

УДК 539.538:539.3

## ТОЧНІСТЬ ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ЗА УЗАГАЛЬНЕНОЮ КУМУЛЯЦІЙНОЮ МОДЕЛЛЮ ЗНОШУВАННЯ

М. В. ЧЕРНЕЦЬ<sup>1,2</sup>, В. Б. ЖИДИК<sup>1</sup>, Ю. М. ЧЕРНЕЦЬ<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка;

<sup>2</sup> Люблінський політехнічний інститут, Польща

За узагальненою кумуляційною моделлю зношування з використанням розробленого експрес-методу дослідження кінетики трибоконтактної взаємодії у підшипнику ковзання з малою овальністю вала оцінено точність обчислень довговічності. Вивчено однообластеві та одно-дво-однообластеві контактні взаємодії вала і втулки. Ґрунтовно проаналізовано отримані результати та встановлено вплив параметрів інтервально-блочної основної та модифікованої схем обчислень на точність розрахунку довговічності підшипника. Виявлено закономірності зниження точності розв'язку залежно від розмірів блоків циклів взаємодій зі сталими умовами та інтервалу дискретизації контуру вала. Вказано оптимальні з інженерної точки зору схеми обчислень та їх параметри.

**Ключові слова:** підшипник ковзання, узагальнена кумуляційна модель зношування, довговічність, експрес-метод дослідження кінетики зношування, точність методу, інтервально-дискретна та інтервально-блочна трибоконтактна взаємодія.

Методи розрахунку підшипників ковзання [1–6] передбачають, що їхні співдотичні деталі мають коловий переріз (рис. 1). Однак відомо, що під час виготовлення вала і втулки їхні контури неминуче отримують малу некруглість різного виду. Найпростішою з них є овальність. У зв'язку з цим необхідно враховувати вплив технологічної некруглості на параметри контактної та трибоконтактної взаємодії. Розробили [7] кумуляційну модель зношування, де кінетику трибоконтактної взаємодії у підшипнику ковзання з некруглістю вала та втулки досліджували за інтервально-дискретною схемою. Вона полягає в тому, що контур вала з некруглістю поділяється на  $j$  інтервалів дискретизації  $\Delta\alpha_2 = 1^\circ, 5^\circ, 10^\circ, \dots, 90^\circ$ . На кожному з них параметри трибоконтактної взаємодії в межах оберту вала залишаються незмінними та за подальших обертів внаслідок зношування деталей підшипника змінюються характеристики контакту і кумулюється лінійне зношування. За цією моделлю отримано розв'язки [7–9] цієї задачі за реалізації однообластєвого контакту співдотичних деталей.

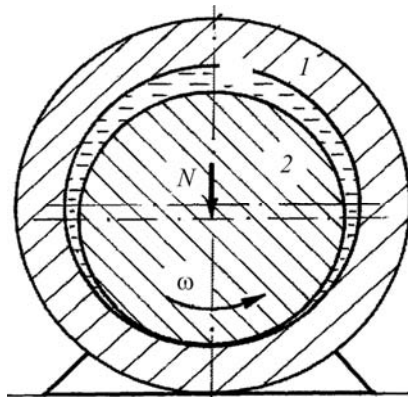


Рис. 1. Розрахункова схема підшипника з ідеалізованими контурами тіл: 1 – втулка; 2 – вал.

Fig. 1. Calculation scheme of a bearing with idealized contours of bodies: 1 – bush; 2 – shaft.

Проте інтервально-дискретна схема трибоконтактної взаємодії вимагає тривалого часу для обчислень, зокрема за малих інтервалів дискретизації контуру вала, коли розв'язок найточніший. Зі зростанням  $\Delta\alpha_2$  точність знижується, а час зменшується прямо пропорційно збільшенню  $\Delta\alpha_2$ . Згідно зі схемами підшипника на рис. 2*b, e*, овальність його деталей визначають так: втулки  $\delta_1 = R_1 - R'_1$ ; вала  $\delta_2 = R'_2 - R_2$ . Для надійної роботи підшипника забезпечують радіальний зазор  $\varepsilon = R_1 - R_2 > 0$ .

