

УДК 621.822

А. В. ГАЙДАМАКА

## ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ: УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ (НАУКОВИЙ ОГЛЯД)

Проаналізовано недоліки методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення і упорядковано наукові публікації з його удосконалення. Це дозволило визначити основні тенденції розвитку теорії щодо розрахунку підшипників для виявлення напрямків перспективних досліджень

**Ключові слова:** підшипники кочення, метод розрахунку підшипників, ресурс підшипників, клас точності підшипників.

Проанализированы недостатки метода расчёта по ГОСТ 18855–94 динамически нагруженных подшипников качения и упорядочены научные публикации по направлению усовершенствования. Это позволило определить основные тенденции развития теории расчёта подшипников для выявления перспективных исследований

**Ключевые слова:** подшипник качения, метод расчёта подшипников, ресурс подшипников, класс точности подшипников

The disadvantages of the method of calculation according to StateST 18855–94 dynamically loaded roller bearings are analyzed and the scientific publications on its improvement on the purpose of bearings, according to the approach to the construction of models, are taken into account, taking into account the factors of influence. This made it possible to determine the main tendencies of the development of the theory of the calculation of bearings for the identification of directions of perspective research, which consists in refining the coefficient of joint influence of metal quality, features of production technology, design and operating conditions, and coefficients taking into account damages from radial and axial loads. The influence on the resource of the bearing of factors of different physical nature, provided that their statistical independence is adequately established on the basis of probabilistic models, and the influence of the design features of the bearings and bearing units requires verification by numerical calculations.

**Keywords:** bearings, method of calculating bearing life bearings, precision bearings class.

**Вступ.** При проектуванні машин динамічно навантажені підшипники кочення підбирають на основі розрахунку за ДержСТ 18855–94 довговічності (ресурсу). Формула для визначення ресурсу підшипників включає багато емпіричних коефіцієнтів, тому результати розрахунку можуть іноді суттєво (у десятки разів) відрізнятись від фактичного терміну експлуатації. Разом з тим в Україні натепер відсутні книги, довідники, монографії з підшипників кочення, де були б проаналізовані сучасні підходи з удосконалення методу розрахунку підшипників. Вказане спонукало автора до розгляду та аналізу найбільш значимих останніх (за 25...30 років) публікацій з питання сучасного стану теорії розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення і хоча б до часткового, не претендуючи на повне і всебічне висвітлення, поповнення дефіциту цієї інформації.

**Аналіз літературних даних і постановка проблеми.** Вибір динамічно навантажених підшипників кочення з числа стандартних виконують з урахуванням конструкції валу і особливостей експлуатації за умовою [1]:

$$L_h \geq [L_h], \quad (1)$$

де  $L_h$ ,  $[L_h]$  – відповідно розрахунковий і потрібний ресурси.

Розрахунковий ресурс підшипників визначається емпіричною формулою

$$L_h = (10^6 / 60n) \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C/P)^p, \quad (2)$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$a_1$  – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від дійсності;

$a_2$  – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від спеціальних властивостей підшипника;

$a_3$  – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від умов роботи підшипника;

$C$  – базова динамічна вантажність підшипника (вибирається за стандартом);

$P$  – розрахункове еквівалентне навантаження підшипника;

$p$  – показник степені ( $p = 3$  для кулькових підшипників,  $p = 10/3$  для роликових підшипників).

В закордонній практиці [2] замість коефіцієнтів

$a_2$ ,  $a_3$  вводять коефіцієнт  $a_{23}$ , що узагальнює сумісний вплив якості металу, особливостей технології виробництва, конструкції і умов експлуатації. Фірма SKF використовує якісно новий коефіцієнт  $a_{SKF}$  [3], який враховує мастильний шар, ступінь його забруднення та граничне навантаження за втомою.

Базова динамічна радіальна вантажність кулькових підшипників:

$$D_w \leq 25,4: C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (3)$$

$$D_w > 25,4: C_r = 3,65 b_m \cdot f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,4}; \quad (4)$$

базова динамічна радіальна вантажність роликових підшипників:

$$C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot l_w \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}, \quad (5)$$

де  $b_m$  – коефіцієнт, що характеризує спосіб виготовлення сталі;

$f_c$  – коефіцієнт, що залежить від геометрії деталі, точності виготовлення, матеріалу;

$i$  – число рядів тіл кочення;

$l_w$  – довжина ролика;

$\alpha$  – номінальний кут контакту підшипника;

$z$  – число тіл кочення в підшипнику;

$D_w$  – діаметр тіла кочення.

Еквівалентне радіальне навантаження радіально-упорних кулькових та роликових підшипників розраховують за емпіричним виразом

$$P = P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_T, \quad (6)$$

радіальних кулькових та роликових підшипників – за емпіричним виразом

$$P = P_r = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (7)$$

де  $F_r$ ,  $F_a$  – радіальне і осьове навантаження;

$X$ ,  $Y$  – коефіцієнти, що враховують різні пошкодження від радіального і осьового навантажень;

$V$  – коефіцієнт обертання;

$K_\sigma$  – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження;

$K_T$  – температурний коефіцієнт.

Представлений метод розрахунку ресурсу динамічно навантажених підшипників кочення за середніми значеннями радіальних і осьових навантажень та частоти обертання, отриманих апроксимацією реального режиму роботи, має суттєві недоліки, що полягають в наступному.

Значення коефіцієнту  $a_1$  вказані в додатку 2 [1], а коефіцієнти  $a_2$ ,  $a_3$  рекомендується визначати за допомогою спеціальних лабораторних та експлуатаційних випробувань. Однак лабораторні випробування не завжди прийнятні через недостатньо об'єктивно отриману інформацію, а проведення експлуатаційних випробувань для деяких машин пов'язано зі значними економічними труднощами. Крім того, неможливо за результатами експлуатаційних випробувань встановити вплив тих чи інших умов експлуатації на надійність конкретної деталі підшипника, а також неможливо забезпечити рівну надійність деталей, оскільки враховується тільки один, хоча і безумовно важливий фактор – контактна витривалість поверхневих шарів кочення кілець і роликів, але не єдиний з ряду можливих, що визначають пошкодження підшипників.

У ДержСТ 18855–94 є зауваження "розрахунки, що виконані згідно з даним стандартом не дають точних результатів для підшипників, що працюють в таких несприятливих умовах і мають таку внутрішню конструкцію, при яких зменшується зона контакту між тілами кочення і доріжками кочення кілець". Несприятливі умови роботи підшипників, про які йде мова в стандарті, характерні для режимів нестационарного комбінованого навантаження підшипника радіальними і осьовими силами, коли виникають перекося кілець. Якщо закономірність розподілу радіального навантаження може бути в більшості випадків відносно просто описана аналітичним виразом, то розподіл осьового навантаження наприклад при перекося кілець, має неодонозначний характер і залежить від конструкції підшипникового вузла. Це спонукає до удосконалення методики визначення еквівалентного навантаження.

Точність розрахунку ресурсу підшипника істотно знижується, якщо підшипниковий вузол містить не один, а декілька підшипників. У практиці подібних розрахунків, не звертаючи уваги на статичну невизначеність системи, приймають умову рівномірності розподілу радіального навантаження по тілах кочення. При складанні підшипникових вузлів з декількома підшипниками рівномірність розподілу радіального навантаження намагаються забезпечувати їх комплектуванням за різницею в розмірах поперечних перерізів і зазорів, з урахуванням деформації вала.

Додаткові труднощі в розрахунках підшипників пов'язані з урахуванням: конструкцій деталей, які здійснюють кріплення підшипників на валу і в корпусі вузла; конструкцій деталей ущільнення вузла; стану мастильного матеріалу. Ці особливості пропонується враховувати спеціальним коефіцієнтом за результатами експлуатаційних випробувань, які не завжди можливі.

