

Mykhailo Krasota, Assoc. Prof., Phd tech. sci Yuriy Kuleshkov, Prof. DSc., Igor Shepelenko, Prof. DSc., Ruslan Osin, Assoc. Prof., Phd tech. sci, Timofey Rudenko, Assoc. Prof., Phd tech. sci, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

The research of ways of efficiency increasing of electronic car system diagnostic operations

The purpose of this study is to find ways to reduce production time spent on diagnostic operations during maintenance or repair of electronic control systems (ECS) in automotive vehicles.

Existing methods of diagnosing engine control systems in vehicles are sufficiently effective, but in most cases, they require highly skilled personnel, the use of additional complex and expensive equipment, prolonged service cycles, which in turn increases the complexity of maintenance, and also does not provide for prior prediction of faults and system failures.

Analysis of scientific publications has shown that to reduce the time for maintenance and repair of electronic systems, it is necessary to predict the residual life of ECS components in vehicles during maintenance, to further reduce the labor intensity of diagnostics and current repairs. In other words, diagnostics performed during maintenance or repair should include predicting the residual life of electronic system components.

For the most critical ECS components in vehicles, it is proposed to apply a strategy of replacing them upon reaching a certain mileage, rather than upon failure. This organization method will reduce vehicle downtime in repair and reduce the time to troubleshoot ECS component failures.

A method has been proposed for identifying design elements that limit the reliability of the ECS, taking into account the degree of influence of their failures on the engine's technical and economic characteristics and the cost of restoring its performance. The availability of such information is the basis of the ECS maintainability support system.

An algorithm has been developed to search for hidden faults in the components of ECS subsystems, which includes predicting the failure of ECS components. This will help reduce the labor intensity of diagnostic operations during maintenance and repair.

diagnostics, tractor equipment, electronic control system, operational efficiency, maintenance, repair

Одержано (Received) 10.01.2024

Прорецензовано (Reviewed) 11.03.2024

Прийнято до друку (Approved) 25.03.2024

УДК 621.891+539.538:621

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).1.151-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164)

В.В. Аулін¹, проф., д-р техн. наук, **О.В. Кузик¹**, доц., канд. техн. наук, **С.В. Лисенко¹**, доц., канд. техн. наук, **А.Б. Гупка²**, доц., канд. техн. наук, **А.В. Гриньків¹**, ст. дослідник, канд. техн. наук, **І.В. Жилова¹**, асист.

¹ *Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна*
e-mail: AulinVV@gmail.com

² *Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, e-mail: gupkab@gmail.com*

Методика розрахунку основних характеристик підшипників ковзання систем і агрегатів автомобілів та аналізу їх трибологічної ефективності

Запропоновано методику розрахунку основних характеристик підшипників ковзання систем і агрегатів автомобілів. Зазначений методичний підхід є важливим при оцінці показників трибологічної ефективності спряжень деталей, вузлів, систем і агрегатів та експлуатаційної надійності автомобілів в цілому.

Модель спрацювання підшипника дає можливість сформулювати заходи щодо підвищення трибологічної ефективності спряжень деталей та рівня експлуатаційної надійності вузлів, систем і агрегатів і автомобілів в цілому. Крім цього параметри моделі спрацювання реагують і на режими тертя.

© В.В. Аулін, О.В. Кузик, А.Б. Гупка, А.В. Гриньків, І.В. Жилова, 2024

Показано, що підвищити трибологічну ефективність підшипника ковзання можливо конструкторськими, технологічними та експлуатаційними методами.

Наведені основні формули, що дають можливість розробити алгоритми розрахунку сукупності характеристик підшипника: контактний тиск, напруження, міцність, опір ковзанню, знос, ресурс. Для цього використовуються величини: коефіцієнти піддатливості та відносне навантаження, кут контакту, контактні тиски, контактні переміщення та напружений стан в зоні контакту.

До розробленої методики і алгоритму залучені геометричні і силові параметри підшипника. Враховуються також і режими тертя та характер і величина навантаження на підшипник.

підшипник ковзання, характеристика, трибологічна ефективність, модель спрацювання, знос, ресурс підшипника

Постановка проблеми. При експлуатації автомобілів 80...90% їх відмов становлять відмови через процеси тертя та зношування в спряженнях деталей вузлів, систем та агрегатів. Удосконалення машин, підвищення їх надійності відбувається підвищенням трибологічної ефективності трибоспряжень деталей конструкційними, технологічними та експлуатаційними методами. При цьому важливим є розрахунок основних характеристик трибо спряжень деталей, в тому числі підшипників ковзання. Важливим є методичний підхід до цього розрахунку і розроблення самої методики, моделі й алгоритму. Розрахунки в поєднанні з випробуванням зразків і деталей на машинах тертя, стендах є ефективним інструментом удосконалення вузлів, систем і агрегатів машин, підвищення їх експлуатаційної надійності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У підвищенні трибологічної ефективності спряжень деталей конструкційними методами зниження зносу відбувається за рахунок вибору раціональних форм корпусу, втулок, подачі мастила у зону тертя та ін.. До цього можна віднести різноманітні рекомендації, нормативи і стандарти. Використання останніх є доцільним, якщо вони дають правильно спроектувати підшипник. Конструкційні методи цієї групи слід шукати у довідниках з проектування деталей машин [1-3]. При цьому важливі основи конструювання опор ковзання [4,11,12].

До другої групи конструкційних методів відносять методи удосконалення конструкції поверхні. Це є методи конструювання системи підведення й утримання на поверхні зразків і деталей мастильних матеріалів за допомогою мікро- і макроканавок [5].

Технологічні методи підвищення трибологічної ефективності підшипників ковзання полягають у створенні і вибору зносостійких матеріалів та способів їх зміцнення. Інформація і загальні рекомендації з вибору зносостійких матеріалів викладені в роботах [5-7,26,27].