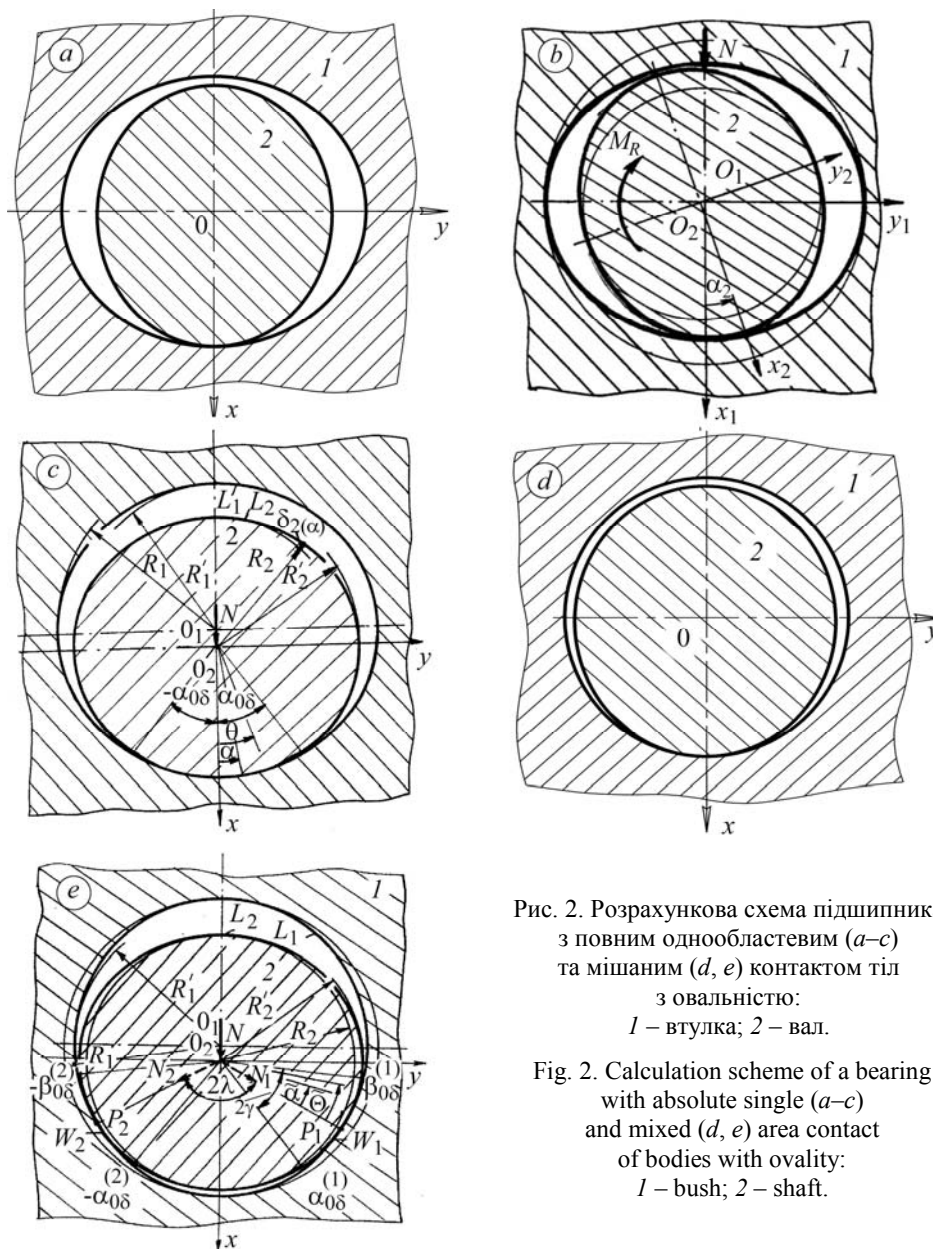


Рис. 2. Розрахункова схема підшипника з повним однообластевим (*a-c*) та мішаним (*d, e*) контактом тіл з овальністю:  
1 – втулка; 2 – вал.

Fig. 2. Calculation scheme of a bearing with absolute single (*a-c*) and mixed (*d, e*) area contact of bodies with ovality:  
1 – bush; 2 – shaft.

