при радіусі внутрішньої бігової доріжки  $R_{\text{вн}} = 25\text{мм}$ ; допустимих контактних напруженнях  $G = 1500\text{МПа}$ ; радіуси жолоба  $R_{\text{бд}} = 1,03\text{ г}$  показані на рисунку 1.

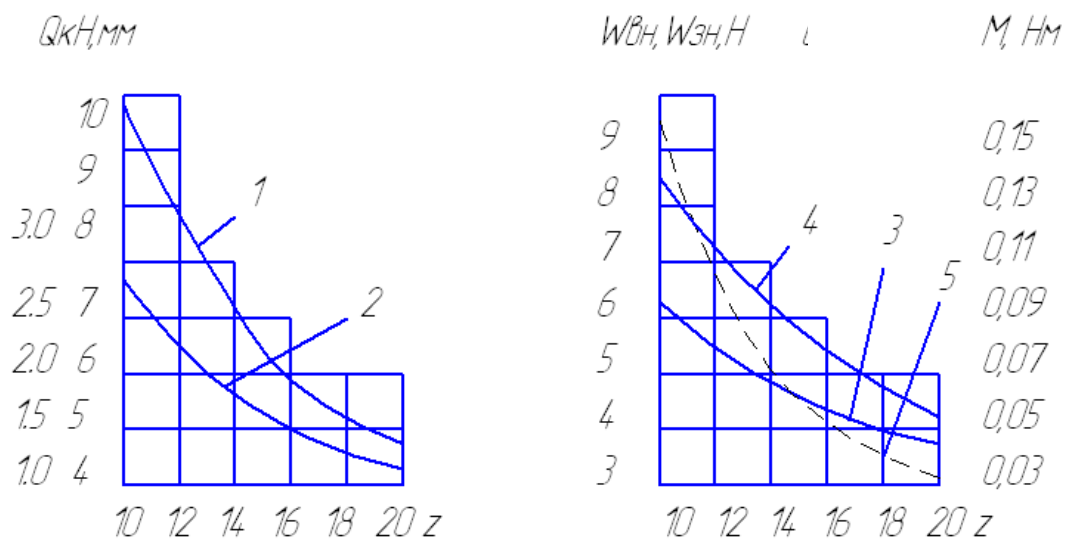


Рис.1 Характер зміни від кількості шариків%1- радіус шариків;2-навантаження на шарикопідшипник; 3- опір коченню шарика по внутрішній біговій доріжці; 4- тепло зовнішній; 5- момент обертання шариків.

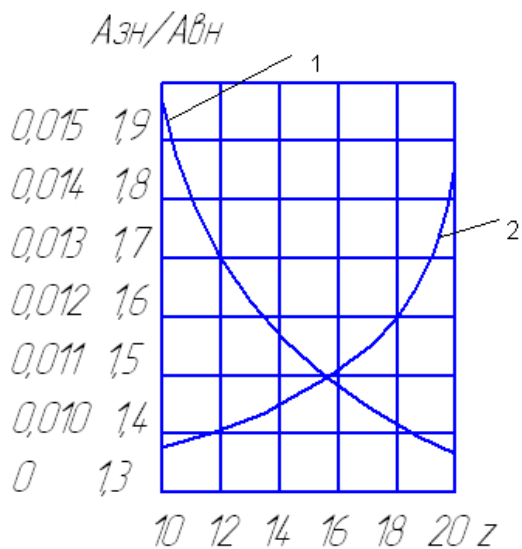


Рис. 2 Відношення робіт сил тертя кочення від кількості шариків при обертанні внутрішньої і зовнішньої обойми шарикопідшипників (1); коефіцієнт тертя кочення приведення до цапфи.

В існуючій довідковій літературі ККД підшипників кочення наводиться без врахування того, яка обойма обертається: внутрішня чи зовнішня, хоч очевидно, що при повороті внутрішньої обойми на один оберт приведення навантаження пройде шлях  $L_{вн}=2\pi R$ , цей же шлях прийде шарик і по зовнішній обоймі. При обертанні зовнішньої обойми пройде шлях  $L_{зн}=(R_{вн}+r)$  і цей ж шлях пройде шарик і по внутрішній обоймі.

Робота сил тертя при обертанні внутрішньої обойми за один її оберт:

$$A_{вп}=2\pi R_{вн}(W_{вн}+W_{зн}).$$

У випадку обертання зовнішньої обойми(при нерухомій внутрішній)

$$A_{зн}=2\pi(R_{вн}+2r)(W_{вн}+W_{зн}).$$

Відношення робіт сил тертя кочення

$$\frac{A_{зн}}{A_{вн}} = 1 + \frac{2r}{R_{вн}}. \quad (8)$$

Відношення  $A_{зн}/A_{вн}$  від кількості шариків при  $R_{вн}=25$  мм показані на рис.2

При розрахунках опори від тертя в ходових частинах кранів та інших механізмів, які утримують підшипники кочення застосовується коефіцієнт тертя  $\mu$  приведенний до цапфи і для шарикопідшипників його величину рекомендується приймати в межах від 0,01 до 0,02.

Маючи величини  $W_{вн}$  і  $W_{зн}$  знайдемо величину  $\mu$ . Для цього прикладемо до зовнішнього радіуса цапфи силу  $F$

$$F = \frac{W_{вн}(R_{вн}-r+\delta)+W_{зн}(R_{вн}+2r)}{R_{вн}-\delta},$$

де  $\delta \approx r$  – товщина внутрішньої обойми і складемо суму моментів відносно центру шарика.