Зазначені недоліки методу розрахунку ресурсу підшипників кочення за ДержСТ 18855–94 відбиваються на якості проектування підшипникових вузлів машин, що не дозволяє провести всебічний аналіз їх конструкцій і вибрати кращий варіант, а також вимагають коректування норм витрат підшипників при планових ремонтах.

Недосконалість розглянутого методу розрахунку ресурсу підшипників кочення підтверджує досвід експлуатації залізничних вагонів та локомотивів [4], авіаційних двигунів [5], шпindelних вузлів верстатів [6],

електромашин [7]. Передчасний вихід з ладу вищевказаних машин спостерігається через невідповідність розрахункового і фактичного ресурсів за контактнo-втомними пошкодженнями підшипників згідно з формулами (1) і (2), які не враховують інші види пошкоджень. Наприклад, частота появи втомних руйнувань сепаратора та задирок торців роликів чи бортів кілець циліндричних роликів підшипників букс вантажних та пасажирських вагонів може бути спільномірною з частотою контактнo-втомних пошкоджень кілець [8].

Достатньо повний аналітичний огляд основних науково-дослідних робіт з теорії розрахунку підшипників кочення [9], а також вклад науковців Науково-дослідного інституту підшипникової промисловості колишнього СРСР [10] подано у 1981 р. З тих пір в технічній літературі відсутні систематизовані відомості про досягнення вітчизняної і світової науки в означеній галузі промисловості. Тому сучасні підручники з деталей машин [11–14] і довідники з підшипників кочення [15–19] недостатньо приділяють уваги питанням аналізу недоліків існуючого методу розрахунку ресурсу підшипників кочення, шляхів їх подолання та удосконалення.

**Ціль та задачі.** Метою роботи є проведення аналітичного огляду найбільш значимих останніх публікацій з удосконалення методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення, що дозволить виявити основні тенденції розвитку теорії розрахунків для визначення напрямів перспективних досліджень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– провести упорядкування публікацій з удосконалення методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення;

– виявити основні тенденції розвитку теорії розрахунків ресурсу підшипників для встановлення напрямів перспективних досліджень.

**Основна частина.** Публікації з розвитку методу розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення загального призначення пов'язані з уточненням впливу мастила і його забруднення [20–29], з урахуванням дефектності матеріалу деталей і залишкових напружень [32–35], з розробкою напівемпіричних і статистичних моделей накопичення пошкоджень [36–40], із застосуванням базових контактних напружень [41] і ймовірнісних моделей визначення ресурсу [42–46].

Перші оцінки ресурсу підшипників з урахуванням забрудненості мастильного матеріалу виконані в роботах Т. Tallian [20, 21]. Подальший розвиток підходу з урахування властивостей мастила деталей в розрахунку ресурсу підшипників кочення здійснений в роботах L. Halliger, W. Post [22–24], де представлено методики визначення коефіцієнту  $a_{23}$  і  $a_{SKF}$ . Розроблені математичні моделі контакту кілець з тілами кочення враховують геометрію і матеріал сторонніх частинок мастила, що дає можливість більш точно оцінити ресурс підшипника. Однак ці методики потребують значної підготовки роботи, яка включає лабораторний аналіз забруднення мастила і числового розрахунку складного базового рівняння коефіцієнту забруднення за спеціальними програмами. Тому в роботах К. Г. Ган, Л. М. Зайтова, Фам Дик Зунг [25, 26] пропонується емпірико-аналітичний метод визначення коефіцієнта  $a_{23}$  на основі ресурсних випробувань більш ніж 7000 підшипників різних типів, згідно з яким

$$a_{23} = a_1 \cdot K^{b_1}, \quad (8)$$

де  $K$  – коефіцієнт в'язкості,  $K = \nu / \nu_1$ ;

$\nu$  – фактична в'язкість мастила,

$$\nu = \frac{533 - 2,1t^0}{At^0 + B - \lg \nu_{40}(C + Dt^0)};$$

$\nu_1$  – в'язкість мастила при гідродинамічному режимі роботи,

$$\nu_1 = \frac{E}{d_m \cdot n^b};$$

$d_m$  – середній діаметр підшипника, мм;

$t$  – температура підшипника, °С;

$\nu_{40}$  – вихідна кінематична в'язкість мастила при 40 °С, мм<sup>2</sup>/с;

$b, a_1, b_1, A, B, C, D, E$  – емпіричні коефіцієнти.

Э. М. Баскін [27–29] стверджує, що за формулами (1) і (2) можна отримати задовільні результати розрахунку ресурсу підшипників лише в режимі пружно гідродинамічного тертя, однак різним режимам тертя деталей в підшипнику відповідають свої процеси руйнування, які повинні визначатися відповідними рівняннями ресурсу. Це припущення підтверджується дослідженнями Т. Tallian, Х. Мура [30, 31], де викладена нова концепція пошкодження підшипників: в режимі пружно гідродинамічного тертя спостерігаються підповерхневі пошкодження, а при відсутності – поверхневі. Тому в [27–29] для оцінки ресурсу підшипників залежно від режиму тертя на основі статистичної обробки результатів випробувань запропоновано емпіричні формули. Різні режими тертя і змащування пропонуються характеризувати параметром  $\lambda = h_0 / R_a$ , де  $h_0$  – товщина мастильної плівки,  $R_a$  – висота нерівностей поверхонь. При пружно гідродинамічному режимі –  $\lambda = 3..5$ ; частково пружно гідродинамічному –  $\lambda < 3$ ; граничному –  $\lambda < 0,4$ . Для граничного змащування з  $\lambda < 0,00194 \dots 0,0084$  ресурс:

$$t_{0,9} = 10^{16,12} (\lambda_z^{1,364} / (\sigma_m / 10)^{2,645} \cdot f_{\text{ц}}^{0,6869}), \quad (9)$$

для гранично-змішаного змащування з  $\lambda < 0,0127 \dots 0,35$

$$t_{0,9} = 10^{16,64} (\lambda_z^{0,089} / (\sigma_m / 10)^{1,404} \cdot f_{\text{ц}}), \quad (10)$$

для змішаного гідродинамічного змащування з  $\lambda < 0,489 \dots 1,0$ :

$$t_{0,9} = 10^{40,05} (\lambda_z^{12,78} \cdot \text{Re}^{8,134} / (\sigma_m / 10)^{2,263} \cdot f_{\text{ц}}^{3,913}), \quad (11)$$

де

$$\lambda_z = h_0 / R_z; \quad R_z = 0,5(R_{\text{зк}} + R_{\text{зт}}); \quad \sigma_m = (858 / \mu \cdot \nu) (F_0 \sum \rho^2)^{1/3};$$

$$f_{\text{ц}} = 60n \cdot z((d_0 + d_{\text{т}} \cdot \cos \alpha) / 2d_0) (2\psi_F / 360);$$

$F_0$  – навантаження на центральне тіло кочення, Н;  
 $\mu, \nu$  – допоміжні величини;

$\sum \rho$  – сума кривизн в контакті тіла кочення з кільцем, 1/мм;

$\psi_F$  – кут зони навантаження;

$d_{\text{т}}, d_0$  – діаметри відповідно тіла кочення і їх центрів;

$\text{Re}$  – число Рейнольдса.

Урахування дефектності матеріалу кілець та тіл кочення в розрахунках ресурсу підшипників запропоновано О. Н. Черменским [32]. Однак такий підхід вимагає великого обсягу попередніх експериментальних

досліджень і доцільний, коли від деталей потрібна підвищена надійність при мінімальних розмірах.

Статистичні моделі контактної втоми на основі розвитку тріщин з одночасним урахуванням впливу сторонніх часток в металі, залишкових напружень, забрудненості мастила запропоновані в роботах І. І. Кудиш [33–35].