За окремими видами антифрикційних та зносостійких матеріалів є спеціальна література [8-10]. Найбільш ефективним для підвищення зносостійкості є полімерні і порошкові композити [13-15,19].

Серед експлуатаційних методів підвищення трибологічної ефективності спряжень деталей є методи вдосконалення умов і режимів змащення [16,17].

При гідродинамічному змащенні шляхом оптимізації параметрів роботи реалізується гідродинамічний режим, а при граничному терті (граничному змащенні) процес підвищення трибологічної ефективності набагато складніший: вдосконалюється змащення за рахунок різного роду присадок до мастил [18].

Методи поліпшення умов змащення викладені в роботах Ауліна В.В. [4,15,20,21], Дихи О.В. [17,18,22], Войтова В.А. [11,16] та інших. В цих роботах йде мова й про присадки і добавки до мастильних матеріалів.

Умови роботи підшипника починаються з кінематичного і силового аналізів механізмів, в яких працює підшипник. Ці методи добре вивчені в теорії машин і

механізмів [22-25]. У процесі кінематичного аналізу встановлюються сумарні сили, що діють на підшипник, відносні переміщення (ковзання) поверхонь тертя в контактї, швидкості ковзання поверхонь контакту. Зазначене є істотно важливим для подальших розрахунків: сили – для визначення контактних тисків; відносного ковзання – для визначення шляху тертя однієї і іншої поверхонь; швидкості ковзання – для визначення умов змащення.

Постановка завдання. Метою даної роботи є розробка методики розрахунку основних характеристик підшипника ковзання систем і агрегатів машин та аналізу їх трибологічної ефективності.

Виклад основного матеріалу. При усталеному процесі зношування, постійній площі контакту (ППК) та постійному навантаженні на спряження "ролик-колодочка", рівняння спрацювання (модель спрацювання) має вигляд:

$$\frac{du}{dL} = k_u p_u^{m_u}, \quad (1)$$

де u – знос, м; L – шлях тертя, м;

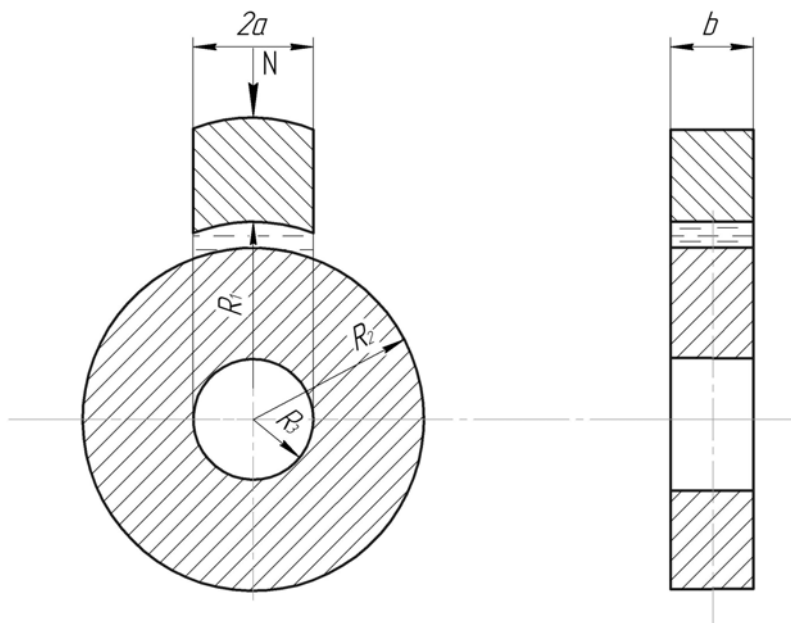
p_u – тиск на спряження зразків і деталей, Па;

k_u, m_u – параметри моделі спрацювання спряження.

Розрахунок моделі полягає у визначенні параметрів спрацювання.

Традиційні лабораторні випробування на знос на машинах тертя з метою визначення цих параметрів проводяться при постійній площі контакту, постійному навантаженні $N_p (N_p = const)$, а отже, при постійному тиску $p (p = const)$.

Випробування за цією моделлю звичайно проводяться на машині тертя СМЦ-2 за схемою: "обертовий ролик – нерухома колодочка" (рис. 1).



$2a$ – довжина; b – ширина контакту; R_1 – радіус контактної поверхні;
 R_2, R_3 – зовнішній та внутрішній радіуси ролика

Рисунок 1 – Розрахункова схема лабораторних випробувань спряження зразків "ролик-колодочка"

Джерело: розроблено авторами

При постійному навантаженні $N = const$ розв'язок для рівняння (1), після інтегрування, дорівнює:

$$u = k_u p_u^{m_u} L. \quad (2)$$

Якщо випробовування на спрацювання проводити при двох навантаженнях N_1 , N_2 , то їм відповідають тиски:

$$p_{u1} = \frac{N_1}{S_k} = \frac{N_1}{2ab}; \quad p_{u2} = \frac{N_2}{S_k} = \frac{N_2}{2ab}, \quad (3)$$

де a, b – розміри площі контакту (рис. 1);
 S_k – площа, м.

При усталеному зношуванні згідно виразу (2) маємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= k_u p_1^{m_u} L \\ u_2 &= k_u p_2^{m_u} L \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

з якої визначають параметр m :

$$m_u = \frac{\ln\left(\frac{u_1}{u_2}\right)}{\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}. \quad (5)$$

При різних тисках навантаження значення параметра m можна усереднити:

$$\bar{m}_u = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m_{ui}, \quad (6)$$

де n – число випробувань.

