

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.3(92).15931

М. В. ЧЕРНЕЦЬ, А. О. КОРНІЄНКО, Р. Р. ЗАХАРІЯ

Національний авіаційний університет, Київ

РОЗРАХУНОК ДОВГОВІЧНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНОЇ МЕТАЛОПОЛІМЕРНОЇ НАПРЯМНОЇ КОВЗАННЯ СТАЛЬ – ЕПОКСИДНИЙ КОМПОЗИТ ДК-6

За розробленим методом розрахунку ресурсу циліндричних металоолімерних напрямних ковзання, який базується на відомій методології дослідження кінетики зношування матеріалів при терті ковзання, проведено розрахунок її ресурсу при різних навантаженнях та радіальних зазорах. Повзун напрямної виконано з антифрикційного полімерного епоксидного композиційного матеріалу ДК6 підвищеної твердості, а її основу зі сталі. Встановлено кількісні і якісні закономірності залежності шляху тертя від навантаження і радіального зазору. Показано, що збільшення навантаження чотирикратно спричиняє зниження шляху тертя у 5.61 ...9.20 рази, залежно від радіального зазору ϵ і діаметра основи. А збільшення радіального зазору вдвічі спричиняє зниження шляху тертя у 2.40 ...3.40 рази залежно від навантаження і діаметра основи.

Ключові слова: *циліндричні металоолімерні напрямні, метод розрахунку, ресурс напрямної – шлях тертя, композиційний матеріал ДК6 підвищеної твердості*

Напрявні широко застосовують для утримання у контактi рухомих частин різноманітного обладнання та механізмів при їх взаємопереміщенні. Найбільш розповсюдженими в машинобудуванні є напрямні для забезпечення прямолінійного руху деталей. Циліндричні напрямні поступального або зворотно – поступального руху поряд з плоскими напрямними знаходять досить широке застосування в сучасній техніці в різноманітних машинах і обладнанні. Можна вказати на такі області застосування циліндричних та плоских напрямних: ковальсько – пресове обладнання, металорізальні верстати, приводи позиціонування, підйомно – транспортні механізми, пакувальне обладнання, лабораторне та медичне обладнання, обладнання для харчової промисловості, обладнання для оброблення деревини та пластмас, прилади та вимірювальні пристрої.

Незважаючи на практичну необхідність проектного розрахунку їх довговічності або зношування на стадії проектування, для циліндричних напрямних ковзання не розроблені відповідні розрахункові методи. Нижче наведено результати розрахунку такого виду напрямних ковзання, де застосовують полімерні композити, зокрема Моглайс, з використанням модифікованого методу дослідження кінетики зношування при терті ковзання [1, 8, 13]. Відомі в літературі розрахункові методи [2-7] звичайних підшипників ковзання з металевими елементами практично не були використовувані з метою прогнозування довговічності або зношування зазначеного типу трибосистем ковзання з металевими елементами, а тим більше для металоолімерних циліндричних напрямних. Лише у працях [9-13] першим автором досліджувались такі триботехнічні системи ковзання з металевими елементами. Також у [14] проведено розрахунок параметрів контакту і сил тертя в металевих циліндричних напрямних ковзання.

Постановка задачі. Циліндрична напрямна прямолінійного зворотно – поступального руху з однією основою зображена на рис. 1.

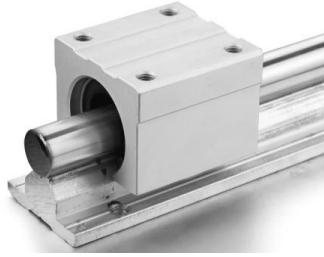


Рис. 1. Циліндричні напрямні ковзання

Циліндрична напрямна моделюється пружною основою 2, по якій з постійною швидкістю v здійснює зворотно – поступальний рух пружний повзун 3 з запресованою втулкою 1 (рис. 2). У з'єднанні має місце радіальний зазор $\varepsilon = R_1 - R_2$. Матеріали напрямної можуть мати різні характеристики пружності і різну зносостійкість. На повзун 3 діє робоче зусилля F , під впливом якого в області контакту $2\alpha_0$ виникають контактні тиски $p(\alpha)$, величина і розподіл яких невідомі. Розв'язок задачі проводиться як плоскої задачі теорії пружності з навантаженням $N = F/l_1$, де l_1 довжина втулки.