Для оцінки ресурсу підшипників з урахуванням сукупної дії контактної втоми, абразивного зносу, деградації мастильного матеріалу в публікаціях Н. Н. Добромислова [36–40] пропонується застосування напівемпіричних кінетичних моделей накопичення пошкоджень, що розвиваються поступово. Вичерпання ресурсу підшипника визначається векторним диференціальним рівнянням

$$\frac{dV}{dt} = \Phi(V, d, q, r, f, R, T, t), \quad (12)$$

де  $V = \{V_1, V_2, V_3\}$  – векторна міра пошкодження, що визначається скалярними мірами контактної втоми  $V_1$ , зносу  $V_2$ , забруднення мастила  $V_3$ ;  
 $d$  – вектор розмірів контактуючих деталей;  
 $q$  – вектор навантажень;  
 $r$  – вектор властивостей матеріалу деталей і мастила;  
 $f$  – вектор характеристик тертя і зношування;  
 $R$  – вектор параметрів шорсткості контактуючих деталей;  
 $T$  – температура в зоні контакту.

Вид функціоналу  $\Phi$  визначається типом машини, опорами кочення і умовами експлуатації. Знання  $\Phi$ , його аргументів і контуру, що обмежує область допустимих значень  $V_1, V_2, V_3$  знаходять  $V = \{V_1, V_2, V_3\}$ . Показники безвідмовності і довговічності розраховують за ГОСТ 27.002–2015. Запропонований метод визначення показників безвідмовності і довговічності підшипників кочення потребує стендових випробувань підшипників того ж типу для визначення, що не завжди можливо через значну вартість, наприклад великогабаритних підшипників з діаметром отвору кільця  $d \geq 100$  мм. Випробування на малогабаритних підшипниках потребує розробки відповідної фізичної моделі, що не гарантує можливих похибок. Ряд питань прогнозування контактної втоми (визначення еквівалентного напруження, критеріїв руйнування, масштабного фактору) вирішується теоретично. Це дозволяє не враховувати у розрахунках контактної витривалості ряд технологічних чинників, а також еквівалентне навантаження на підшипник, від якого в значній мірі залежить точність розрахунку.

Урахування базових контактних напружень окремо для зовнішнього і внутрішнього кілець підшипника подано в роботі В. В. Макаруча [41]. Ресурс зовнішнього кільця визначається виразом

$$L_{h_3} = \frac{10^6}{6z_n^{0,1} \cdot n_0} \cdot \sigma_6^9 / \left( \sum_{i=1}^{z_n} \sigma_3^{10}(i) \right)^{0,9}, \quad (13)$$

де  $n, n_0$  – частота обертання внутрішнього кільця та тіла кочення;

$z_n$  – число навантажених тіл кочення;

$\sigma_6$  – базове контактне напруження, що відповідає  $10^7$  циклам навантаження;

$\sigma_3$  – контактне напруження зовнішнього кільця.

Ресурс внутрішнього кільця визначається як

$$L_{hb} = \frac{10^6}{6(n-n_0)} \cdot \sigma_6^9 / \sum_{i=1}^{z_h} \sigma_b^9(i), \quad (14)$$

де  $\sigma_b$  – контактне напруження зовнішнього кільця.

Ресурс підшипника з урахуванням ймовірності сумісного руйнування зовнішнього і внутрішнього кільця визначається формулою

$$L_h = (L_{hb}^{-1,11} - L_{h3}^{-1,11})^{0,9}. \quad (15)$$

Статистичні моделі контактної втоми на основі розвитку тріщин з одночасним урахуванням впливу сторонніх часток в металі, залишкових напружень, забрудненості мастила запропоновані в роботах К. В. Сизранцевої, Л. А. Черної, Д. М. Решетова, А. С. Іванова, В. І. Кулешова, Т. Losche, Н. Thum [42–46].

Застосування методів непараметричної статистики та комп'ютерного моделювання в роботі [42] дозволило запропонувати метод розрахунку ресурсу підшипника з різними режимами навантаження (легкий, середній нормальний, середній рівномірний, важкий).

Ймовірність безвідмовної роботи підшипників кочення за контактньо-втомними пошкодженнями в [43] пропонується визначати по відповідній таблиці залежно від квантилів нормальних розподілів еквівалентного навантаження та динамічної вантажності

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad (16)$$

де  $\bar{n}_L$  – коефіцієнт запасу за середніми навантаженнями в контактї,

$$\bar{n}_L = \frac{\bar{C}}{\bar{P} \cdot L_h^{1/p}};$$

$\bar{C}$  – середнє значення динамічної вантажності;

$\bar{P}$  – середнє значення динамічного еквівалентного навантаження;

$v_c, v_p$  – коефіцієнти варіації динамічної вантажності і динамічного еквівалентного навантаження.

Ймовірнісні моделі контактної втоми з урахуванням значного розсіювання ресурсу підшипників за контактньо-втомними пошкодженнями подано також в роботах [44, 45]. Однак застосування цих моделей не дозволяє з достатньою точністю оцінити залишковий ресурс підшипника по завершенню регламентованого терміну експлуатації. Тому в роботі [46] розроблена методика уточненого розрахунку ресурсу на стадії проектування, яка базується на статистично-ймовірнісному моделюванні факторів впливу на несучу здатність, що реалізована у вигляді програмного забезпечення.

Розрахунки ресурсу підшипників кочення спеціального призначення [47], що використовують для приладів, шпindelів металорізальних верстатів, електродвигунів, авіаційних двигунів, рейкового транспорту, підйомно-транспортних машин, машин металургійної промисловості виконують з урахуванням досліджень впливу особливостей конструкцій їх вузлів з корпусними деталями складної геометричної форми. При цьому, для підшипників електродвигунів і авіаційних двигунів важливими є функціональні вимоги легкості обертання, для підшипників приладів і шпindelів металорізальних верстатів – легкості і точності обертання. Ці групи підшипників виготовляють з підвищеною точністю. Підшипники рейкового транспорту, підйомно-транспортних машин, машин металургійної промисловості вважають важко навантаженими. Такі підшипники виготовляють

за нормальним класом точності і для них характерними є контактньо-втомні пошкодження поверхонь кочення, зношування і руйнування деталей.

Особливості методу розрахунку ресурсу підшипників для авіаційних газотурбінних двигунів розглянуто в роботі В. В. Макаруча [48] з урахуванням значних навантажень, частот обертання, температури при обмеженнях на габарити за умов високої надійності, економічності, технологічності. Розрахунки ресурсу підшипників пропонується виконувати на основі спеціальних програмних продуктів, що враховують макро- і мікрогеометричні параметри підшипника і підшипникового вузла, зазори, перекося кілець і тіл кочення, температурні і силові деформації та властивості мастила.

Удосконаленню методу розрахунку авіаційних легко навантажених циліндричних роликів підшипників з урахуванням проковзування і заїдання присвячена робота В. І. Акиф'єва [49]. Розроблено плоску квазідинамічну модель циліндричних роликів підшипників, яка дозволяє виконати інженерні розрахунки частоти обертання роликів і сепаратора залежно від умов експлуатації та їх проковзування, запропоновано методику розрахунку на заїдання.

Підшипники кочення шпindelів для металорізальних верстатів розраховують за ДержСТ 18855-94. Особливостями розрахунку шпindelних підшипників кочення є вибір еквівалентного навантаження і врахування додаткових навантажень від попереднього натягу та режимів різання. Коефіцієнт динамічності, коефіцієнт режиму роботи верстата, тип шпинделя та якість його складання, кількість підшипників в опорах та їх компоновка, тип підшипника кочення враховують емпіричними коефіцієнтами.