Знаючи параметр m_u моделі спрацювання спряжень зразків та деталей, з системи рівнянь (4) визначають другий параметр k_u :

$$k_u = \frac{u_1}{p_1^{m_u} L_1}. \quad (7)$$

Якщо при випробуваннях використовується більше двох навантажень на трибоспряження зразків, то параметр k_u також усереднюється:

$$\bar{k}_u = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_{ui}. \quad (8)$$

Зазначимо, що усереднення можливе з використанням методу найменших квадратів.

Модель спрацювання (1) при порівнянні матеріалів зразків і деталей за зносостійкістю зручно представити в безрозмірній формі:

$$\frac{du}{dL} = k \left(\frac{p}{p_u} \right)^{m_u}, \quad (9)$$

де $\frac{p}{p_u}$ – характерні відносні контактні тиски.

Це можуть бути: тиски, при яких проведені випробовування; тиски, при яких працює спряження; границя текучості матеріалу; модуль пружності матеріалу і т.д.

Якщо заздалегідь не обговорено характер тиску, то вважають, що \bar{p}_u – середній тиск випробовувань по визначенню параметрів k_u, m_u моделі спрацювання зразків та деталей.

Між величинами k і k_u у моделях (1) і (9) існує зв'язок:

$$k = k_u (p_u)^{m_u}. \quad (10)$$

Для розрахунку основних характеристик підшипника ковзання використаємо схему, що представлена на рис. 2.

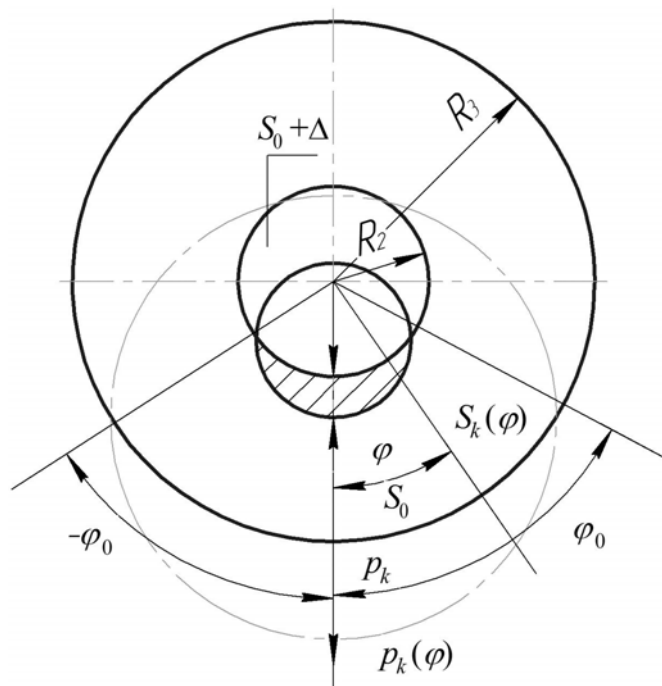


Рисунок 2 – Схема для розрахунку характеристик підшипника ковзання

Джерело: розроблено авторами

Розглянемо систему позначень геометричних, силових та фізичних факторів:

R_1 – радіус контактної поверхні вала, м;

R_2 – радіус зовнішньої поверхні втулки, м;

R_3 – радіус внутрішньої робочої контактної поверхні втулки, м;

l – довжина втулки по твірній, м;

$\Delta = R_1 - R_2$ – радіальний зазор у спряженні, м;

φ – поточна кутова координата;

$2\varphi_0$ – повний кут контакту під навантаженням;

$S_k(\varphi)$ – контактні радіальні переміщення точок підшипника, м;

S_0 – максимальне контактне переміщення, зсув центра вала під навантаженням

N ;

N_e – навантаження на одиницю довжини робочої частини втулки по твірній (погонне навантаження), $N_e = N_u/l$, Н/м;

N – повне навантаження на підшипник, Н;

p_k – контактні тиски в підшипнику, МПа;

$p_{k\max}$ – максимальні контактні тиски, МПа;

$\sigma_r, \sigma_\varphi, \sigma_z, \tau_{r\varphi}$ – радіальна, кутова, осьова та тангенціальна компоненти тензора напруження, що діють у підшипнику;

σ_T – границя текучості матеріалу втулки;

E_1, μ_1, E_2, μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів валу та втулки.

Розподіл контактних тисків $p_k(\varphi)$ вздовж кута контакту $\pm \varphi_{\max}$ визначається за виразами:

$$p_k(\varphi) = \frac{\Delta}{k_1^n + k_2^n} \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_{\max}} - 1 \right), \quad (11)$$

де k_1^n, k_2^n коефіцієнти піддатливості для валу і втулки.

Максимальний контактний тиск при $\varphi = 0$ дорівнює:

$$p_{k_{\max}}(\varphi) = \frac{\Delta}{k_1^n + k_2^n} \left(\frac{1}{\cos \varphi_{\max}} - 1 \right). \quad (12)$$

Усереднене значення контактної тиску становить:

$$\bar{p}_k(\varphi) = \frac{(k_1^n + k_2^n) p_k(\varphi)}{\Delta}. \quad (13)$$

Враховуючи максимальний контактний тиск, розподіл тиску по площадці контакту можна оцінити за виразом:

$$p_k(\varphi) = p_{k_{\max}} \frac{\cos \varphi - \cos \varphi_{\max}}{1 - \cos \varphi_{\max}}. \quad (14)$$

де кут контакту $2\varphi_{\max}$ визначають з рівняння:

$$\frac{N(\bar{k}_1^n + \bar{k}_2^n)}{R_2 \Delta} = \frac{\varphi_{\max}}{\cos \varphi_{\max}} - \sin \varphi_{\max}. \quad (15)$$