Під впливом радіальної сили  $N$  у зоні (зонах) контакту  $W$  ( $W_1, W_2$ ) виникатимуть контактні тиски, а внаслідок обертання вала з  $\omega_2 = \text{const}$  – зношування. Поворот вала (рис. 2*b*) на кут  $\alpha_2$  від вихідного положення (рис. 2*a*) призводитиме до переходу від однообластєвого симетричного до однообластєвого косоного кон-

такту, а далі знову до симетричного (рис. 2с), косою і вихідного симетричного контакту. Для схеми з мішаним контактом взаємодія вала з втулкою складніша: вихідне положення вала (рис. 2d), однообластевий косий (рис. 2b), двообластевий косий та симетричний (рис. 2e), однообластевий косий та симетричний контакти.

Однак час обчислень і надалі залишається тривалим. Для суттєвого пришвидшення числового розв'язку запропоновано експрес-метод дослідження кінетики трибоконтактної взаємодії [10], в основу якого покладено інтервально-блочну схему. Тут на відміну від інтервально-дискретної схеми параметри контакту на кожному з  $j$ -их інтервалів приймаються незмінними впродовж певної кількості обертів вала (блока взаємодії за сталих умов). Такий підхід дає змогу зменшити тривалість обчислень пропорційно розміру блока з певною втратою точності розв'язку порівняно з інтервально-дискретною схемою. Нижче подані результати досліджень впливу схеми розв'язку трибоконтактної задачі на довговічність підшипника ковзання.

**Формулювання задачі.** Розрахункові схеми підшипників з ідеалізованими контурами, овальністю вала 2 і втулки 1 наведено на рис. 1, 2. За схемою на рис. 2a–c впродовж обертів вала матимемо однообластевий, а за схемою на рис. 2d, e – мішаний (одно–дво–однообластевий) контакти.

За однообластєвого симетричного контакту ( $\alpha_2 = 0$ ) його параметри такі: кут контакту  $2\alpha_{0\delta}$ , максимальний контактний тиск  $p(0, \delta)$ , область контакту  $W = 2\alpha_{0\delta}R_2$  (рис. 2a); за однообластєвого несиметричного контакту такі: кут контакту  $2\alpha_{0\delta}(\alpha_2)$ , максимальний контактний тиск  $p(\alpha_2, \delta)$ , область контакту  $W(\alpha_2) = 2\alpha_{0\delta}(\alpha_2)R_2$ , а за двообластєвого симетричного контакту ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ) (рис. 2e) такі: контактні тиски  $p(\alpha_2, \delta)$ , які досягають найбільших значень по лінії дії сил  $N_1 = N_2 = N/2 \cos \lambda$ ; кути контакту  $2\gamma_1 = 2\gamma_2$ , області контакту  $W_1 = W_2 = 2\gamma R_2$ . За несиметричного двообластєвого контакту  $N_1 \neq N_2$ ,  $\lambda_1 \neq \lambda_2$ ,  $2\gamma_1 \neq 2\gamma_2$ ,  $W_1 \neq W_2$ ,  $p(\lambda_1, \delta) \neq p(\lambda_2, \delta)$  і ці параметри залежать від  $\alpha_2$  [11]. Кут початкового співдотуку  $2\lambda$  визначають згідно з працею [12], а  $\lambda_1 + \lambda_2 = 2\lambda$ .

Слід зазначити, що для схеми з повним однообластєвим контактом тіл (рис. 2a–c) дослідили кінетику трибоконтактної взаємодії за кумуляційною моделлю зношування [7], а для схеми з мішаним контактом тіл (рис. 2d, e) – за узагальненою кумуляційною моделлю зношування [13].