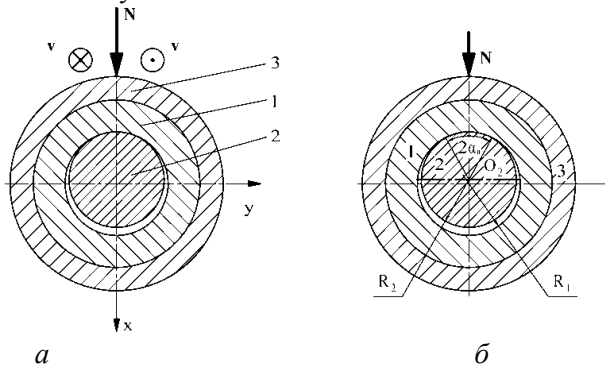


Рис. 2. Схеми циліндричної напрямної ковзання: а – загальна, б – розрахункова

Визначення контактних тисків. Для обчислення початкових статичних контактних тисків p_α , що виникають в області контакту елементів циліндричної напрямної, використовується наступне інтегро-диференціальне рівняння [1, 9, 13]:

$$c_1 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \cot \frac{\alpha - \theta}{2} p'_\theta d\theta = c_2 p_\alpha + c_3 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p_\alpha d\alpha + c_4 \cos \alpha \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p_\alpha \cos \alpha d\alpha + \frac{\varepsilon}{R^2}, \quad (1)$$

де $p'_\theta = dp/d\theta$; α – полярний кут; $0 \leq \alpha \leq \theta$, $0 \leq \theta \leq \alpha_0$;

$$c_1 = \frac{1}{8\pi} \left(\frac{1 + \kappa_1}{G_1 R_1} + \frac{1 + \kappa_2}{G_2 R_2} \right); c_2 = \frac{1}{4} \left(\frac{1 - \kappa_1}{G_1 R_1} - \frac{1 - \kappa_2}{G_2 R_2} \right); c_3 = \frac{1 + \kappa_1}{8\pi G_1 R_1}; c_4 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\kappa_1}{G_1 R_1} + \frac{1}{G_2 R_2} \right);$$

$R_1 \approx R_2 = R$; G_1, G_2 – модулі зсуву матеріалів; ν_1, ν_2 – їх коефіцієнти Пуасона; $\kappa = 3 - 4\nu$ – постійна Мусхелішвілі, $E = 2G/(1 + \nu)$ – модуль Юнга.

Наближений розв'язок рівняння (1) для визначення тисків p_α проводиться методом колокації для однієї точки колокації $\alpha = 0.5\alpha_0$. Функція контактної тиску має вигляд [1, 13]

$$p_\alpha \approx E_0 \varepsilon \sqrt{\tan^2 \frac{\alpha_0}{2} - \tan^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad (2)$$

де $E_0 = (e_4 / R_2) \cos^2(\alpha_0 / 4)$ – коефіцієнт колокації, $e_4 = 16G_1G_2(1 + \nu_1)(1 + \nu_2) / Z$,
 $Z = 2G_2(1 + \kappa_1)(1 + \nu_1)(1 + \nu_2) + 2G_1(1 + \kappa_2)(1 + \nu_2)(1 + \nu_1)$.