Або з рівняння:

$$\frac{\bar{N}}{N} = \frac{\varphi_{\max}}{\cos \varphi_{\max}} - \sin \varphi_{\max}, \quad (16)$$

де

$$\bar{N}_p = \frac{N(\bar{k}_1^n + \bar{k}_2^n)}{R_2 \Delta}.$$

У залежності від необхідної точності рішення трансцендентного рівняння (15) або (16) відносно кута контакту φ_{\max} має вигляд:

$$\varphi_{\max} = 1,13 \left(\frac{\bar{N}_p}{N_p} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,13 \left(\frac{\bar{N}_p}{N_p} \right). \quad (17)$$

Усереднені коефіцієнти піддатливості кільцевого шару вала і втулки визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} & \text{– у випадку } E_1 \ll E_2, & \bar{k}_1^n &= 0, \\ & \text{– для плоскої деформації:} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\bar{k}_1^n = \frac{(1 - 2\mu_1)(1 + \mu_1)R_1}{E_1}, \quad (19)$$

– для плоского напруженого стану:

$$\bar{k}_1^n = \frac{(1 - \mu_1)R_1}{E_1}, \quad (20)$$

– у випадку плоскої деформації (довга втулка, $l \geq (R_3 - R_2) \approx R$):

$$\bar{k}_2^n = \frac{(1 - 2\mu_2)(1 + \mu_2) \left[\left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 - 1 \right] R_2}{E_2 \left[1 + (1 - 2\mu_2) \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 \right]}, \quad (21)$$

– у випадку плоского напруженого стану (коротка втулка, $l \approx R_3 - R_2$):

$$\bar{k}_2^n = \frac{(1 - 2\mu_2) \left[\left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 - 1 \right] R_2}{E_2 \left[(1 + \mu_2) + (1 - 2\mu_2) \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2 \right]}. \quad (22)$$

Радіальні сумарні контактні переміщення вала і втулки визначають за виразом:

$$S(\varphi) = (\bar{k}_1^n + \bar{k}_2^n) p_k(\varphi), \quad (23)$$

або

$$S(\varphi) = \Delta \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_{\max}} - 1 \right). \quad (24)$$

Максимальні контактні переміщення або зміщення вала дорівнюють:

$$S_{\max} = \Delta \left(\frac{1}{\cos \varphi_{\max}} - 1 \right). \quad (25)$$

Напружений стан у найбільш навантаженій точці підшипника можна оцінити, визначивши компоненти: σ_r , σ_φ , σ_z :

$$\sigma_z = \sigma_0, \quad (26)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{1 - 0,4 \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2}{1 + 0,4 \left(\frac{R_3}{R_2} \right)^2} \sigma_r, \quad (27)$$

або

$$\sigma_\varphi = \mu_2 \sigma_r. \quad (28)$$

Для плоскої деформації маємо:

$$\sigma_z = \mu_2(\sigma_r + \sigma_\varphi) \quad (29)$$

Запас міцності $n_{зм}$ оцінюється за формулою:

$$n_{зм} = \frac{\sigma_T}{\sigma_o - \sigma_\varphi} = \frac{\sigma_T}{\sigma_o(1 - \mu_2)} \quad (30)$$

При цьому умова пластичності матиме вигляд:

$$\sigma_o = \frac{\sigma_T}{(1 - \mu_2)n_{зм}}, \quad (31)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу підшипника.

Наведені формули дають можливість розробити алгоритм розрахунку сукупності характеристик: тиск, напруження, міцність, опір ковзання, знос, ресурс підшипників ковзання.

Спочатку визначаються допоміжні величини: коефіцієнти піддатливості та відносне навантаження, кут контакту, контактні тиски, контактні переміщення та напружений стан в зоні контакту.

Коефіцієнти піддатливості k_1^n і k_2^n оцінюють за виразами (18)-(22).

Безрозмірне навантаження $\frac{N_p}{N_p}$ визначають за формулою (16).

Максимальний кут контакту $\varphi_{0\max}$ оцінюють за формулою (17).

Максимальний контактний тиск p_k визначають за формулою (12).

Функцію контактних тисків представлено за формулою (14).

Максимальне контактне переміщення S_{\max} оцінюється за формулою (25).

Функцію переміщень визначають за формулою (24).

Напружений стан розраховується як тангенціальне напруження σ_0 в точці $\varphi \approx 0$ за формулами (27) або (28).

Після цього здійснюється аналіз впливу різних факторів на напружений стан і коефіцієнт запасу міцності за пластичністю, використовуючи формулу (31).

За математичною моделлю (1) можливо розрахувати опори ковзанню, знос і ресурс підшипника ковзання.

При цьому умова суцільності в контакті має вигляд функції зносу від шляху тертя:

$$u(L) = \Delta \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_{\max}} - 1 \right) \quad (32)$$

Умову рівноваги математично можливо представити наступним чином:

$$N_p = R \int_{-\varphi_{\max L}}^{\varphi_{\max L}} \sigma(\varphi, S) (\cos \varphi) d\varphi, \quad (33)$$

де $2\varphi_{\max}(L)$ – кут контакту, що залежить від шляху тертя L .

Представимо процедуру розрахунку підшипника ковзання в загальному вигляді.