**Розв'язок задачі.** Вихідні дані такі:  $N = 0,1$  MN;  $R_2 = 0,05$  m;  $v = 0,0628$  m/s; коефіцієнт тертя ковзання  $f = 0,04$ ;  $\varepsilon = 4,1 \cdot 10^{-4}$  m;  $\delta_1 = 0$ ,  $\delta_2 = (0; 1; 2; 3; 4) \cdot 10^{-4}$  m,  $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$ ;  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ ; кількість обертів вала  $\bar{n}_2 = 12$  грт; допустиме зношування втулки  $h_{1*} = 0,3$  mm; матеріал втулки: бронза ОЦС 5-5-5, для якої модуль Юнга  $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа, коефіцієнт Пуассона  $\mu_1 = 0,34$ , характеристики зносотривкості  $B_1 = 4,75 \cdot 10^9$ ,  $m_1 = 0,85$ ,  $\tau_{10} = 0,1$  МПа; матеріал вала: сталь 35 (гартування + високий відпуск), для якої  $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu_2 = 0,3$ ,  $B_2 = 5,46 \cdot 10^9$ ,  $m_2 = 0,66$ ,  $\tau_{20} = 0,08$  МПа; розміри блоків взаємодій за сталих умов  $B = 1$  rot, 12 rot (1 min), 720 rot (1 h), 7200 rot (10 h), 72000 rot (100 h).

Отримані такі розв'язки задачі: точний за інтервально-дискретною схемою ( $B = 1$  rot) (табл. 1); основний за інтервально-блочною схемою ( $B = 12, 720, 7200, 72000$  rot) (табл. 2, значення в чисельнику). Тут лінійне зношування втулки підраховували до завершення останнього блока, що призводило до деякого перевищення зношування  $h_1$  понад допустиме значення  $h_{1*}$  з похибкою  $\Delta$ ; уточнений з використанням результатів основного розв'язку. Тут довговічність  $n_{2*}$  розраховували для  $h_{1*}$  як базового параметра так:  $n_{2*} = n_2(h_{1*}/h_1)$  (табл. 2, значення в знаменнику); адитивний за модифікованою інтервально-блочною схемою ( $B = 72000 \rightarrow$

→ 7200 → 720 → 12 → 1 rot) (табл. 3). Тут довговічність  $n_{2*}$  за допустимого зношування  $h_{1*}$  втулки розраховували поетапним сумуванням обертів вала за такою схемою:

$$n_{2*} = x_1 B_{72000} + x_2 B_{7200} + x_3 B_{720} + x_4 B_{12} + x_5 B_1,$$

де  $x_1$  – максимальна кількість основних блоків, за якої  $h_1$  не перевищить  $h_{1*}$ ;  $x_2, x_3, x_4$  – відповідно максимальна кількість наступних блоків, які програмно забезпечують вищевказані умови;  $x_5$  – кількість блоків  $B = 1$  rot, яка забезпечить точне значення  $h_{1*}$ .

**Таблиця 1. Довговічність  $n_{2*}$  підшипника за точним розв'язком ( $B = 1$  rot)**

$\delta_2, \text{ mm}$	$\Delta\alpha_2 = 5^\circ$	$\Delta\alpha_2 = 10^\circ$	$\Delta\alpha_2 = 15^\circ$
	$n_{2*}, \text{ rot}$		
0,4	1258490	1239410	1214331
0,3	1221610	1195707	1164654
0,2	1251118	1226732	1203413
0,1	1064826	1047977	1031636
0	995952	982501	969401

**Таблиця 2. Довговічність підшипника за різних розмірів блоків (основний і уточнений розв'язок) ( $\Delta\alpha_2 = 5^\circ$ )**

