

УДК 621.867.2.001.2

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКООПОР НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЇХ ПІДШИПНИКІВ

Надобко В.Б., Приліпко Ю.В.,

*Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка,*

Наведено результати аналізу досліджень впливу геометричних форм та параметрів роликкоопор лінійних секцій конвеєра на експлуатаційні характеристики підшипників середніх і бічних роликів.

Ключові слова: *геометричні параметри роликкоопор, підшипники роликкоопор, роликкоопори конвеєра.*

Актуальність проблеми

Як правило, практично по всій довжині стрічкового конвеєра стрічку підтримують лінійні роликкоопори, які на вантажній гілці складаються з трьох однакових за довжиною і діаметром роликів з кутом установки бічних роликів 30° або 36° . Ролики є найбільш масовими елементами стрічкового конвеєра з різним конструктивним виконанням залежно від розміру вантажу, що транспортується, його насипної щільності, ширини і швидкості руху конвеєрної стрічки.

Основними недоліками трироlikової роликкоопори з однаковою довжиною роликів є нерівномірне навантаження, що припадає на середній і бічні підшипники роликів, а також недовикористання стрічки за продуктивністю. Так, на трироlikовій опорі при роliках рівної довжини навантаження, що припадає на середні підшипники роliка, складає близько 70 % від сумарного навантаження від вантажу, що транспортується, стрічки і ваги обертових частин роликкоопор. При цьому, на бічні підшипники роликів припадає 30 %, тому навантаження на підшипники середнього роliка приблизно в 2,5 разу більше, ніж на підшипники бічних роликів.

Таким чином, аналіз раціональних параметрів роликкоопор лінійних секцій потужних стрічкових конвеєрів за рахунок зміни геометричної форми роликкоопори для вирівнювання навантажень на підшипники середнього і бічних роликів конвеєрів є актуальним дослідженням у даній сфері.

Аналіз досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми

На вживаних нині роликкоопорах з роliками рівної довжини, підшипники бічних роликів істотно недовантажені, а середні – перевантажені, що призводить до скорочення терміну служби останніх [1, 3, 5].

Формулювання цілей статті

Метою даної статті є аналіз шляхів визначення раціональних параметрів роликкоопор лінійних секцій потужних стрічкових конвеєрів та їхній вплив на експлуатаційні характеристики підшипників середнього і бічних роликів стрічкового конвеєра.

Виклад основного матеріалу

Для оцінювання впливу геометричних параметрів роликів на експлуатаційні характеристики підшипників конвеєрних роликів розглянуто найбільш важливі фактори, що визначають їх вибір [5].

До таких характеристик підшипників роликів можуть бути віднесені: термін служби в заданих умовах експлуатації при ймовірності безвідмовної роботи (90 %-ний ресурс); допустиме статичне навантаження (радіальне і осьове); допустимий кут перекосу осі в підшипниках; гранична частота обертання підшипників при вибраному виді мастила. Крім того, існує також ряд параметрів, які бажано встановлювати на мінімально можливому рівні (наприклад, габаритні розміри, відношення діаметра тіл кончення до діаметра проникаючих в мастило часток забруднень тощо). Зазвичай, ці параметри беруть до уваги, якщо при виконанні обов'язкових вимог є варіанти вибору типу підшипників.

Гарантований (90 %-ний) термін служби підшипників в будівельній галузі прийнято встановлювати в межах 15000...18000 годин, виходячи з календарного терміну служби 3 роки і 18-годинного навантаження устаткування на добу (3 зміни по 6 годин). Необхідно відмітити, що багато будівельних підприємств працюють цілодобово, без вихідних днів, а календарний термін служби підшипників конвеєрних роликів приймається рівним п'яти рокам. У той же час необхідне гарантоване напрацювання складає 44000 годин і більше, а отриманий таким чином діапазон зміни нормативної довговічності підшипників може служити основою для оцінювання їх експлуатаційних характеристик.