Диференціюючи функцію зносу (32) за L , та враховуючи рівняння зношування (1), маємо:

$$k_u p^{m_u} = \Delta \frac{\sin \varphi_{\max L}}{\cos \varphi_{\max L}} \cos \varphi \frac{d\varphi_{\max L}}{dL}. \quad (34)$$

Визначаємо з рівняння (34) тиск:

$$p = \left(\frac{\Delta \sin \varphi_{\max L}}{k_u \cos \varphi_{\max L}} \frac{d\varphi_{\max L}}{dL} \cos \varphi \right)^{\frac{1}{m_u}}. \quad (35)$$

Підставляючи вираз (35) в умову рівноваги (33), одержуємо диференціально-інтегральне рівняння:

$$\frac{N_p}{R} = \left(\frac{\Delta \sin \varphi_{\max}}{k_u \cos^2 \varphi_{\max}} \frac{d\varphi_{\max}}{dL_2} \right)^{\frac{1}{m_u}} \left(\int_{-\varphi_{\max L}}^{\varphi_{\max L}} (\cos \varphi)^{\frac{1}{m_u}+1} d\varphi \right), \quad (36)$$

або

$$\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u}{\Delta} L = \frac{\sin \varphi_{\max}}{\cos^2 \varphi_{\max}} \left(\int_{-\varphi_{\max L}}^{\varphi_{\max L}} (\cos \varphi)^{\frac{1}{m_u}+1} d\varphi \right) d\varphi_{\max L}. \quad (37)$$

Розв'язуючи ці рівняння, маємо:

$$\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u}{\Delta} L = \int \frac{\sin \varphi_{\max L}}{\cos^2 \varphi_{\max L}} \left(\int_{-\varphi_{\max L}}^{\varphi_{\max L}} (\cos \varphi)^{\frac{1}{m_u}+1} d\varphi \right) d\varphi_{\max L} + C. \quad (38)$$

Якщо підінтегральний вираз рівняння (38) розкласти у степеневий ряд, то у першому наближенні після інтегрування одержимо:

$$\frac{N_p}{R} \frac{k_u L}{2^{m_u} \Delta} = \frac{\varphi_{\max L}^{m_u+2}}{m_u+2} + C. \quad (39)$$

Постійну інтегрування визначають з умови піддатливості:

$$\varphi_{\max L} (L=0) = \varphi_{\max}, \quad (40)$$

де φ_{\max} – початковий кут контакту.

Підставляючи (40) у (39), одержуємо вираз для оцінки сталої інтегрування:

$$C = -\frac{\varphi_{\max}^{m_u+2}}{m_u+2}. \quad (41)$$

Після підстановки (41) у (39) маємо залежність поточного кута контакту від шляху тертя та інших параметрів моделі спрацювання підшипника ковзання:

$$\varphi_{\max L} = \left[\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u (m_u+2)}{2^{m_u} \Delta} L + \varphi_{\max}^{m_u+2} \right]^{\frac{1}{m_u+2}}. \quad (42)$$

При наявності кута контакту максимальну величину зносу можна визначити за виразом:

$$u = \Delta \left(\frac{1}{\cos \varphi_{\max L}} - 1 \right). \quad (43)$$

З рівняння (32) з урахуванням виразу (42), маємо:

$$\frac{d\varphi_{\max L}}{dL} = \frac{1}{m_u+2} \left[\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u (m_u+2)}{2^{m_u} \Delta} L + \varphi_{\max}^{m_u+2} \right]^{\frac{1}{m_u+1}-1}. \quad (44)$$

Залежність контактного тиску від шляху тертя, кута контакту й інших параметрів отримаємо, підставивши вираз (42) у (35):

$$p_k = \left[\frac{\Delta}{k_u} \frac{\sin \varphi_{\max L}}{\cos^2 \varphi_{\max L} (m_u + 2)} \cdot \left[\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u (m_u + 2)}{2^{m_u} \Delta} L + \varphi_{\max}^{m_u + 2} \right]^{\frac{1}{m_u + 1} - 1} \right]^{\frac{1}{m_u}}, \quad (45)$$

або

$$p_k = \Phi(\varphi_{\max L}, \Delta, k_u, N_p, R, m_u, L, \varphi_{\max}) \cos \varphi_{\max}^{\frac{1}{m_u}}, \quad (46)$$

де

$$\Phi = \frac{\Delta}{k_u} \frac{\sin \varphi_{\max L}}{\cos^2 \varphi_{\max L} (m_u + 2)},$$

$$\varphi_{\max L} \left[\left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} \frac{k_u (m_u + 2)}{2^{m_u} \Delta} L + \varphi_{\max}^{m_u + 2} \right]^{\left(\frac{1}{m_u + 1} - 1 \right) \frac{1}{m_u}}.$$

Ресурс підшипника можна визначити, задавши максимальний припустимий зазор Δ_{\max} , і визначивши гранично припустимий знос:

$$u_{\lim} = \Delta_{\max} - \Delta. \quad (47)$$

З виразу для кута контакту (42) можна знайти вираз шляху тертя через кут контакту:

$$L = \frac{\Delta(\varphi_{\max L}^{m_u + 2} - \varphi_{\max}^{m_u + 2}) 2^{m_u}}{k_u \left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} (m_u + 2)}. \quad (48)$$

Прирівнюючи (47) і (48), одержують вираз для гранично припустимого кута контакту:

$$\varphi_{\max L}^{\lim} = \arccos \left(\frac{\Delta}{u_{\lim} + \Delta} \right). \quad (49)$$

Підставляючи далі цей вираз в (48), маємо вираз для визначення ресурсу підшипника:

$$L = \left[\left(\frac{\Delta}{n_{\lim} + \Delta} \right)^{m_u + 2} - \varphi_{\max}^{m_u + 2} \right] \frac{2^{m_u} \Delta}{k_u \left(\frac{N_p}{R} \right)^{m_u} (m_u + 2)}. \quad (50)$$

Якщо прийняти $\varphi_{\max} \approx 0$, то співвідношення (42), (48), і (50) істотно спрощуються.

