

Диха О.В.

Хмельницький національний  
університет,  
м. Хмельницький, Україна  
E-mail: tribosenator@gmail.com

## РОЗРАХУНКИ ТРИБОТЕХНІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

УДК 621.891

*Робота присвячена кількісній оцінці надійності підшипникових опор ковзання машин. Розроблена розрахункова методика визначення трибологічної надійності підшипників колінчастого валу автомобіля. Запропонована методика розрахункового визначення коефіцієнту варіації зносу за коефіцієнтами варіації контактної тиску, шляху тертя та коефіцієнту інтенсивності зношування. Побудовані функції надійності підшипникових вузлів. Встановлено, що надійність вкладників з алюмінієвого сплаву в 1,57 разів вища за надійність вкладників з бронзового сплаву.*

**Ключові слова:** підшипник ковзання, модель зношування, надійність, коефіцієнт варіації, ресурс.

**Вступ і постановка завдань.** Надійність - це здатність об'єкту зберігати основні характеристики продукції в часі. Показники надійності - це кількісні показники, які характеризують якість виробу. Необхідність в кількісних показниках якості також потрібна, як і необхідність враховувати кількість виробів. В іншому випадку немає чіткого уявлення про рівень продукції, існує тільки якісні оцінки. Таким чином, надійність - це наука, яка дозволяє кількісно оцінити якість продукції.

Особливість надійності як науки полягає в тому, що величини, з якими вона працює, не детерміновані, а ймовірнісні, статистичні. Це наслідок ймовірнісної природи причин, що призводять до відмов. Немає абсолютно однакових матеріалів, машин і умов їх роботи. Випадкові властивості матеріалів, випадкові розміри деталей, випадкові діючі навантаження та інші умови. Показники надійності це характерні точки розподілу відмов. Це числа, які характеризують здатність виробу зберігати в часі свої властивості. Надійність описує властивості сукупності виробів, а не кожного окремо. При визначенні показників надійності треба враховувати протиріччя між вимогами теорії ймовірностей і математичної статистики до обсягу вибірок, на основі яких робляться судження про надійність, з одного боку, і практичної обмеженості наявних даних - з іншого.

Окремої уваги потребує кількісна оцінка надійності деталей машин внаслідок зносових відмов. За основу розрахунку приймаються математичні моделі зношування, що описують той чи інший фізичний процес зношування. Відомо, що ступінь вивченості або науковий рівень в різних галузях науки і техніки визначається рівнем математичного опису відповідних процесів, наявністю математичних моделей.

Проблеми надійності і зношування пар і вузлів тертя вивчені набагато меншою мірою, ніж проблеми міцнісної надійності [1]. Моделі процесів тут ще тільки створюються і тому розрахунки на знос і надійність носять часто наближений характер. У цій роботі пропонується методика розрахунків на надійність, розроблюються практично потрібні елементи обчислення коефіцієнтів варіації.

Однією з причин недостатньої [2, 3] надійності автомобіля є недосконалість трибосистем двигуна, які містять безліч вузлів тертя. Взаємодія поверхонь деталей цих вузлів призводить до їх поступового зношування і збільшення зазорів в сполученнях. Представлена тут робота зокрема спрямована на підвищення зносостійкості і надійності підшипникових опор колінчастого валу.

**Загальна методика розрахунку надійності.** Визначити надійність вузла тертя – це означає розрахувати його основні показники надійності [4]: ймовірність безвідмовної

роботи при заданому ресурсі і ресурс роботи вузла при заданій ( $\gamma$  – процентною) ймовірності. Ці показники надійності формують функцію надійності

Таким чином, показники надійності однозначно визначаються функцією надійності. Відшукування цієї функції і є головне завдання розрахунків на надійність. У нашому випадку функція надійності це залежність ймовірності не появи граничного зносу  $u_w^*$  від величини цього зносу :

$$P = P(u_w < u_w^*). \quad (1)$$

Прийmemo, що величина поточного зносу і граничного зносу розподілені за нормальним законом. В цьому випадку [5] функція надійності описується за допомогою залежності:

$$u_p = -\frac{n-1}{(n^2 v_{w*}^2 + v_w^2)^{1/2}}. \quad (2)$$

де  $v_{w*}$ ,  $v_{iw}$  – коефіцієнти варіації граничного та поточного зносу;  $n$  – умовний коефіцієнт запасу по зносу:

$$n = \frac{u_w^*}{u_w}, \quad (3)$$

$u_p$  – квантиль нормального розподілу ймовірності перевищення діючого зносу над граничним.