Надійність металорізальних верстатів визначається не контактньо-втомними пошкодженнями шпindelних підшипників кочення, а точністю роботи шпindelів. Тому при проектуванні шпindelних вузлів на опорах кочення основна увага приділяється, за дослідженнями В. В. Веніамінова, В. А. Лізогуб, И. А. Зверева, М. В. Ломова [50–53], діагностиці технічного стану і визначенню параметричної надійності функціонування шпindelів як складної механічної системи.

Методи розрахунку ресурсу важко навантажених підшипників [54], що застосовують для машин рейкового транспорту, де радіальні навантаження сягають 10 % від радіальної вантажності, а ударне осьове навантаження може бути спільномірним зі статичним радіальним, ілюструються на прикладі найбільш масових циліндричних роликів підшипників колісних пар залізничних вагонів. Значні за величиною не центральні радіальні і осьові сили сприяють утворенню перекося кілець і, як наслідок, передчасному руйнуванню їх деталей. Вихід з ладу букс вантажних і пасажирських вагонів через контактньо-втомні пошкодження кілець і втомні тріщини сепараторів циліндричних роликів підшипників за даними Укрзалізниці у період 2000...2010 рр. досягав 10...12 % від загального числа відмов [4].

Удосконаленню методу розрахунку ресурсу роликів підшипників колісних пар залізничних вагонів присвячені роботи І. Е. Мартинова, А. В. Бородіна, Ю. А. Іванової, А. В. Гайдамаки [55–59]. Розрахунок середнього ресурсу в роботі [55] виконано на основі дослідження у 1999...2000 роках технічного стану роликів підшипників вантажних вагонів. Однак отримана формула для конкретної партії підшипників не придатна до застосування для підшипників інших типів вагонів. В роботі [56] запропонована методика визначення ресурсу дворядних конічних касетних роликів підшипників на основі числового розрахунку еквівале-

тного напруження в контакт. При цьому ресурс підшипника за контакт-втомними пошкодженнями визначається ресурсом контактів роликів з зовнішнім і внутрішнім кільцями. В роботі [57] ресурс дослідної комбінованої опори, що включає два циліндричних підшипника і кулькову опору, пропонується оцінювати зносом кульки. Однак такий розрахунок не може бути застосований для типового підшипникового вузла колісних пар вагонів. В роботі [58] зроблена спроба врахувати вплив концентрації навантаження від перекоосу кілець на ресурс підшипника. При цьому розрахункова схема навантаження ролика радіальними і осьовими силами не враховує умови роботи підшипникового вузла, оскільки побудована для одного підшипника. Крім того, не відповідає дійсності і лінійний характер розподілу контактних напружень на доріжках кочення кілець.

Ймовірність безвідмовної роботи ролик-підшипників колісних пар вагонів з урахуванням контакт-втомних пошкоджень поверхонь кочення деталей і втомних руйнувань сепаратора за умови їх статистичної незалежності, яка підтверджується багаторічними спостереженнями службами експлуатації залізниць [4], в роботі [59] пропонується розраховувати за виразом

$$P = P_L \cdot P_F, \quad (17)$$

де  $P_L$  – ймовірність безвідмовної роботи поверхонь кочення кілець і роликів за критерієм контакт-втомних пошкоджень;

$P_F$  – ймовірність безвідмовної роботи сепаратора за критерієм втомного руйнування.

Величину  $P_L$  визначають за виразом (15), а  $P_F$  – за квантильну нормального розподілу

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot v_{\sigma_{F0}}^2 + v_{\sigma_F}^2}}, \quad (18)$$

при умові, що напруження вигину  $\sigma_F$  сепаратора і межа витривалості  $\sigma_{F0}$  матеріалу сепаратора розподілені за нормальним законом,

де  $\bar{n}_F$  – коефіцієнт запасу міцності сепаратора за середніми напруженнями вигину,  $\bar{n}_F = \bar{\sigma}_{F0} / \bar{\sigma}_F$ ;

$\bar{\sigma}_{F0}$  – середнє значення межі витривалості сепаратора;

$\bar{\sigma}_F$  – середнє напруження згину сепаратора;

$v_{\sigma_F}, v_{\sigma_{F0}}$  – коефіцієнти варіації розрахункового напруження в сепараторі і його межі витривалості.

Коефіцієнт варіації межі витривалості  $\sigma_{F0}$  сепаратора:

$$v_{\sigma_{F0}} = S_{\sigma_{F0}} / \bar{\sigma}_{F0}, \quad (19)$$

де  $S_{\sigma_{F0}}$  – дисперсія  $\bar{\sigma}_{F0}$ ,  $\bar{\sigma}_{F0} = 0,5(\sigma_{F0_{\max}} + \sigma_{F0_{\min}})$ ; в припущенні про нормування величин  $\sigma_{F0_{\max}}$  і  $\sigma_{F0_{\min}}$  поле зміни  $\bar{\sigma}_{F0}$  покривається інтервалом  $6S$  і тоді  $S_{\sigma_{F0}} = (\sigma_{F0_{\max}} - \sigma_{F0_{\min}}) / 6$ .

Коефіцієнт варіації  $v_{\sigma_F}$  розрахункового напруження згину  $\sigma_F$  як добутку  $F_c K_A K_F K_V$  випадкових величин ( $F_c$  – статична сила тиску ролика на перемичку сепаратора;  $K_A$  – коефіцієнт, що враховує динамічний характер зовнішнього навантаження на підшипник;  $K_F$  – коефіцієнт концентрації навантаження на сепаратор;  $K_V$  – коефіцієнт, що враховує динамічний характер навантаження між деталями підшипника) без урахування їх кореляції, що йде в "запас надійності", визначається виразом:

$$v_{\sigma_F} = \sqrt{v_{F_c}^2 + v_{K_A}^2 + v_{K_F}^2 + v_{K_V}^2}, \quad (20)$$

де  $v_{F_c}$  – коефіцієнт варіації сили взаємодії ролика з перемичкою сепаратора;

$v_{K_A}$  – коефіцієнт варіації коефіцієнту динамічності зовнішнього навантаження на підшипник, обумовленого впливом колії;

$v_{K_F}$  – коефіцієнт варіації коефіцієнту концентрації навантаження на сепаратор,  $v_{K_F} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\bar{K}_F - 1}{\bar{K}_F}$

[43], тут  $\bar{K}_F = 0,5(K_{F_{\min}} + K_{F_{\max}})$ ;

$v_{K_V}$  – коефіцієнт варіації коефіцієнта динамічності взаємодії деталей,  $v_{K_V} = \frac{\bar{K}_V - 1}{\bar{K}_V} \cdot v_{\Delta\sigma_V}$ , тут  $\bar{K}_V = 1 + \frac{F_V}{F_c}$ ;

$F_V = (V_p - V_c) \cdot \sqrt{m_{зв} \cdot c_e}$ ,  $v_{\Delta\sigma_V} = 0,3$  [43],  $F_V$  – динамічна сила тиску ролика на перемичку сепаратора;  $V_p, V_c$  – швидкості ролика і сепаратора;

$m_{зв}, c_e$  – відповідно зведена маса і еквівалентна жорсткість підсистеми "ролик – сепаратор".

Формули (16)...(20) в роботі [59] застосовано в порівняльних розрахунках ймовірностей безвідмовної роботи підшипників з різними сепараторами для визначення найкращої конструкції. При цьому величина  $\sigma_F$  розрахована запропонованим аналітичним методом на основі розроблених моделей статички, кінематики, динаміки ролик-підшипників. Однак запропонований метод розрахунку сепараторів не враховує статистичний характер зміни умов контактної взаємодії деталей, властивостей матеріалу, технології виготовлення. Величину  $\sigma_{F0}$  визначено експериментально.