$\delta_2, \text{ mm}$	$B = 72000 \text{ rot}$			$B = 720 \text{ rot}$		
	$n_2 / n_{2*}$	$h_1 / h_{1*}$	$\Delta, \%$	$n_2 / n_{2*}$	$h_1 / h_{1*}$	$\Delta, \%$
0,4	$\frac{1224000}{1188593}$	$\frac{0,30870}{0,3}$	2,89	$\frac{1257840}{1257798}$	$\frac{0,30001}{0,3}$	0,003
0,3	$\frac{1152000}{1150622}$	$\frac{0,30360}{0,3}$	1,20	$\frac{1221120}{1220902}$	$\frac{0,300053}{0,3}$	0,02
0,2	$\frac{1224000}{1180100}$	$\frac{0,31076}{0,3}$	3,59	$\frac{1250640}{1250408}$	$\frac{0,300056}{0,3}$	0,02
0,1	$\frac{1008000}{993654}$	$\frac{0,30427}{0,3}$	1,42	$\frac{1064160}{1064115}$	$\frac{0,300013}{0,3}$	0,00
0	$\frac{936000}{924685}$	$\frac{0,30363}{0,3}$	1,21	$\frac{995760}{995240}$	$\frac{0,300157}{0,3}$	0,05
$\delta_2, \text{ mm}$	$B = 7200 \text{ rot}$			$B = 12 \text{ rot}$		
	$n_2 / n_{2*}$	$h_1 / h_{1*}$	$\Delta, \%$	$n_2 / n_{2*}$	$h_1 / h_{1*}$	$\Delta, \%$
0,4	$\frac{1252800}{1251505}$	$\frac{0,30031}{0,3}$	0,1	$\frac{1258488}{1258483}$	$\frac{0,300002}{0,3}$	0,00
0,3	$\frac{1216800}{1214500}$	$\frac{0,300567}{0,3}$	0,19	$\frac{1221608}{1221605}$	$\frac{0,300001}{0,3}$	0,00
0,2	$\frac{1245600}{1243932}$	$\frac{0,300402}{0,3}$	0,13	$\frac{1251120}{1251113}$	$\frac{0,300002}{0,3}$	0,00
0,1	$\frac{1058400}{1057639}$	$\frac{0,300216}{0,3}$	0,07	$\frac{1064832}{1064822}$	$\frac{0,300003}{0,3}$	0,00
0	$\frac{993600}{988772}$	$\frac{0,301458}{0,3}$	0,49	$\frac{995952}{995946}$	$\frac{0,300002}{0,3}$	0,00

Таблиця 3. Довговічність підшипника при  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$

$\delta_2, \text{ mm}$	$B = 1 \text{ rot}$	$B = 7200 \text{ rot}$		$B = 72000 \text{ rot}$	
	$n_{2*}, \text{ rot}$	$n_{2*}, \text{ rot}$	$\Delta_\Sigma, \%$	$n_{2*}, \text{ rot}$	$\Delta_\Sigma, \%$
$\Delta\alpha_2 = 5^\circ$					
0,4	1258490	1251442	0,56	1188518	5,56
0,3	1221610	1214477	0,56	1151367	5,75
0,2	1251118	1243921	0,58	1179121	5,75
0,1	1064826	1057633	0,68	992833	6,76
0	995952	988753	0,72	923953	7,23
$\Delta\alpha_2 = 10^\circ$					
0,4	1239410	1232469	0,56	1170375	5,57
0,3	1195707	1189011	0,56	1125160	5,90
0,2	1226752	1219141	0,62	1154341	5,90
0,1	1047977	1040733	0,69	975973	6,87
0	982501	975301	0,73	910501	7,33
$\Delta\alpha_2 = 15^\circ$					
0,4	1214331	1206529	0,64	1141729	6,00
0,3	1164648	1158169	0,56	1093369	6,12
0,2	1203413	1196233	0,60	1131433	5,98
0,1	1031636	1024441	0,7	959641	6,98
0	969401	962197	0,74	897397	7,43

Примітка:  $\Delta_\Sigma$  – відхилення розрахункової довговічності від точного розв’язку.

### ВИСНОВКИ

Встановлено, що застосування інтервально-блочної схеми обчислень дає змогу зменшити їхню тривалість пропорційно розміру  $B$  блока. Розрахункова довговічність  $n_{2*}^{(B)}$  підшипника при цьому знижується порівняно із точним розв’язком, отриманим зі застосуванням інтервально-дискретної схеми обчислень, так:

$$n_{2*}^{(B)} \approx n_{2*}^{(1)} - B.$$

Отже, за відомих значень довговічності  $n_{2*}^{(B)}$  достатньо коректно можна обчислити дійсну довговічність  $n_{2*}^{(1)}$  підшипника

$$n_{2*}^{(1)} = n_{2*}^{(B)} + B.$$

Збільшення інтервалу дискретизації  $\Delta\alpha_2$  втричі призводить до пропорційного зменшення тривалості обчислень з похибкою 2,7...7% залежно від овальності вала.

Доцільним з практичної точки зору є обчислення адитивним способом за модифікованою інтервально-блочною схемою. Точність результатів є приблизно такою ж, як і за уточненим розв’язком, однак процедура числового розв’язку суттєво простіша.