Гарантований термін служби підшипників конвеєрних роликів визначається за формулою [1] (год):

$$T_{10} = \pi D_p (C_o/P_e)^3 / 3, 6v_n, \quad (1)$$

де T_{10} – напрацювання, при якому відмовлять не більше 10 % підшипників, год;

D_p – діаметр роликів, мм;

v_n – швидкість руху стрічки, м/с;

P_e – еквівалентне динамічне навантаження на найбільш навантажений підшипник ролика, Н;

C_o – коефіцієнт динамічної вантажопідйомності цього типу підшипників, Н;

Еквівалентне динамічне навантаження визначається [2] як:

$$P_e = (XV F_p + Y F_o) K_D K_T, \quad (2)$$

де F_p – радіальна складова навантаження на підшипник;

F_o – осьова складова навантаження;

X, V, Y – коефіцієнти, що враховують, яке з кілець підшипника обертається по відношенню до вектору навантаження (внутрішнє або зовнішнє), а також співвідношення радіальної і осової складових навантаження;

K_D – коефіцієнт динамічності навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт, який при робочій температурі до 120 °С дорівнює 1.

Оскільки, у більшості роликів внутрішнє кільце підшипників по відношенню до вектору навантаження нерухоме, необхідно приймати коефіцієнт $V=1,2$ [2].

Значення коефіцієнтів X і Y визначають залежно від співвідношення F_o/F_p . Якщо це співвідношення не перевищує деякої граничної величини E , то приймається $X=1, Y=0$.

Мінімально можливе значення величини E для різних співвідношень осового навантаження до радіального і різних типів кулькових радіальних підшипників складає не менше $E_{\min}=0,19$. Оскільки, осьове навантаження на підшипники бічних роликів, що виникає від їх ваги, тиску вантажу, ваги стрічки і самих роликів, не перевищує 0,19 частини радіального навантаження, тому завжди можна приймати $X=1, Y=0$. Для роликів підшипників (конічних радіально-упорних типу 7506, 7508 і т.д.), вживаних у конвеєрних роликах важкого типу, величина $E > 0,37$, тому можна приймати $X=1, Y=0$.

Таким чином, формула (2) набуває вигляду

$$P_e = 1,2 K_D F_p. \quad (3)$$

Допустиме статичне навантаження на підшипники обмежене коефіцієнтом статичної радіальної вантажопідйомності $C_{ст}$:

$$P_{ст} \leq C_{ст}, \quad (4)$$

де $P_{ст}$ – еквівалентне статичне радіальне навантаження, рівне більшій з двох наступних величин:

$$P'_o = X_o F_o + Y_o F_o \text{ і } P''_o = F_p, \quad (5)$$

при цьому, для радіальних кулькових підшипників [2]

$$X_o = 0,6; Y_o = 0,5. \quad (6)$$

При застосуванні у лінійних ролюкоопорах конічних ролюкових підшипників ці коефіцієнти мають приблизно такі ж значення. При цьому, якщо $F_0/(F_p \cdot 1,2) < 0,19$, то очевидно, що $P'_0 > P'_0$, тому можна завжди приймати $X_0=1$, $Y_0=0$, $P_{CT}=F_p$.

Оцінено, наскільки важливе для підшипників ролюкоопор обмеження (4) по статичній вантажопідйомності для підшипників конвеєрних роликів [5].

Довговічність підшипників, виражена в мільйонах обертів, визначається згідно (1) як

$$L=(C_0/P_e)^3=(C_0/1,2K_D F_p)^3. \quad (7)$$

Слід зазначити, що конвеєрний ролик при нормативному терміні служби – $T_0=18000$ год, навіть при діаметрі обичайки $D_p=209$ мм і швидкості руху стрічки всього 1 м/с зроби́ть число обертів рівне величині

$$L=\frac{3,6v_{дл}}{\pi D_p} \cdot T_{10} \approx 94 \cdot 10^6. \quad (8)$$

Звідси виходить, що за умовою достатньої динамічної вантажопідйомності, $(\frac{C_0}{1,2K_D F_p})^3 \geq 94$, радіальне складове навантаження на підшипник ролика буде

$$F_p \leq \frac{C_0}{1,2K_D \sqrt[3]{94}}, \quad (9)$$

де $\sqrt[3]{94} \approx 4,55$.

За умовою достатньої статичної вантажопідйомності коефіцієнт статичної вантажопідйомності повинен бути не меншим ніж динамічної

$$C_{CT} = (1,0 \div 2,5)C_0; F_p \leq C_0. \quad (10)$$

Таким чином, умова статичної вантажопідйомності підшипника допускає значення радіального навантаження як мінімум в 5,5 разу більше, ніж умова достатньої динамічної вантажопідйомності, тому перевірку підшипників ролика по статичній вантажопідйомності виконувати немає сенсу [5].