Приведений коефіцієнт із попередньої формули

$$\mu = \frac{W_{вн}(R_{вн}-r+\delta)+W_{зн}(R_{вн}+2r)}{Q(R_{вн}-\delta)}. \quad (9)$$

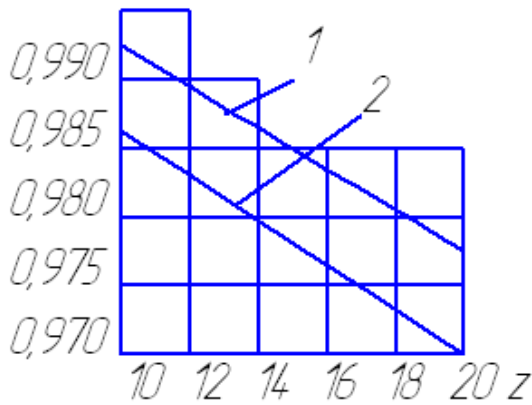


Рис.3 залежності коефіцієнта корисної дії шарикопідшипника від кількості шариків: 1- при обертанні внутрішньої обойми; 2- при обертанні зовнішньої обойми.

сили  $P_0$ , прикладеної на радіусі  $R_{вн}+r$ . При цьому ККД у випадку обертання внутрішнього кільця

$$\eta_{вн} = \frac{A_{ep}}{A_{cp}+A_{po}} = \frac{1}{1 + \frac{R_{зн}z(W_{вн}+W_{зн})}{5Q(R_{вн}+r)}}, \quad (10)$$

а при обертанні зовнішнього кільця

$$\eta_{зн} = \frac{1}{1 + \frac{R_{зн}z(W_{вн}+W_{зн})}{5Q(R_{вн}+r)}}. \quad (11)$$

Залежності  $\eta_{вн}$  і  $\eta_{зн}$  від кількості шариків підшипника показані на рис.4

Введемо термін «якість підшипника» як відношення

$$\lambda = \frac{Q^2}{1000[\delta]R_{cp}(K_{вн}+K_{зн})}, \quad (12)$$

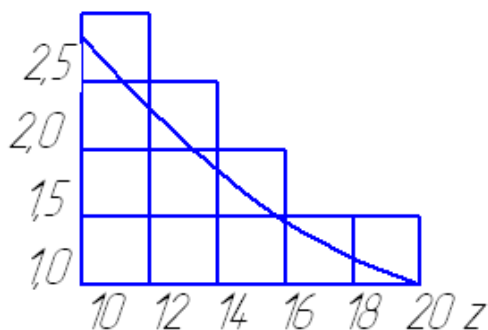


Рис 4. Залежність якості підшипника від кількості шариків.

обойми ККД шарикопідшипника вищий і різниця залежить від кількості шариків; 3. Величина коефіцієнта тертя підшипника, приведена до цапфи кранового колеса,

Величини  $\mu$  від кількості шариків при  $\delta=r$  показані на рис. 3.

Коефіцієнт корисної дії шарикопідшипників в довідковій літературі дається без врахування яка обойма обертається: внутрішня чи зовнішня. Що його величина різна видно із рис.3.

Для визначення ККД шарикопідшипника знайдемо роботу сил тертя кочення шарика по внутрішній і зовнішній обоймах та

Залежність  $\lambda$  від кількості шариків показано на рис.4.

**Висновки:** 1. Приведений до цапфи коефіцієнт опору шарикопідшипника зменшується зі збільшенням кількості шариків і різниця при  $z=10$  і  $z=20$  складає 26,6%; 2. ККД шарикопідшипника залежить від того яка обойма обертається: внутрішня чи зовнішня; при обертанні внутрішньої

отримана за запропонованою формулою, входять в рекомендовані величини, але дозволить більш точно встановлювати його величину.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Колесников С.Н. Теория механизмов и машин .- М. : Машиностроение, 1969. - 582 с.
2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия.- М.: Миф, 1989.- 510 с.
3. Бондаренко Л.М., Ракша С.В., Брильова М.Г. / Уточнення розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення / Підйомно - транспортна техніка. - Дн-ськ: ДІТ.- №1, 2005.- С.47-52.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К : Наук. Думка, 1988- 736 с.

### УДК 621.86

**Л. М. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, **О. А. ГЕЙКО** студент  
*ДВНЗ „Придніпровська державна академія будівництва та архітектури”*

## ЗАЛЕЖНІСТЬ ККД ПОЛІСПАСТА ВІД ЙОГО КРАТНОСТІ І КОЕФІЦІЕНТА ВИБОРУ ДІАМЕТРУ БЛОКА

**Постановка проблеми.** В існуючій нормативній та науковій літературі відсутні аналітичні залежності по визначенню ККД поліспастів в які б входили загальноприйняті константи, такі, як наприклад, жорсткості поліспаста при згині і поперечному стисненні, коефіцієнт Пуассона та інші. В довідниковій літературі [1, 2] наведені ККД поліспастів у залежності від кратності, але вони отримані експериментально згідно правил Держтехнагляду 1969 р., які відрізняються від нових Правил як вимогами до порядку вибору канату, діаметрів блоків, так і режимів роботи.

Отримати ККД поліспастів згідно вимог нових Правил експериментальним шляхом є задачею трудомісткою і дорогою з врахуванням багатотипності канатів і співвідношення розмірів.

**Ціль дослідження.** Запропонувати аналітичні залежності, які б розділили ККД на складові для з'ясування її головної частини з використанням загальноприйнятих констант та запропонувати головні напрямки для підвищення ККД.