При визначенні величини зносу підшипника, спочатку визначають початковий кут φ_{\max} , далі за виразом (42) визначають поточний кут контакту і за виразом (43) визначають максимальну величину поточного зносу. Розраховуючи ресурс підшипника ковзання враховують початковий кут φ_{\max} , а за виразом (50) визначають ресурс, що відповідає його граничному зносу u_{\lim} .

Методом порівняльного аналізу результатів випробувань підшипників на машинах тертя і стендах за визначеними триботехнічними характеристиками встановлюється їх трибо логічна ефективність і проводиться відповідний аналіз.

Висновки.

1. З'ясовано модельний підхід (модель спрацювання підшипника) до методики розрахунку підшипника за лабораторними випробуваннями зразків "ролик-колодочка"

на машині тертя СМЦ-2.

2. Виявлена сукупність геометричних, силових і фізичних факторів у схемі для розрахунку характеристик підшипника ковзання.

3. Розглянуто вирази для розподілу контактних тисків вздовж кута контакту, їх максимальних та усереднених значень, усереднені коефіцієнти піддатливості кільцевого шару вала і втулки, радіальні сумарні контактні переміщення вала і втулки, їх максимальне значення, напружений стан у найбільш навантаженій точці підшипника.

4. Розроблено алгоритм розрахунку допоміжних та основних характеристик підшипника ковзання. З'ясовуються умови суцільності та рівноваги в контакті. Одержується диференціально-інтегральне рівняння роботи підшипника та одержується залежність поточного кута контакту від шляху тертя та інших параметрів моделі спрацювання підшипника ковзання.

5. Показано, що трибологічну ефективність підшипників ковзання встановлюють методом порівняльного аналізу триботехнічних характеристик, визначених за результатами випробувань на машинах тертя і стенді.

Список літератури

1. ДСТУ 3012-95 Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01.01]. Київ, 1996.
2. ГОСТ ISO 12301-95 Підшипники ковзання. Методи контролю геометричних показників і показників якості матеріалів.
3. ГОСТ ИСО 4386-2-99 Підшипники ковзання. Металеві багатошарові підшипники ковзання. Руйнівні випробування міцності з'єднання антифрикційного шару і основи.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів: Афіша, 2003. 560 с.
5. Технологічне забезпечення якості продукції машинобудування / Фролов Є.А., Кравченко С.І., Попов С.В., Гнітько С.М. Полтава, 2019. 204 с.
6. Горкуша А.Ю., Молчанов О.Д., Стедляк В.Г. Підвищення несучої здатності підшипників ковзання поліпшенням теплового балансу робочих зон. *Наукові праці Донецького національного технічного університету*. 2004. Вип. 71. С.151-159.
7. Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т. Рациональне проектування машинобудівних конструкцій: монографія. Львів: КІНПАТРИ ЛТД. 2003. 280 с.
8. Новіков Ф.В. Теорія високоякісної обробки деталей машин : монографія. Х. : Вид. ХНЕУ. 2013. 384 с.
9. Малащенко В.О., Ніколайчук В.В., Тимейчук О.Ю. З'єднання змінної жорсткості: монографія. Рівне: НУВГП, 2020. 97 с.
10. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Довідник. Вид. 3-тє, випр. і доп. Хмельницький : ХНУ. 2013. 59 с.
11. Al-Quraan T.M.A., Alfaqs F., Haddad J., Vojtov V., Voitov A., Kravtsov A. et al. Methodological Approach to Assessing the Tribological Properties of Lubricants Using a Four-Ball Tribometer. *Lubricants*. 2023. 11. 457 p.
12. Савуляк В.І., Губанов А.В. Характеристики тертя спокою в підшипниках ковзання шестеренної гідромашини. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2005. № 2. С. 81-85.
13. Савуляк В. І. Синтез зносостійких композиційних матеріалів та поверхневих шарів з екзотермічних компонентів: монографія. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. 2002. 161 с.
14. Aulin V., Derkach O., Makarenko D., Hrynkiv A., Krutous D., & Muranov E. Development of a system for diagnosing bearing assemblies with polymer parts during operation. *Technology Audit and Production Reserves*. 2020. 5(1(55), P.18-20.
15. Аулін В. В., Диха О. В., Лисенко С. В., Гриньків А. В. Вплив режиму мащення на триботехнічні характеристики поверхні спряжень деталей дизелів автомобілів. *Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту* : міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., 14-15 листоп. 2018 р., м. Кропивницький. 2018. С. 218-240.
16. Vojtov, V.A., Kravtsov, A.G. & Tsybal, B.M. Evaluation of Tribotechnical Characteristics for Tribosystems in the Presence of Fullerenes in the Lubricant. *Frict. Wear*. 2020. 41, P.521-525.
17. Wear models and diagnostics of cylindrical sliding tribosystem : monograph / Dykha A. et al. Poland : Foundation of Mechatronics Development, 2020. 196 p.