Одним з основних обмежень для підшипника ролика є допуск по куту перекосу в підшипниках осі ролика через можливий вигин останньої, що є дуже важливим, оскільки допустимі кути перекосу для кулькових радіальних підшипників складають не більше $8'$, а для ролюкових конічних не більше $2'$ (для підшипників нормального ряду радіальних проміжків) [2].

Як правило, допустиме навантаження F_p за жорсткістю осі ролика менше, ніж розраховане за умовою динамічної вантажопідйомності підшипника (іноді в 1,5...2,0 рази) [3]. У цьому випадку необхідно або збільшити діаметр осі ролика, для чого при тому ж коефіцієнті динамічної вантажопідйомності необхідно переходити на підшипники легших серій, або допускати недовикористання динамічної вантажопідйомності підшипника.

Помітимо, що в першому випадку збільшиться як діаметр зовнішнього кільця ролика, так і його обичайки (діаметр самого ролика).

Таким чином, якщо нехтувати збільшенням металоємності роликкоопору, можна збалансувати вимоги до жорсткості осі ролика і динамічної навантажопідйомності підшипників. При вирівнюванні навантажень на підшипники середнього і бічних роликів шляхом збільшення відносної довжини останніх виконання вимоги до необхідної жорсткості осі бічних роликів стає особливо важливим [5].

Оцінено, наскільки компенсується зниження найбільшого фактичного навантаження на підшипники роликкоопори зниженням допустимого навантаження за умови жорсткості осі бічних роликів при збільшенні їх відносної довжини (довжина середніх роликів зменшується, і перекис їх осей у підшипниках знижується), з урахуванням того, що інші конструктивні параметри ролика, окрім його довжини, незмінні [5].

Еквівалентність двох варіантів роликкоопори за жорсткістю осі ролика зведено до рівності кутів повороту в точках установки підшипників роликів для двох схем, приведених на рисунку 1. На цьому рисунку позначені максимальні зусилля, діючі на підшипники: P_T – в традиційному варіанті виконання роликкоопори і P_n – в новому варіанті роликкоопори при зміні довжини роликів. Довжини роликів позначені такими ж індексами, а відстань між підшипниками і довжину ролика розрізнятимемо по кінцях осі. Першу з цих величин позначено через l_n , а другу через l_n+2a . Відстань a мала в порівнянні з l_n , і ця відстань трохи відрізняється від довжини труби ролика.

На рисунку 1 показані також епюри згинальних моментів, що виникають в осях роликів, які прийняті у вигляді балок, шарнірно закріплені на кінцях. При цьому, відстань між центрами тиску осей роликів на їх кронштейни прийнята приблизно рівною довжині осі.

При визначенні кутів перекосу осей роликів прийнято діаметр осі, що розташовується під внутрішнім кільцем підшипника (посадка підшипника), однаковою по усій довжині осі, хоча, зазвичай, ділянка осі CD (див. рисунок 1) має більший діаметр, тому зроблене припущення йде в запас надійності виконаних розрахунків.

Як відомо [4], кут повороту перерізу балки $\varphi(x)$ визначається як інтеграл від згинального моменту $M(x)$ поділений на момент інерції поперечного перерізу осі J і модуль пружності матеріалу осі E :

$$\varphi(x) = \frac{1}{EJ} \int M(x) dx. \quad (11)$$

Для випадку середнього ролика, показаного на рисунку 1, а, максимальний кут повороту осі в точках А і В рівний [4]

$$\varphi_A = \frac{P_T a (a + l_{пТ})}{2EJ}. \quad (12)$$

У місці установки підшипників (точки С і D):

$$\varphi_D = \varphi_C = \frac{1}{EJ} \left[\frac{P_T a (a + l_{\text{ПТ}})}{2} - P_T \frac{a^2}{2} \right] = \frac{P_T a l_{\text{ПТ}}}{2EJ}. \quad (13)$$

Для нової конструкції ролюкоопори з подовженим бічним роликком, зображеної на рисунку 1, б, кути повороту осі бічного ролика в перерізах А і В не рівні.