**Обговорення результатів дослідження.** Сучасний розрахунок динамічно навантажених підшипників за критерієм опору контакт-втомним пошкодженням поверхонь кочення деталей достатньо вірно відображає умови експлуатації підшипників загальномашинобудівного призначення, які застосовують в автомобілях, тракторах, підйомно-транспортних машинах. Для підшипників кочення важких режимів експлуатації, наприклад опор рухомого складу залізничного транспорту, гірничо-збагачувальних, металургійних, енергетичних машин, важких насосів і компресорів характерні відмови не тільки за контакт-втомними пошкодженнями поверхонь кочення деталей, але і за втомним руйнуванням сепараторів, задиркам торців роликів і бортів кілець, абразивному зносу поверхонь ковзання деталей.

Аналіз альтернативних до ДержСТ 18855-94 підходів і методів розрахунків підшипників показує, що ресурс визначається наближено. Значна розбіжність результатів розрахунків і досвіду експлуатації пояснюється складністю врахування процесів різної природи при терті і зношуванні, а самі методи розрахунків підшипників кочення оцінюють ресурс лише по одному критерію – втомному викришуванню і не враховують інших видів пошкоджень. Тому актуальним є розробка методів розрахунків підшипників з урахуванням як основного, так і решти видів пошкоджень. При цьому визначальними факторами, які потребують більшої уваги, в методах розрахунків є умови експлуатації, конструкції підшипника та підшипникового вузла.

Умови експлуатації підшипників враховуються величиною розрахункового еквівалентного навантаження, яке залежить від радіального і осьового наван-

тажень, коефіцієнтів врахування різних видів пошкоджень, обертання, безпеки, температурного коефіцієнту, з яких найменш досліджені коефіцієнти  $X$ ,  $Y$ . На величини цих коефіцієнтів суттєво впливають перекося кілець і роликів. При чому для роликів, наприклад підшипників колісних пар залізничних вагонів, характерні перекося як у нормальній, так і дотичній площині до доріжки кочення внутрішнього кільця. Це спричинює концентрацію навантаження і зміну кінематики роликів, що сприяє передчасному руйнуванню контактних поверхонь кілець і перемичок сепаратора.

Конструктивні особливості підшипників враховано у формулі базової динамічної вантажності. Вплив не всіх конструктивних особливостей деталей підшипників може бути однозначно встановлений розрахунками. Тому динамічна вантажність підшипників визначається експериментально для кожного типорозміру. Врахування особливостей конструкцій підшипникових вузлів, що суттєво впливають на роботу деталей підшипників, здійснюють числовими методами.

### Висновки:

1. Проведене упорядкування публікацій з удосконалення методу розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення за призначенням підшипників, за підходом до побудови моделей, за врахуванням факторів впливу дозволило виявити основні тенденції розвитку теорії сучасного методу, які полягають в уточненні впливу мастила і його забруднення, в урахуванні дефектності матеріалу деталей і залишкових напружень, в розробці напівемпіричних і статистичних моделей накопичення пошкоджень, в застосуванні базових контактних напружень і ймовірнісних моделей визначення ресурсу.

2. Врахування впливу на ресурс підшипника факторів різної фізичної природи за умови їх статистичної незалежності адекватно встановлюється із застосуванням ймовірнісних моделей на основі статистичного характеру зміни умов контактної взаємодії деталей, властивостей матеріалу, технології виготовлення.

3. Найбільш перспективними напрямками удосконалення сучасного методу розрахунку ресурсу підшипників за ДержСТ 18855-94 треба вважати уточнення коефіцієнту, що узагальнює сумісний вплив якості метала, особливостей технології виробництва, конструкції і умов експлуатації, і коефіцієнтів, що враховують різні пошкодження від радіального і осьового навантаження.

4. Вплив конструктивних особливостей підшипників і підшипникових вузлів потребує перевірки числовими розрахунками із застосуванням спеціальних програмних продуктів.

### Список літератури

1. ДержСТ 18855-94 (ISO 281-89) Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажність і розрахунковий ресурс (довговічність). – 1997. – 29 с.
2. Ioannides E. A new fatigue life model for rolling bearings / E. Ioannides, T. Harris // ASME. Journal of Lubrication Technology. – 1985. – Vol. 107. – P. 44–58.
3. SKF General Catalogue 4000 E. – 1989. – 976 p.
4. Гайдамака А. В. Роликопідшипники букс вагонів і локомотивів: моделювання і удосконалення / А. В. Гайдамака. – Х. : Курсор, 2011. – 320 с.
5. Бялякин В. Б., Жильников Е. П., Самсонов В. Н., Макаруч В. В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В. Б. Бялякин, Е. П. Жильников, В. П. Самсонов, В. В. Макаруч. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.
6. Пуш А. В. Шпіндельные узлы: качество и надёжность / А. В. Пуш. – М. : Машиностроение, 1992. – 288 с.
7. Воронкин В. А. О механизме отказа подшипниковых узлов электромашин вследствие износа / В. А. Воронкин, В. В. Евланов, А. Г. Горбунов // Трение и износ. – 1994. – Т. 15. – № 2. – С. 254–263.
8. Цюренко В. Н. Надёжность роликовых подшипников в буксах вагонів / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. – М. : Транспорт, 1982. – 96 с.
9. Народецкий М. З. Научно-исследовательские работы в области

теории расчёта подшипников качения / М. З. Народецкий // Подшипниковая промышленность. – 1977. – № 11. – С. 12–21.

10. Народецкий М. З. Современные методы расчёта подшипников качения / М. З. Народецкий, В. Ф. Старостин // Труды ВНИИП. – 1981. – № 2. – С. 3–13.
11. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2007. – 408 с.
12. Детали машин: Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др.; Под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.
13. Павлице В. Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.
14. Детали машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробієв, В. С. Гапонов, О. І. Дубинець, О. І. Пилипенко, А. В. Гайдамака, С. Л. Панов, А. С. Столбовой. – К. : "Талком", 2014. – 684 с.
15. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка. Т. IV – 1 / Под ред. Д. Н. Реиетова. – М. : Машиностроение, 1995. – 863 с.
16. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – Т. 2. – М. : Машиностроение, 2006. – 960 с.
17. Подшипниковые узлы современных машин и приборов : энциклопедический справочник / Под общ. ред. В. Б. Носова. – М. : Машиностроение. – 1997. – 640 с.
18. Черменский О. Н. Подшипники качения / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, – 2003. – 576 с.
19. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: Справочник / О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2006. – 640 с.
20. Тэллман Т. Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения в загрязненной смазке. Часть 1. Математическая модель / Т. Тэллман // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 2. – С. 64–73.
21. Тэллман Т. Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения в загрязненной смазке. Часть 2. Эксперимент / Т. Тэллман // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 3. – С. 35–46.
22. Halliger L. Dynamische Lasifalle [Текст] / L. Halliger // Techn. Mitt. 1986. 32. – № 10/11. – P. 450–454.
23. Post W. Derzeitiger Stander Walzlagertechnik / W. Post // TZ Metallbearbeitung. – 1986. – № 12. – P. 8–12.
24. Никитин А. В. Новая методика расчета долговечности подшипников качения / А. В. Никитин // Вестник машиностроения. – 1994. – № 5.
25. Ган К. Г. Уточненный расчет ресурса подшипника качения с учетом свойств смазочного материала / К. Г. Ган, Фам Дык Зунг // Вестник машиностроения. – 1998. – № 5. – С. 24–27.
26. Ган К. Г. Модернизация методов расчета коэффициента смазки и материала при определении ресурса подшипника качения / К. Г. Ган, Л. М. Заитов // Вестник машиностроения. – 1994. – № 123.
27. Баскин Э. М. Уравнения долговечности силового подшипника качения при различных режимах смазки / Э. М. Баскин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – № 5. – С. 57–64.
28. Баскин Э. М. Оценка надёжности силового подшипника качения на пластичной смазке / Э. М. Баскин // Надёжность и контроль качества. – 1990. – № 8. – С. 36–43.
29. Баскин Э. М. Об оценке надёжности и долговечности подшипника качения / Э. М. Баскин // Трение и износ. – 1989. – № 2. – С. 242–249.
30. Tallian T. Unified rolling contact life model with fatigue limit / T. Tallian // Wear. 1986. 107. – № 1. – P. 13–36.
31. Муру Х. Долговечность подшипников качения при отслаивании / Х. Муру // Дзюнкапу. – 1987. – Т. 32. – № 5. – С. 304–310.
32. Черменский О. Н. Несущая способность подшипников качения с учетом дефектности металла: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.02 / О. Черменский. – М., 1999. – 40 с.
33. Кудиш И. И. Статистический расчет износа и усталостного выкрашивания подшипников качения / И. И. Кудиш // Трение и износ. – 1990. – № 5. – С. 933–944.
34. Кудиш И. И. Статическая модель контактной усталости шероховатых тел / И. И. Кудиш // Трение и износ. – 1991. – № 2. – С. 197–209.
35. Кудиш И. И. Износ и усталостное выкрашивание с учетом загрязненности смазки и шаржирование рабочих поверхностей абразивными частицами / И. И. Кудиш // Трение и износ. – 1991. – № 3. – С. 403–416.
36. Добромыслов Н. Н. Применение моделей накопления поврежденный для оценки показателя надёжности опор качения машин / Н. Н. Добромыслов // Машиноведение. – 1988. – № 6. – С. 32–38.
37. Добромыслов Н. Н. Оценка усталостной долговечности подшипников качения при случайных нагрузках / Н. Н. Добромыслов // Машиноведение. – 1989. – № 2. – С. 45–49.
38. Добромыслов Н. Н. Кинетическая полумпирическая модель изнашивания подшипников качения и методология определения её параметров / Н. Н. Добромыслов // Трение и износ. – 1989. – № 1. – С. 39–45.
39. Добромыслов Н. Н. Расчет показателей безотказности и долговечности крупногабаритных подшипников качения по критериям контактной усталости и износа / Н. Н. Добромыслов, Ю. С. Борисов, Д. В. Лукьянов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 2. – С. 67–72.
40. Добромыслов Н. Н. Прогнозирование долговечности и расчёты