**РЕЗЮМЕ.** Согласно обобщенной кумуляционной модели изнашивания с использованием разработанного экспресс-метода исследования кинетики трибоконтактного взаимодействия в подшипнике скольжения с малой овальностью вала проведена оценка точности вычислений долговечности. Исследовано однообластные и одно-двух-однообла-

стевые контактные взаимодействия вала и втулки. Детально проанализированы полученные результаты и установлено влияние параметров интервально-блочной основной и модифицированной схем вычислений на точность расчета долговечности подшипника. Выявлены закономерности снижения точности вычислений в зависимости от размера блоков циклов взаимодействий с постоянными условиями и интервала дискретизации контура вала. Представлены оптимальные с инженерной точки зрения схемы вычислений и их параметры.

*SUMMARY.* According to the generalized cumulative wear model with the use of the developed express-method for investigation of the kinetics of tribocontact interaction in the sliding bearing with small ovality of the shaft, the accuracy of life time calculation has been conducted. Single-area and single-double-single area interaction of a shaft and a bush has been investigated. The detailed analysis of the obtained results has been done and the effect of interval-block basic and modified calculation schemes parameters on the bearing life time accuracy calculation has been determined. The regularities of solution accuracy decrease in dependence on the sizes of the cycle interaction blocks with constant conditions and sampling interval of the shaft contour has been found. The optimum calculation schemes and their parameters, from the engineering point of view, have been presented.

1. Андрейків А. Е., Чернець М. В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Горячева И. Г., Добычин Н. М. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
3. Коваленко Е. В. К расчету изнашивания сопряжения вал–втулка // ММТ. – 1982. – № 6. – С. 66–72.
4. Крагельский И. В., Добычин Н. М., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
5. Кузьменко А. Г. Методи розрахунків і випробувань на зношування та надійність. – Хмельницький: ТУП, 2002. – 152 с.
6. Теплый М. И. Определение контактных параметров и износа в цилиндрических опорах скольжения // Трение и износ. – 1987. – № 6. – С. 895–902.
7. Чернець М. В., Лебедєва Н. М. Оцінка кінетики зношування трибосистем ковзання при наявності овальності контурів їх елементів за кумуляційною моделлю // Проблеми трибології. – 2005. – № 4. – С. 114–120.
8. Чернець М., Андрейків О., Лебедєва Н. Дослідження впливу складного огранення деталей підшипника ковзання на параметри контактної та трибоконтатної взаємодії // Там же. – 2007. – № 4. – С. 50–54.
9. Модель оцінки зношування і довговічності підшипника ковзання за малої некруглості / М. В. Чернець, О. Є. Андрейків, Н. М. Лебедєва, В. Б. Жидик // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – № 2. – С. 121–129.  
(Chernets M. V., Andreikiv O. E., Liebedieva N. M. and Zhydyk V. B. A model for evaluation of wear and durability of plain bearing with small non-circularity of its contours // Materials Science. – 2009. – № 2. – P. 279–290.)
10. Чернець М. В., Жидик В. Б. Експрес-метод дослідження кінетики трибоконтатної взаємодії у підшипнику ковзання з технологічною некруглістю контурів деталей // Проблеми трибології. – 2013. – № 2. – С. 6–12.
11. Чернець М. В., Жидик В. Б. Узагальнена кумуляційна модель дослідження кінетики зношування підшипника ковзання. Ч. 1. Лінійна і кумуляційна модель // Там же. – 2012. – № 4. – С. 11–17.
12. Чернець М. В. Контактна задача для циліндричного з'єднання з технологічним ограненням контурів деталей // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – № 6. – С. 93–99.  
(Chernets M. V. A contact problem for a cylindrical joint with technological faceting of the contours of its parts // Materials Science. – 2009. – № 6. – P. 859–868.)
13. Чернець М. В., Жидик В. Б. Узагальнена кумуляційна модель кінетики зношування підшипника ковзання. Ч. 2. Узагальнена кумуляційна модель // Проблеми трибології. – 2013. – № 1. – С. 6–15.

Одержано 09.07.2013