Таким чином, для побудови функції надійності необхідно знати наступні величини: залежність поточного зносу від шляху тертя ( $u_w(s)$ ); залежність граничного зносу від шляху тертя ( $u_w^*(s)$ ); коефіцієнт варіації граничного зносу ( $v_{w*}$ ); коефіцієнт варіації поточного зносу ( $v_{iw}$ ).

Величину граничного зносу прийmemo постійною величиною:  $u_w^* = const$ . Тоді коефіцієнт варіації граничного зносу буде:  $v_{w*} = 0$ .

З урахуванням цього, вираз для квантиля (2) набуде вигляду:

$$u_p = \frac{n-1}{v_w}. \quad (4)$$

Якщо відома величина квантиля, функція надійності може бути визначена за функцією ймовірністю Лапласа:

$$P(u_w < u_w^*) = 0,5 + \phi\left(\frac{n-1}{v_{iw}}\right), \quad (5)$$

де  $\phi$  – функція Лапласа визначається по відповідним довідниковим таблицям для нормального закону розподілу [5].

Залежність для визначення  $\gamma$  – ресурсу при заданій  $\gamma$  – ймовірності безвідмовної роботи вузла тертя може бути отримана з виразу (4), який з урахуванням (3) набуває вигляду:

$$u_p v_w = \frac{u_w^*}{u_w} - 1, \quad (6)$$

Звідки маємо:

$$u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}. \quad (7)$$

Квантиль, що відповідає заданій ймовірності  $\gamma$ , визначається за довідниковими таблицями.

Після визначення  $u_w(\gamma)$  ресурс (шлях тертя) визначається із залежності:

$$u_w(\gamma) = k_w \left( \frac{\sigma}{HB} \right)^m s(\gamma), \quad (8)$$

де  $u_w, k_w, \sigma, HB, s$  – значення поточного зносу, коефіцієнту інтенсивності зносу, твердості, тиску та шляху тертя.

$$s(\gamma) = \frac{u_w(\gamma)}{k_w \left( \frac{\sigma}{HB} \right)^m}. \quad (9)$$

**Визначення коефіцієнтів варіації.** Загальний коефіцієнт варіації величини зносу визначається на основі залежності середнього поточного зносу  $\bar{u}_w$  від середніх значень основних факторів у вигляді:

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left( \frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m \bar{s}, \quad (10)$$

де  $\bar{u}_w, \bar{k}_w, \bar{\sigma}, \bar{s}$  – середні значення поточного зносу, коефіцієнту інтенсивності зносу, тиску та шляху тертя.

При нормальному законі розподілу випадкових факторів  $k_w, \sigma, s$  функція поточного зносу також буде випадковою функцією розподіленою по нормальному закону.

У відповідності з результатами [5, 6] при наявності коефіцієнтів варіації випадкових величин  $v_{kw}, v_{\sigma}, v_s$  коефіцієнт варіації функції  $v_{uw}$  цих випадкових величин:

$$v_{uw} = v_{kw} + v_{\sigma} + v_s, \quad (11)$$

визначається з виразу:

$$v_{uw} = (v_{kw}^2 + mv_{\sigma}^2 + v_s^2)^{1/2}. \quad (12)$$

Коефіцієнт варіації коефіцієнту інтенсивності зношування  $kv_{kw}$  можна визначити за результатами випробувань за загальними процедурами визначення коефіцієнтів варіації. Спочатку визначається середньоквадратичне відхилення величини зносу:

$$S_{uw} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_{wi} - \bar{u}_w)^2, \quad (13)$$

а далі визначається коефіцієнт варіації:

$$v_{kw} = \frac{S_{uw}}{\bar{u}_w}. \quad (14)$$

Наближено коефіцієнт варіації може бути визначений через максимальне відхилення випадкової величини:

$$v_{kw} = \frac{2\Delta k_w \max}{6} = \frac{1}{3} \Delta k_w \max. \quad (15)$$

Для визначення коефіцієнтів варіації величин діючих тисків та шляхів тертя також необхідно проводити експериментальні випробування. Але для вирішення задач порівняння і оцінки конструкторських і технологічних заходів по підвищенню зносостійкості достатньо наближених оцінок коефіцієнтів варіації факторів тиску і шляху тертя  $v_{\sigma}, v_s$  за формулами типу (15):

$$v_{\sigma} = \frac{1}{3} \Delta \sigma \max, \quad (16)$$

$$v_s = \frac{1}{3} \Delta s \max . \quad (17)$$

**Результати розрахунків та їх обговорення.** Проведемо розрахункову оцінку надійності підшипників колінчастого валу автомобіля ВАЗ для двох варіантів пар тертя: чавун - алюмінієвий сплав Al Pb5 Si4 Sn1; чавун - бронзовий сплав Си Pb24 Sn3; при наступних вихідних даних:

- 1) середнє навантаження на підшипник:  $Q = 1$  кН;
- 2) максимальний тиск на підшипник:  $\sigma = 3$  МПа;
- 3) середнє значення шляху тертя за 200 годин роботи двигуна:  $s = 1,6 \cdot 10^9$  мм;
- 4) параметри моделей зношування для відповідних пар тертя [4]:

чавун - алюмінієвий сплав:

$$m = 1,61; k_w = 3,75 \cdot 10^{-11};$$

чавун - бронзовий сплав:

$$m = 1,11; k_w = 4,93 \cdot 10^{-11};$$

- 5) гранично припустимий знос у підшипнику приймемо рівним:

$$u_w^* = 0,1 \text{ мм};$$

6) виконати порівняльний розрахунок ресурсу підшипника із заданою ймовірністю безвідмовної роботи при  $\gamma = 50\%$ ,  $\gamma = 90\%$  тобто за середнім та з ймовірністю  $p = 0,9$ ;

7) виконати порівняльний розрахунок ймовірності безвідмовної роботи при досягненні граничного зносу.

Середній ( $\gamma = 50\%$ ) знос підшипника за наведеними вихідними даними визначається за залежністю (10):

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left( \frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m \bar{s}.$$

При заданому граничному зносі:

$$\bar{u}_w = u_w^*.$$

Середній шлях тертя (ресурс) визначається за залежністю:

$$\bar{s} = \frac{u_w^*}{k_w \left( \frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m}. \quad (18)$$

Підставляючи в цю формулу вихідні дані отримуємо:

1) алюмінієвий вкладник:

$$\bar{s}_a = \frac{0,1}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left( \frac{3}{250} \right)^{1,61}} = 3,3 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

2) бронзовий вкладник:

$$\bar{s}_b = \frac{0,1}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left( \frac{3}{200} \right)^{1,11}} = 2,1 \cdot 10^{12}.$$

3) відношення середніх ресурсів підшипників з алюмінієвого та бронзового сплаву дорівнює:

$$\frac{\bar{s}_a}{\bar{s}_\sigma} = \frac{3,3 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^{12}} = 1,57,$$

Тобто за середнім алюмінієвий вкладки має ресурс в 1,57 рази більше.

**Розрахунки  $\gamma$  % – ресурсу.** Оцінку коефіцієнта варіації виконаємо по залежності (12):

$$v_{u_w} = (v_{kv}^2 + mv_\sigma^2 + v_s^2)^{1/2},$$

Прийmemo:

- для алюмінієвого підшипника:

$$v_{kv} = 0,3; v_\sigma = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,61, \text{ тоді: } v_{u_w} = (0,3^2 + 1,61 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,712;$$

- для бронзового підшипника:

$$v_{kv} = 0,3; v_\sigma = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,11, \text{ тоді: } v_{u_w} = (0,3^2 + 1,11 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,66.$$

$\gamma$  % знос визначаємо за (7):

$$u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}.$$

При  $\gamma = 90$  % за таблицями функції Лапласа отримуємо квантиль:

$$u_p(\gamma = 0,9) = 1,2.$$

Тоді при  $u_w^* = 0,1$  мм:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,712} = 0,054 \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,66} = 0,056 \text{ мм}.$$

З урахуванням отриманого результату визначаємо шлях тертя (ресурс) для двох типів підшипників:

- для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,054}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{250}\right)^{1,61}} = 1,78 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$s_\sigma = \frac{0,056}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{200}\right)^{1,11}} = 1,18 \cdot 10^{12} \text{ мм}.$$

Аналогічно визначаємо ресурс з ймовірністю безвідмовної роботи  $\gamma = 0,1$ , для якого:

$$u_p(\gamma = 0,1) = -u_p(\gamma = 0,9) = -1,2,$$

тоді по (7) маємо:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 - 1,2 \cdot 0,712} = 0,68 \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 - 1,2 \cdot 0,66} = 0,48 \text{ мм.}$$

Розрахунок 10 % ресурсу виконуємо за наведеними вище залежностями:

- для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,68}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{250}\right)^{1,61}} = 22,4 \cdot 10^{12} \text{ мм:}$$

- для бронзового підшипника:

$$s_b = \frac{0,48}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{200}\right)^{1,11}} = 10,1 \cdot 10^{12} \text{ мм.}$$

По розрахунковим даним побудовані криві надійності підшипників з алюмінієвого і бронзового сплавів (рис. 1), табл. 1.