- ресурса узлов трения машин, работающих в условиях реализации эффекта безизносности / В. кн. Долговечность трущихся деталей машин. – 1990. – С. 143–155.
41. Макаручук В. В. К расчёту долговечности подшипников качения по базовым контактным напряжениям / В. В. Макаручук, Е. П. Жильников, О. В. Беломытцев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. – № 4 (3). – С. 1106–1107.
  42. Сызранцева К. В. Оценка долговечности подшипников качения при случайном режиме их нагружения / К. В. Сызранцева, Л. Н. Черная // Известия высших учебных заведений. – 2011. – № 12. – С. 8–11.
  43. Решетов Д. Н. Развитие расчётно-экспериментального метода оценки надёжности машин по критериям / Д. Н. Решетов, А. И. Иванов // Вестник машиностроения. – 1976. – № 3. – С. 6–9.
  44. Losche T. New aspects in the realistic prediction of the fatigue life of rolling bearings / T. Losche // Wear. – 1989. – № 134. – p. 357–375.
  45. Thum H. Zur bestimmung der verschleissbensdauer von walzlagern bei verschiedenen uberlebers wahrschenlickeit schmirungstechnik / H. Thum. – 1985. – No 9. – P. 260–263.
  46. Кулешов В. И. Расчет подшипников качения на повышенный уровень надёжности: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / В. И. Кулешов. – Красноярск, 2002. – 26 с.
  47. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах / С. В. Пинегин – М.: Акад. наук СССР, 1961. – 152 с.
  48. Макаручук В. В. Стратегия развития методов расчёта и конструирования высокоскоростных подшипников аэрокосмического направления / В. В. Макаручук // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19). – С. 361–365.
  49. Акифьев В. И. Совершенствование методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания и заедания: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.07.05 / В. И. Акифьев. – Самара, 1998. – 24 с.
  50. Вениаминов В. В. Разработка методики вибродиагностики радиальных шарикоподшипников: дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / В. В. Вениаминов. – Курск, 2000. – 158 с.
  51. Лизогуб В. А. Повышение точности и производительности резания на основе анализа проектных параметров шпиндельных узлов на опорах качения металлорежущих станков: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.08 / В. А. Лизогуб. – М., 2003. – 49 с.
  52. Зверев И. А. Многокритериальное проектирование шпиндельных узлов на опорах качения металлорежущих станков: дис. докт. техн. наук: 05.03.01 / И. А. Зверев. – М., 1997. – 227 с.
  53. Ломов М. В. Повышение точности многоопорных шпиндельных узлов оптимизацией их конструкции: дис. канд. техн. наук: 05.02.07 / М. В. Ломов. – М., 2015. – 161 с.
  54. Комиссар А. Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: справочник / А. Г. Комиссар. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
  55. Мартинов И. Е. Визначення довговічності кінцевих підшипників для рухомого складу / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – 2007. – Вип. 86. – С. 56–61.
  56. Мартинов І. Е. Питання розрахунку довговічності буксових роликопідшипників / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – 2000. – Вип. 44. – С. 76–79.
  57. Бородин А. В. Расчёт ресурса комбинированной опоры оси грузового вагона. / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова // Омский научный вестник. – 2011. – № 2. – С. 79–81.
  58. Иванова Ю. А. Повышение ресурса буксовых подшипников грузовых вагонов: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Ю. А. Иванова. – Омск, 2009. – 26 с.
  59. Гайдамака А. В. Методологія підвищення технічного рівня роликових підшипників букс рейкового транспорту: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.02 / А. В. Гайдамака. – Одеса, 2017. – 40 с.
- References (transliterated)**
1. DSTU 18855-94 (ISO 281-89). *Podshypnyky kochennyya. Dynamichna rozrakhunkova vantazhnist i rozrakhunkovyy resurs (dovhovichnist)* [State Standard 18855-94 (ISO 281-89). Rolling bearings. Dynamic carrying capacity and the estimated design life (durability)]. Kiev, Derzhstandart Ukrainy Publ., 1989, 29 p.
  2. Ioannides E., Harris T. A new fatigue life model for rolling bearings. *ASME. Journal of Lubrication Technology*. 1985, Vol.107, p.p. 44–58.
  3. SKF General Catalogue 4000 E [Tekst]. 1989, 976 p.
  4. Gaydamaka A. V. *Rolykopodshypnyky buks vahonov v lokomotyvov: modelyrovanye v usovershenstvovanye* [Roller Bearings of boxes of wagons and locomotives: modeling and improvement]. Kharkov, Kursor Publ., 2011, 320 p.
  5. Balyakyn V. B., Zhvlynykov E. P., Samsonov V. N., Makarchuk V. V. *Teoriya v proektirovanne opor rotorov avtatsyonnykh HTD* [Theory and design of support rotors for aircraft GTE]. Samara, Yzd-vo Samar. hos. aerokosm, un-ta, 2007, 254 p.
  6. Push A. V. *Shypndelnye uzly: kachestvo v nadiozhnost* [Spindle knots: quality and reliability]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 1992, 288 p.
  7. Voronkyn V. A., Evlanov V. V., Horbunov A. G. O mekhanizme otказа podshypnykovykh uzlov elektromashyn vsledstvie vnzosa [On the mechanism of failure of bearing units of electric machines due to wear and tear]. *Trenye y vzos*. 1994, Vol. 15, no. 2, pp. 254–263.
  8. Tsyurenko V. N. *Nadiozhnost rolykovykh podshypnykov v buksakh vahonov* [Reliability of roller bearings in carriages]. Moscow, Transport Publ., 1982, 96 p.
  9. Narodetsky M. Z. *Nauchno-vssledovatel'skiye raboty v oblasti teorii raschiota podshypnykov kachenyya* [Research work in the theory of calculation of rolling bearings]. *Podshypnykovaya promyshlennost*. 1977, no. 11, pp. 12–21.