18. Дискретне зміцнення та зносостійкість циліндричних трибосистем ковзання : монографія / Диха О.В. та ін. Хмельницький : ХНУ. 2016. 197 с.
19. Роїк Т.А., Киричок П.О., Гавриш А.П. Композиційні підшипникові матеріали для підвищених умов експлуатації : монографія . К.: НТУУ "КПІ". 2007. 404 с.
20. Aulin, V., Lysenko, S., Hryniv, A., & Pashynskiy, M. Improvement of tribological characteristics of coupling parts "shaft-sleeve" with polymer and polymer-composite materials. *Problems of Tribology*. 2022. 27(3/105). P.96-107.
21. Аулін В. В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах : монографія. Кіровоград : ТОВ "КОД". 2014. 369 с.
22. Engineering method for calculating the wear of a cylindrical sliding bearings / Dykha O., Babak O., Makovkin O., Dytyniuk V. Actual problems of modern science : monograph / M. Skyba, T. Topolinski, J. Musial, O. Polishchuk (Eds). Bydgoszcz, 2019. P. 277-287.
23. Лавриненко В.І., Новіков М.В. Надтверді абразивні матеріали в механообробні : енциклопедичний довідник / за ред. акад. НАН України М. В. Новікова. К.: Вид. ІНМ ім. В. М. Бакуля, 2013. 456 с.
24. Welsh, R. J. Plain Bearing Design Handbook. Publisher: Butterworth-Heinemann, 1984. 176 p.
25. Вплив технологічних факторів алмазного хонінгування на параметри шорсткості і точності поверхонь композитних підшипників ковзання поліграфічних машин / А. П. Гавриш та ін. *Наукові Вісті НТУУ "КПІ"*. 2014. № 5. С. 59-75.
26. Прогресивні технології механічної обробки : монографія / Новіков Ф. В. та ін. ; за заг. ред. докт. техн. наук, професора Новікова Ф.В. Х. : Вид. ХНЕУ. 2012. 372 с.
27. Технологічне забезпечення якості продукції машинобудування / Фролов Є.А. та ін. Полтава, 2019. 204 с.

References

1. Pidshyynyky kochennia ta kovzannia. Terminy ta vyznachennia [Rolling and sliding bearings. Terms and definitions]. *DSTU 3012-95 from January 1, 1996* [in Ukrainian].
2. Pidshyynyky kovzannia. Metody kontroliu heometrychnykh pokaznykiv i pokaznykiv yakosti materialiv [Sliding bearings. Methods of control of geometric indicators and indicators of material quality]. *GOST ISO 12301-95* [in Ukrainian].
3. Pidshyynyky kovzannia. Metalevi bahatosharovi pidshyynyky kovzannia. Ruinivni vyprobuvannia mitsnosti z'iednannia antyfryktsiinoho шару i osnovy [Sliding bearings. Metal multi-layer sliding bearings. Destructive tests of the strength of the connection between the anti-friction layer and the base] *GOST ISO 4386-2-99* [in Ukrainian].
4. Pavlyshe, V.T. (2003). *Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalej mashyn [Basics of design and calculation of machine parts]*. L'viv: Afisha [in Ukrainian].
5. Frolov, Ye.A., Kravchenko, S.I., Popov, S.V. & Hnit'ko, S.M. (2019). *Tekhnologichne zabezpechennia iakosti produktsii mashynobuduvannia [Technological quality assurance of mechanical engineering products]*. Poltava [in Ukrainian].
6. Horkusha, A. Yu., Molchanov, O.D. & Stedlianko, V.H. (2004). Pidvyschennia nesuchoi zdatnosti pidshyynykiv kovzannia polipshenniam teplovoho balansu robochykh zon [Increasing the bearing capacity of sliding bearings by improving the thermal balance of the working zones]. *Naukovi pratsi Donets'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu - Scientific works of the Donetsk National Technical University, 71*, 151-159 [in Ukrainian].
7. Kindrats'kyj, B.I. & Sulym, H.T. (2003). *Ratsional'ne proektuvannia mashynobudivnykh konstruksij [Rational design of machine-building structures]*. Lviv: KINPATRI LTD [in Ukrainian].
8. Novikov, F.V. (2013). *Teoriia vysokoiakisnoi obrobky detalej mashyn [Theory of high-quality processing of machine parts]*. Kh. : Vyd. KhNEU [in Ukrainian].
9. Malashchenko, V.O., Nikolajchuk, V.V. & Tymejchuk, O.Yu. (2020). *Z'iednannia zminnoi zhorstkosti [Joints of variable stiffness]*. Rivne: NUVHP [in Ukrainian].
10. Kinyts'kyj, Ya.T. (2013). *Teoriia mekhanizmiv i mashyn [Theory of mechanisms and machines]*. (3d ed.). Khmel'nyts'kyj : KhNU [in Ukrainian].
11. Al-Quraan, T.M.A., Alfaqs, F., Haddad, J., Vojtov, V., Voitov, A. & Kravtsov, A. et al. (2023). A Methodological Approach to Assessing the Tribological Properties of Lubricants Using a Four-Ball Tribometer. *Lubricants*. 11. 457 p. [in English].
12. Savuliak, V.I. & Hubanov, A.V. (2005). Kharakterystyky tertia spokoju v pidshyynykakh kovzannia shesterennoi hidromashyny [Characteristics of friction at rest in sliding bearings of a gear hydraulic machine]. *Visnyk Vinnyts'koho politekhnichnoho instytutu - Bulletin of the Vinnytsia Polytechnic Institute, 2*, 81-85 [in Ukrainian].