Максимальний кут повороту осі в точці А визначиться як

$$\varphi_A = \frac{P_H}{12EJ} [a(ga + 5l_{\text{ПН}})]. \quad (14)$$

У місці встановлення нижнього підшипника бічного ролика (точка С на рисунку 1, а) з урахуванням того, що $a \ll l_{\text{ПН}}$, кут повороту

$$\varphi_C = \frac{5P_H a l_{\text{ПН}}}{12EJ}, \quad (15)$$

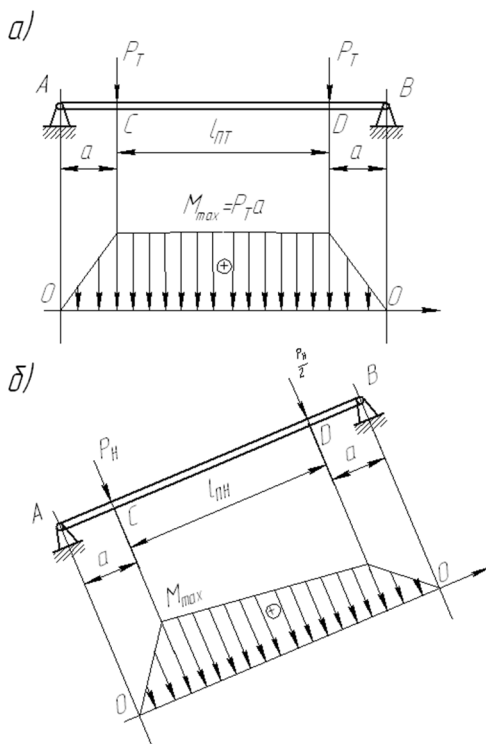


Рис. 1. Розрахункові схеми до визначення кутів повороту осей роликів: а – максимально навантаженого середнього ролика в традиційній ролюкоопорі; б – подовженого бічного ролика при вирівнюванні навантажень на підшипники (новий варіант)

Прирівнюючи вирази (13) і (15), отримане співвідношення допустимого максимального навантаження на підшипник ролика і зміни довжини бічних роликів

$$\frac{P_T l_{PT}}{2} = \frac{5P_H l_{PH}}{12}. \quad (16)$$

Щоб кут перекосу осі подовжених бічних роликів не перевищував кута перекосу найбільш навантажених в традиційній схемі роликкоопор осей середніх роликів, повинна дотримуватися нерівність

$$\frac{5}{6} \cdot \frac{P_{PT}}{P_T} \leq \frac{l_{PT}}{l_{PH}}, \quad (17)$$

тобто, при подовженні бічних роликів навантаження на найбільш навантажений підшипник повинне знижуватися приблизно в 1,2 разу менш інтенсивно, ніж збільшується їх довжина. Наприклад, при збільшенні довжини бічних роликів у два рази в порівнянні з традиційною конструкцією (при тій же ширині стрічки) навантаження на нижній підшипник бічного ролика має бути менше навантаження на підшипник середнього ролика в 1,7 разу, що цілком можливо.

Встановлено, що мінімальне теоретично можливе навантаження на найбільш навантажений підшипник роликкоопори тільки від тиску вантажу складає 0,2 від ваги вантажу і може збільшуватися приблизно в два рази при зростанні довжини бічного ролика [5].

Оскільки, в традиційній конструкції роликкоопори підшипники середнього ролика сприймають приблизно 0,325 ваги вантажу, навантаження на найбільш навантажений підшипник знижується приблизно в 1,63 разу. При цьому, підвищується навантаження від ваги роликів і стрічки, але його зростання складає не більше 10 % від ваги вантажу, що транспортується.

Таким чином, при знаходженні оптимальної довжини бічних роликів, можуть бути досягнуті необхідні рішення зниження розрахункового навантаження на підшипники, що забезпечують не меншу жорсткість осей роликів, ніж була раніше. Необхідно відмітити, що це може відноситися тільки до випадку, коли заміна підшипників ролика на легший тип відбувається без зменшення діаметра їх внутрішнього кільця [5].

Проведено оцінювання фактору обмеження за швидкістю обертання підшипника [5]. Мінімальні значення через гранично допустимі швидкості обертання підшипників характерні для підшипників великого діаметру. Для типів підшипників, які використовуються в конвеєрних роликах, були вибрані теоретично можливі крайні випадки (дуже великі діаметри), які наведені в таблиці 1 [2].

Таблиця 1. Допустимі швидкості обертання підшипників роликів при пластичному змащуванні

Тип підшипника ролика	214	314	414	7514
Максимально допустима швидкість обертання, об/хв	5000	4500	3800	2800

Проведено оцінювання максимально можливої реальної швидкості обертання конвеєрного ролика при максимальній швидкості руху стрічки і мінімальному діаметрі ролика ($v_{л} = 9$ м/с, $D_p = 89$ мм)

$$n = \frac{60 \times 10^3 v_{л}}{\pi D_p} \approx 1932 \text{ об/хв.} \quad (18)$$

Таким чином, обмеження за швидкістю обертання підшипників при існуючих параметрах стрічкових конвеєрів несуттєве.