  10. Narodetsky M. Z., Starostyn V. N. *Sovremennyye metody raschiota podshypnykov kachenyya* [Modern methods of calculation of rolling bearings]. *Trudy VNIIPP*. 1981, no. 2, pp. 3–13.
  11. Yvanov M. N. *Detaly mashyn: Uchebnyk dlya mashynostroytelnykh spetsyalnostey vuzov* [Machine parts: Textbook for machine-building specialties of universities]. Moscow, Vyssh. shk. Publ., 2007, 408 p.
  12. Andryenko L. A., Baykov B. B., Hanulch Y. K., Ryakhovskiy O. A. *Detaly mashyn: Uchebnyk dlya vuzov* [Machine parts: Textbook for high schools]. Moscow, Yzd. MHTU ym. N. E. Baumbana Publ., 2007, 520 p.
  13. Pavlyshche V. T. *Osnovy konstruyivannya ta rozrakhunok detaley mashyn* [The basis of design and machine parts of machines]. Kiev, Vyscha shk. Publ., 1993, 556 p.
  14. Arkhanhelskiy H. A., Vorobov M. S., Haponov V. S., Dubynets O. I., Pylvpenko O. I., Gaydamaka A. V., Panov S. V., Stolbovov A. S. *Detali mashyn. Rozrakhunok ta konstruyivannya: pidruchnyk* [Details of machines. Rozrakhunok ta konstruyivannya]. Kiev, Talkom Publ., 2014, 684 p.
  15. Reshetov D. N., ed. *Mashynostroenye. Entsyklopediya. Detaly mashyn. Konstruktsionnaya prochnost, trenye, vzos, smazka. Vol. IV – I* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Machine parts. Structural strength, friction, wear, lubrication. Vol. IV – 1]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 1995, 863 p.
  16. Anurev V. I. *Spravochnyk konstruktora-mashynostroytelya* [Directory of the designer-machine builder]. Vol. 2. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2006, 960 p.
  17. Nosov V. B., ed. *Podshypnykovyye uzly sovremennykh mashyn v pryborov: entsyklopedy-cheskyi spravochnyk* [Bearing units of modern machines and devices: encyclopedic reference book]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 1997, 640 p.
  18. Chermenskiy O. N., Fedotov N. N. *Podshypnyky kachenyya* [Rolling bearings]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2003, 76 p.
  19. Lelykov O. P. *Valy v opory s podshypnykamy kachenyya. Konstruyovanye v raschiot: Spravochnyk* [Shafts and bearings with rolling bearings. Design and calculation: A Handbook]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2006, 640 p.
  20. Tellyan T. *Otsenka dolhovochnosty pry kontaktnoy ustalosty v uslovyakh kachenyya v zahrvaennoy smazke. Chast 1. Matematicheskaya model* [Estimating the durability of contact fatigue in rolling conditions in contaminated grease. Part 1. Mathematical model]. *Problemy trenyya y smazky*. 1976, no. 2, p.p. 64–73.
  21. Tellyan T. *Otsenka dolhovochnosty pry kontaktnoy ustalosty v uslovyakh kachenyya v zahrvaennoy smazke. Chast 2. Eksperiment* [Estimating the durability of contact fatigue in rolling conditions in contaminated grease. Part 2. Experiment]. *Problemy trenyya y smazky*. 1976, no. 3, p.p. 35–46.
  22. Halliger L. *Dynamische Lasifalle. Techn. Mitt*. 1986, Vol. 32, No. 10/11, p.p. 450–454.
  23. Post W. *Derzeitiger Stander Walzlagertechnik. TZ Metallbearbeitung*. 1986, no. 12, p.p. 8–12.
  24. Nykvtyn A. V. *Novaya metodyka rascheta dolhovochnosty podshypnykov kachenyya* [New method for calculating the life of rolling bearings]. *Vestnyk mashynostroenyya*. 1994, no. 5, p.p. 3–8.
  25. Han K. G., Fam Dyk Zunh. *Utochnennyi raschet resursa podshypnyka kachenyya s uchetoм svoystv smazochnoho materyala* [Refined calculation of the life of a rolling bearing with regard to the properties of the lubricant]. *Vestnyk mashynostroenyya*. 1998, no. 5, p.p. 24–27.
  26. Han K. G., Zavtov L. M. *Modernizatsiya metodov raschiota koeffitsyenta smazky y materyala pry opredelenyy resursa podshypnyka kachenyya* [Modernization of methods for calculating the coefficient of lubrication and material in determining the life of a rolling bearing]. *Vestnyk mashynostroenyya*. 1994, no. 123, p.p. 3–7.
  27. Baskyn E. M. *Uravnenyya dolhovochnosty svlovoho podshypnyka kachenyya pry razlychnykh rezhymakh smazky* [Equations of the life of a rolling-contact bearing under various lubrication conditions]. *Problemy mashynostroenyya v nadezhnosty mashyn*. 1993, no. 5, p.p. 57–64.
  28. Baskyn E. M. *Otsenka nadiozhnosty svlovoho podshypnyka kachenyya na pla-stvchnoy smazke* [Evaluation of the reliability of a rolling-contact lubricating grease]. *Nadiozhnost v kontrol kachestva*. 1990, no. 8, p.p. 36–43.
  29. Baskyn E. M. *Ob otsenke nadiozhnosty y dolhovochnosty podshypnyka kachenyya* [On the evaluation of the reliability and durability of the rolling bearing]. *Trenye y vzos*. 1989, no. 2, p.p. 242–249.
  30. Tallian T. *Unified rolling contact life model with fatigue limit. Wear*. 1986, Vol. 107, no. 1, p.p. 13–36.
  31. Muro Kh. *Dolhovochnost podshypnykov kachenyya pry otslavyvannyi* [Durability of rolling bearings with peeling]. *Dzyunkatsu*, 1987, Vol. 32, no. 5, p.p. 304–310.
  32. Chermenskiy O. N. *Nesushchaya sposobnost podshypnykov kachenyya s uchetoм defektnosty metalla*: avto-ref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.02 [Bearing capacity of rolling bearings with regard to metal defectiveness. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02]. Moscow, 1999, 40 p.
  33. Dobromyslov N. N. *Prymenenyye modeley nakoplenyya povrezhdenyy dlya otsenky pokazatelya nadiozhnosty opor kachenyya mashyn* [The use of models of damage accumulation for the evaluation of reliability indicators