13. Savuliak, V.I. (2002). *Syntezy znosostijkykh kompozytsijnykh materialiv ta poverkhnevyykh shariv z ekzotermichnykh komponentiv [Synthesis of wear-resistant composite materials and surface layers from exothermic components]*. Vinnytsia: UNIVERSUM-Vinnytsia [in Ukrainian].
14. Aulin, V., Derkach, O., Makarenko, D., Hrynkiv, A., Krutous, D., & Muranov, E. (2020). Development of a system for diagnosing bearing assemblies with polymer parts during operation. *Technology Audit and Production Reserves*. 5(1(55)). P.18-20 [in English].
15. Aulin, V.V., Dykha, O.V., Lysenko, S.V. & Hryn'kiv, A.V. (2018). Vplyv rezhymu maschennia na trybotekhnichni kharakterystyky poverkhni spriazhen' detalej dyzeliv avtomobiliv [The influence of the lubrication mode on the tribotechnical characteristics of the surfaces of the couplings of car diesel parts]. Innovative technologies for the development and efficiency of road transport : *mizhnar. nauk.-prakt. internet-konf. (14-15 lystop. 2018 r.) - international science and practice internet conference* (pp. 218-240). Kropyvnyts'kyj [in Ukrainian].
16. Vojtov, V.A., Kravtsov, A.G. & Tsymbal B.M. (2020). Evaluation of Tribotechnical Characteristics for Tribosystems in the Presence of Fullerenes in the Lubricant. *Frict. Wear*. 41, P. 521-525 [in English].
17. Dykha, A. et al. (2020). Wear models and diagnostics of cylindrical sliding tribosystem : monograph. Poland : Foundation of Mechatronics Development, 196 p. [in English].
18. Dykha, O.V. et al. (2016). *Dyskretne zmitsnennia ta znosostijkist' tsylindrychnykh trybosystem kovzannia [Discrete strengthening and wear resistance of cylindrical sliding tribosystems: monograph]*. Khmel'nyts'kyj : KhNU [in Ukrainian].
19. Roik, T.A., Kyrychok, P.O. & Havrysh, A.P. (2007). *Kompozytsijni pidshypnykovi materialy dlia pidvyschenykh umov ekspluatatsii [Composite bearing materials for increased operating conditions]*. K.: NTUU "KPI" [in Ukrainian].
20. Aulin, V., Lysenko, S., Hrynkiv, A. & Pashynskyi, M. (2022). Improvement of tribological characteristics of coupling parts "shaft-sleeve" with polymer and polymer-composite materials. *Problems of Tribology*. 27(3/105). P. 96-107 [in English].
21. Aulin, V.V. (2014). *Fyzychni osnovy protsesiv i staniv samoorhanizatsii v trybotekhnichnykh systemakh [Physical basis of processes and states of self-organization in tribotechnical systems: monograph]*. Kirovohrad : TOV "KOD" [in Ukrainian].
22. Engineering method for calculating the wear of a cylindrical sliding bearings (2019) / Dykha O., Babak O., Makovkin O., Dytyniuk V. Actual problems of modern science : monograph / M. Skyba, T. Topolinski, J. Musial, O. Polishchuk (Eds). Bydgoszcz. P. 277-287 [in English].
23. Lavrynenko, V.I. & Novikov, M.V. (2013). *Nadtverdi abrazyvni materialy v mekhanoobrobni [Ultra-hard abrasive materials in machining]*. M. V. Novikov (Ed.) K.: Vyd. INM im. V. M. Bakulia [in Ukrainian].
24. Welsh, R. J. (1984). Plain Bearing Design Handbook. Publisher: Butterworth-Heinemann. 176 p. [in English].
25. Havrysh, A. P. et al. (2014). Vplyv tekhnolohichnykh faktoriv almaznoho khoninhuvannia na parametry shorstkosti i tochnosti poverkhon' kompozytnykh pidshypnykiv kovzannia polihrafichnykh mashyn [Influence of technological factors of diamond honing on parameters of roughness and accuracy of surfaces of composite sliding bearings of printing machines]. *Naukovi Visti NTUU "KPI" – Scientific News of NTUU "KPI"*, 5, 59-75 [in Ukrainian].
26. Novikov, F. V. et al. (2012). *Prohresyvni tekhnolohii mekhanichnoi obrobky [Progressive technologies of mechanical processing]*. Novikov F. V. (Ed.). Kh. : Vyd. KhNEU [in Ukrainian].
27. Frolov, Ye.A. et al. (2019). *Tekhnolohichne zabezpechennia yakosti produktsii mashynobuduvannia [Technological quality assurance of engineering products]*. Poltava [in Ukrainian].

Viktor Aulin¹, Prof., DSc., **Oleksandr Kuzyk**¹, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Serhii Lysenko**¹, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Andrii Hupka**², Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Andrey Hrinkiv**¹, Senior Researcher, PhD tech. sci., **Inna Zhilova**¹, Assistant

¹Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

²Ivan Pulyuy Ternopil National Technical University, Ternopil, Ukraine

Methodology for calculating the main characteristics of sliding bearings of car systems and units and analyzing their tribological efficiency

A methodology for calculating the main characteristics of sliding bearings of car systems and units is proposed. The specified methodical approach is important when evaluating indicators of tribological efficiency of couplings of parts, nodes, systems and aggregates and operational reliability of cars as a whole.

The bearing activation model makes it possible to formulate measures to increase the tribological efficiency of the couplings of parts and the level of operational reliability of nodes, systems and aggregates, and

cars as a whole. In addition, the parameters of the actuation model also respond to friction modes. It is shown that it is possible to increase the tribological efficiency of the sliding bearing by means of design, technological and operational methods.

The main formulas that make it possible to develop algorithms for calculating a set of bearing characteristics are presented: contact pressure, stress, strength, sliding resistance, wear, resource. For this purpose, the following values are used: compliance coefficients and relative load, contact angle, contact pressures, contact displacements, and the stress state in the contact zone.

The geometric and power parameters of the bearing are involved in the developed methodology and algorithm. Modes of friction and the nature and magnitude of the load on the bearing are also taken into account.

An algorithm for calculating auxiliary and main characteristics of a sliding bearing has been developed. The conditions of continuity and equilibrium in contact are clarified. The differential-integral equation of the operation of the bearing is obtained and the dependence of the current contact angle on the friction path and other parameters of the sliding bearing operation model is obtained. It is shown that the tribological efficiency of sliding bearings is established by the method of comparative analysis of tribotechnical characteristics determined by the results of tests on friction machines and a stand.

sliding bearing, characteristics, tribological efficiency, operating model, wear, bearing life

Одержано (Received) 30.01.2024

Прорецензовано (Reviewed) 12.03.2024

Прийнято до друку (Approved) 25.03.2024