З виконаного аналізу експлуатаційних вимог до підшипників конвеєрних роликів витікає, що вибір підшипників треба робити за їх динамічною вантажопідйомністю. При цьому можна враховувати тільки радіальну складову навантажень на підшипник.

У випадках, якщо в традиційній роlikоопорі жорсткість осі середнього ролика, що визначає допустиме навантаження, виявиться недостатньою, то потрібна перевірка і за цим фактором для випадку зміни діаметра внутрішнього кільця підшипника на менший.

У зв'язку зі зменшенням навантаження на найбільш навантажений підшипник (від d_T до d_H), умова (17) набуває вигляду:

$$\frac{11}{18} \left(\frac{d_T}{d_H} \right)^4 \frac{P_{ПТ}}{P_T} \leq \frac{l_{ПТ}}{l_{ПН}}. \quad (19)$$

У виразі (19) враховано, що момент інерції круглого перерізу осі ролика рівний $\frac{\pi d^4}{64}$, де d – внутрішній діаметр підшипника.

Аналіз типорозмірних рядів підшипників, використовуваних в конвеєрних роliках, показує, що їх динамічна вантажопідйомність пропорційна величині $(d)^n$, де $n=1,4 \dots 1,8$, причому, n приймає більші значення для діаметрів важчих серій. Тому, якщо зменшення динамічної вантажопідйомності підшипників відбувається одночасно зі зменшенням діаметру їх внутрішнього кільця (посадочного розміру) в межах однієї серії діаметрів (пропорційно зниженню навантаження P), то умова (19) набуде вигляду:

$$\frac{5}{6} \left(\frac{P_{ПТ}}{P_T} \right)^k \leq \frac{l_{ПТ}}{l_{ПН}}, \quad (20)$$

де $k = -1,86 \dots -1,22$.

Співвідношення (20) фізично нездійсненно, тому в цьому випадку потрібний перехід на легші серії підшипників з незначним зменшенням діаметру їх посадочного розміру або взагалі без його зниження.

Висновки

Аналіз експлуатаційних вимог до підшипників конвеєрних роликів при змінній геометричній формі роlikоопор показав [5], що вибір підшипників слід робити за їх динамічною вантажопідйомністю. При визначенні необхідної динамічної вантажопідйомності підшипника досить врахову-

вати тільки радіальну складову навантажень на підшипник. При цьому повинна забезпечуватися достатня жорсткість осі бічного ролика підшипника при вигині, оскільки допустимий кут перекосу осі в підшипнику дуже малий.

При подовженні бічних роликів з метою вирівнювання навантажень на підшипники середнього ролика і нижній підшипник бічного ролика не можна допускати зменшення внутрішнього діаметру підшипників при зменшенні їх динамічної вантажопідйомності. Із закономірностей побудови типорозмірного ряду підшипників виходить, що зменшення динамічної вантажопідйомності підшипників необхідно здійснювати тільки при збереженні або збільшенні діаметра їх осі.

Список використаних джерел

1. Галкин В.И. Методы расчёта и оценка показателей надёжности ленточных конвейеров горных предприятий: дисс. докт. техн. наук, 05.05.06 / В.И. Галкин. – М.: МГГУ, 2000. – 252 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.
3. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчёт ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
4. Краткий физико-технический справочник. В 3-х т.т., т. 2. // Под ред. К.П. Яковлева. – М.: Физматгиз, 1962. – 420 с.
5. Шоджаатолхосейни Сейед Али. Обоснование рациональных параметров роlikоопор линейных секций мощных ленточных конвейеров горных предприятий: дисс. канд. техн. наук, 05.05.06 / Сейед Али Шоджаатолхосейни. – М.: МГГУ, 2009. – 136 с.

Abstract

ANALYSIS OF WAYS OF DETERMINING THE EFFECT OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE ROLLERS ON THE CHARACTERISTICS OF THEIR BEARINGS.

Nadobko V.B., Prylipko Yu.V.

The results of the analysis of the influence of geometrical forms and parameters of the roller bearings of the linear sections of the conveyor on the performance characteristics of the bearings of medium and lateral rollers are given.

Keywords: *geometric parameters of the roller bearing, roller bearings, roller bearings of the conveyor.*