Таблиця 1

**Залежність надійності підшипників від ресурсу**

<i>p</i>	1,0	0,9	0,5	0,1
10 <sup>12</sup> мм, <i>s<sub>a</sub></i>	0,0	1,78	3,3	22,4
10 <sup>12</sup> мм, <i>s<sub>b</sub></i>	0,0	1,18	2,1	10,1

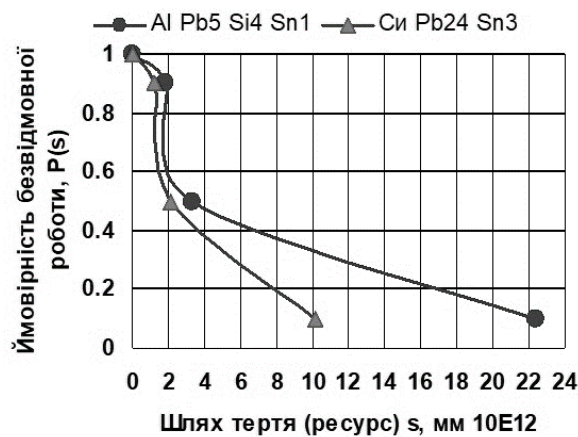


Рис. 1 – Криві надійності підшипників (вкладників) колінчастого валу

### Висновки

1. Розроблена розрахункова методика визначення трибологічної надійності підшипників колінчастого валу автомобіля.
2. Запропонована методика розрахункового визначення коефіцієнту варіації зносу за коефіцієнтами варіації контактного тиску, шляху тертя та коефіцієнту інтенсивності зношування.
3. Побудовані функції надійності підшипникових вузлів. Встановлено, що надійність вкладників з алюмінієвого сплаву в 1, 57 разів вища за надійність вкладників з бронзового сплаву.

### Література:

1. Кузьменко А.Г. Надежность узлов трения по прочности и износу. – Хмельницький: ХНУ, 2011. – 391 с.
2. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник / О.А.Лудченко. – К.: Вища школа, 2007. – 527 с.
3. Канарчук В.Є. Надійність машин: підручник / С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.
4. Диха О.В. Розрахунки та випробування на надійність машин і конструкцій: навч. посібник / О. В. Диха, Р. В. Сорокатий, О. П. Бабак. – Хмельницький: ХНУ, 2011. – 151 с.
5. Хастингс Н., Пикок Дж. Справочник по статистическим распределениям. – М.: Статистика, 1980. – 95 с.
6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся в вузах. – М.: Наука, 1967. – 607 с.

### Summary

#### **Dykha O.V.** Calculations of tribotechnical reliability of sliding bearings

*It is known that in modern machines 90% of failures are associated with the problem of wear of their parts. Therefore, the quantitative evaluation of the reliability of machine parts due to wear failures requires special attention. While mathematical models of wear are used as a basis for calculation, which describe in one way or another a process of loss of efficiency due to wear. The work is devoted to the quantitative assessment of the reliability of bearing bearings sliding machines. Developed-on the design method for determining the tribological reliability of the bearings of the crankshaft automobile. The method of calculation of coefficient of variation of wear according to coefficients of contact pressure variation, friction path and coefficient of wear intensity is proposed. The functions of bearing bearing nodes reliability are constructed. It was established that the reliability of depositors from aluminum alloy is 1,57 times higher than the reliability of depositors from the bronze alloy.*

**Keywords:** sliding bearing, wear pattern, reliability, coefficient of variation, resource.

### References

1. Kuzmenko A.G. Nadejnost uzlov treniya po prochnosti i iznosu. Hmel'nitskiy. HNU, 2011. – 391 p.
2. Ludchenko O. A. Tehnichna ekspluatatsiya i obslugovuvannya avtomobiliv. Tehnologiya: pidruchnik. O.A. Ludchenko. K. Vischa shkola, 2007. – 527 p.
3. Kanarchuk V.Є. Nadiynist mashin: pidruchnik. P.K. Polyanskiy, M.M. Dmitriev. K. Libid, 2003. – 424 p.
4. Diha O.V. Rozrahunki ta viprobuvannya na nadiynist mashin i konstruktsiy: navch. posibnik. O. V. Diha, R. V. Sorokatyy, O. P. Babak. Hmel'nitskiy. HNU, 2011. – 151 p.
5. Hastings N., Pikok Dj. Spravochnik po statisticheskim raspredeleniyam. M. Statistika, 1980. – 95 p.
6. Bronshteyn I.N., Semendyaev K.A. Spravochnik po matematike dlya injenerov i uchashchih'sya v vu-zah. M.: Nauka, 1967. – 607 p.