- of rolling-platform bearings]. *Mashynovedenye*. 1988, no. 6, p.p. 32–38.
34. Dobromyslov N. N. Otsenka ustalostnoy dolgovechnosti podshypnykov kachenyva pry sluchaynykh nahruzkakh [Evaluation of fatigue life of rolling bearings under random loads]. *Mashynovedenye*. 1989, no. 2, p.p. 45–49.
  35. Dobromyslov N. N. Kynetycheskaya poluempyrycheskaya model vyznashyvanyya podshypnykov kachenyva y metodolohyya opredelennyya eio parametrov [Kinetic semiempirical model of wear of rolling bearings and the methodology for determining its parameters]. *Trenye y vyznos*. 1989, no. 1, p.p. 39–45.
  36. Dobromyslov N. N., Borysov Y. S., Lukyanov D. V. Raschet pokazatelev bezotkaznosti v dolgovechnosti krupnobarvnykh podshypnykov kachenyva po kryteriyam kontaktnoy ustalosty y vyznosa [Calculation of reliability and durability of large-sized rolling bearings according to the criteria of contact fatigue and wear]. *Problemy mashynostroeniya y nadezhnosti mashyn*. 1990, no. 2, p.p. 67–72.
  37. Dobromyslov N. N. Prohnozyrovanye dolgovechnosti y raschioty resursa uzlov trenyya mashyn. rabotavushchyykh v uslovyakh realizatsyy efekta bezyznosnosti. [Forecasting the longevity and calculation of the life of the friction units of machines operating under the conditions of the effect of indifference]. *V kn. Dolgovechnost trushchyykhsva detaley mashyn*. 1990, p.p. 143–155.
  38. Makarchuk V. V. K raschiotu dolgovechnosti podshypnykov kachenyva po bazovym kontaktnym napryazhenyyam [To calculating the durability of rolling bearings for basic contact stresses]. *Yzvestiya Samarskoho nauchnogo tsentra Rossyyskoy akademyy nauk*. 2011, Vol. 13, no. 4(3), p.p. 1106–1107.
  39. Syzrantseva K. V. Otsenka dolgovechnosti podshypnykov kachenyva pry sluchaynom rezhyime vkh nahruzhenyva [Evaluation of the durability of rolling bearings under random loading conditions]. *Yzvestiya vysshyykh uchebnykh zavedeniy*. 2011, no. 12, p.p. 8–11.
  40. Reshetov D. N. Razvyytve raschiotno-eksperymentalnoho metoda otsenky nadiozhnosti mashyn po kryteriyam [Development of a calculation-experimental method for evaluating the reliability of machines according to the criteria]. *Vestnyk mashynostroeniya*. 1976, no. 3, p.p. 6–9.
  41. Losche T. New aspects in the realistic prediction of the fatigue life of rolling bearings. *Wear*. 1989, no. 134, p.p. 357–375.
  42. Thum H. Zur bestinimung der verschleissbensdawer von walzlargern bei verschiedeneden uberlebers wahrschenlickeit schmirungstechnik. *Wear*. 1985, no. 9, p.p. 260–263.
  43. Kuleshov V. I. *Raschet podshypnykov kachenyva na povyshenny uroven nadezhnosti: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02* [Calculation of rolling bearings for increased reliability. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.02]. Krasnoyarsk. 2002. 26 p.
  44. Kudysh I. I. Statystycheskyy raschet vyznosa y ustalostnoho vykrashyvanyya podshypnykov kachenyva [Statistical calculation of wear and fatigue dent in rolling bearings]. *Trenye y vyznos*. 1990, no. 5, p.p. 933–944.
  45. Kudysh I. I. Statycheskaya model kontaktnoy ustalosty sherokhovatykh tel [Static model of contact fatigue of rough bodies]. *Trenye y vyznos*. 1991, no. 2, p.p. 197–209.
  46. Kudysh I. I. Yznos y ustalostnoe vykrashyvanyye s uchetoм zahrva-znennoy smazky y sharzhyrovanyye rabochykh poverkhnostey abrazivnyvmv chastytsamv [Wear and fatigue dveing. taking into account contamination of grease and caricatures of working surfaces with abrasive particles]. *Trenye y vyznos*. 1991, no. 3, p.p. 403–416.
  47. Pvnchyn S. V. *Oporv kachenyva v mashynakh* [Rolling bearings in machines]. Moscow, Akad. nauk SSSR Publ., 1961. 152 p.
  48. Makarchuk V. V. Stratehyva razvyytva metodov raschiota y konstruyovanyva vysokoskorostnykh podshypnykov aërokosmicheskoho napravlenyya [Strategy for the development of methods for the calculation and design of high-speed bearings of the aerospace direction]. *Vestnyk Samarskoho hosudarstvennoho aërokosmicheskoho unyversyteta*. 2009, no. 3 (19), p.p. 361–365.
  49. Aktyev V. I. *Sovershenstvovanve metodyky rascheta rolykovykh podshypnykov opor HTD s uchetoм proskalzvyvanyya y zaedanyva: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: 05.07.05* [Improvement of the methodology for calculating roller bearings of GTE supports with regard to slippage and retention. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.07.05]. Samara, 1998. 24 p.
  50. Venyamynov V. V. *Razrabotka metodyky vybrodyahnostyky radvalnykh sharykopodshypnykov: dys. kand. tekhn. nauk: 01.02.06* [Development of the technique of vibration diagnostics of deep groove ball bearings. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 01.02.06]. Kursk, 2000. 158 p.
  51. Lizohub V. A. *Povyshenyye tochnosty y provzvodnytelnosty rezanyva na osnove analiza proektnykh parametrov shpyndelnykh uzlov na oporakh kachenyva metallorezhushchykh stankov: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.08* [Increase of accuracy and productivity of cutting on the basis of analysis of the design parameters of spindle units on the rolling support of metal cutting machines. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.08]. Moscow, 2003. 49 p.
  52. Zverev I. A. *Mnohokryterialnoe proektyrovanye shpyndelnykh uzlov na oporakh kachenyva metallorezhushchykh stankov: dys. dokt. tekhn. nauk: 05.03.01* [Multicriteria design of spindle knots on rolling-contact bearings of metal-cutting machines. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.03.01]. Moscow, 1997. 227 p.
  53. Lomov M. V. *Povyshenyye tochnosty mnohopornykh shpyndelnykh uzlov opytymyzatsyye ykh konstruksyy: dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.07* [Increase the accuracy of multiport spindle knots by optimizing their design. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.07]. Moscow, 2015. 161 p.
  54. Komysar A. G. *Oporv kachenyva y tvazhevykh rezhymakh ekspluatatsyy: spravochnyk* [Rolling bearings in heavy duty operation: reference book]. Moscow, Mashynostroeniye Publ., 1987. 384 p.
  55. Martynov I. E. Vyznachennyya dovhovichnosti konichnykh pidshypnykiv dlya rukhomoho skladu [Determination of durability tapered bearings for rolling stock]. *Zb. nauk. prats UkrDAZT*, 2007, Vol. 86, p.p. 56–61.
  56. Martynov I. E. Pytannya rozrakhunku dovhovichnosti buksovykh rolykopidshypnykiv [The issue of durability axle roller]. *Zb. nauk. Prats, UkrDAZT*, 2000, Vol. 44, p.p. 76–79.
  57. Borodyn A. V. Raschet resursa kombynyrovannoy opory osy hruzovoho vahona. [Raschet resources kombynyrovannoy poles axis freight car]. *Omskyy nauchnyy vestnyk*, 2011, No. 2, p.p. 79–81.
  58. Yvanova Y. A. *Povyshenyye resursa buksovykh podshypnykov hruzovykh vahonov: dys. kand. tekhn. nauk: 05.22.07* [Increase resources bearings of carriages. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.22.07]. Omsk, 2009. 26 p.
  59. Gaydamaka A. V. *Metodolohyya pidvyshchennyya tekhnichnogo rivnya rolykovykh pidshypnykiv buks reykovogo transportu: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.02* [Methodology improve the technical level of roller bearing axle boxes of railway transport. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02]. Odesa, 2017. 40 p.

Надійшла (received) 06.06.2017

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Підшипники кочення: удосконалення методу розрахунку (Науковий огляд) / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ".** Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 29–36. – Бібліогр.: 59 назв. – ISSN 2079-0791.

**Подшипники качения: совершенствование метода расчета (Научный обзор) / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ".** Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 29–36. – Бібліогр.: 59 назв. – ISSN 2079-0791.

**Rolling bearings: Improvement calculation method (Overview) / A. V. Gaydamaka // Bulletin of NTU "KhPI".** Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 29–36. – Bibliogr.: 59. – ISSN 2079-0791.

## Відомості про автора / Сведения об авторе / About the Author

**Гайдамака Анатолій Володимирович** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka\_av@mail.ua.

**Гайдамака Анатолій Владимирович** – доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедрой "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka\_av@mail.ua.

**Gaydamaka Anatoly Volodymyrovych** – Doctor of Technical Sciences, Docent, Chief of the Department "Machine parts and mechatronic systems"; tel.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka\_av@mail.ua.