Для визначення невідомого півкута контакту α_0 використовується умова рівноваги сил, прикладених до циліндричної основи

$$N = R_2 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p_\alpha \cos \alpha d\alpha = 4\pi R_2 E_0 \varepsilon \sin^2(\alpha_0 / 4). \quad (3)$$

Трибокінетична модель дослідження зношування. Для вирішення даної зносоконтактної задачі використовується раніше розроблена відома математична модель зношування матеріалів при терті ковзання [1, 8-13].

Зносоконтактні тиски, які діють у підшипнику у процесі зношування елементів, визначаються так:

$$P_{\alpha h} = P_\alpha + P_h, \quad (4)$$

де p_h – зміна початкових тисків внаслідок зношування.

Для їх опису використовується залежність

$$p_h = E_h \varepsilon_h \sqrt{\tan^2 \frac{\alpha_{0h}}{2} - \tan^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad (5)$$

де $E_h = c_h (e_4 / R_2) \cos^2(\alpha_{0h} / 4)$, $c_h > 0$ – показник темпу зношування.

Для визначення півкута трибоконтракту α_{0h} , що характеризує зону контакту при зношуванні, використовується умова, подібна до умови (3)

$$N = 4\pi R_2 E_0 (\varepsilon + c_{\alpha h} \varepsilon_h) \sin^2(\alpha_{0h} / 4), \quad (6)$$

де $\varepsilon_h = h_{k \max} (-K_t^{(k)} + h'_k)$; $h'_1 = h_2 / h_1$, $h'_2 = h_1 / h_2$ – відносні зношування у трибо-системі; $K_t^{(1)}$, $K_t^{(2)}$ – коефіцієнти взаємного перекриття елементів напрямної при рухомому контакті; $c_{\alpha h}$ – показник темпу приросту кута трибоконтракту;

$$h'_1 = \frac{h_2}{h_1} = \frac{B_1 \tau_{01}^{m_1} (\tau - \tau_{02})^{m_2}}{B_2 \tau_{02}^{m_2} (\tau - \tau_{01})^{m_1}} K_t^{(2)},$$

$$h'_2 = \frac{h_1}{h_2} = \frac{B_2 \tau_{02}^{m_2} (\tau - \tau_{01})^{m_1}}{B_1 \tau_{01}^{m_1} (\tau - \tau_{02})^{m_2}} K_t^{(1)}; \quad \tau = f p_0. \quad (7)$$

де B_1 , m_1 , $\tau_{01} = 0.05$ МПа – характеристики зносостійкості сталеві основи 2 та композитної втулки повзуна 1.

Максимальні контактні тиски p_0 виникають при $\alpha=0$. Тоді

$$p_0 \approx E_0 \varepsilon \tan(\alpha_0 / 2). \quad (8)$$

Згідно [1, 13] розрахункове співвідношення для прогнозування оцінки довговічності t напрямної при заданому допустимому зношуванні $h_1 = h_{k \max}$ втулки має вигляд

$$t = \frac{-B_k \tau_{0k}^{m_k}}{v c_h \tau_h \Sigma_k (1 - m_k) K_t^{(k)}} \left\{ [\tau - \tau_{0k}]^{1 - m_k} - [(\tau - \tau_{k0}) + c_h h_{k \max} \Sigma_k \tau_h]^{1 - m_k} \right\}, \quad (9)$$

де $\Sigma_1 = (-K_t^{(1)} + h'_1)$, $\Sigma_2 = (K_t^{(2)} - h'_2)$; $K_t^{(1)} = 1$, $K_t^{(2)} = \alpha_0 / \pi$.

Відповідно питома сила тертя при зношуванні

$$\tau_h = f p_{0h} = f E_h \tan(\alpha_{0h} / 2). \quad (10)$$

Після відповідних перетворень виразу (9) отримано формулу для обчислення лінійного зношування повзуна 1 і основи 2 напрямної при заданому ресурсі t_* її роботи у вигляді

$$h_k = \left| \frac{1}{c_h \tau_h K_t^{(k)} \Sigma_k} \left[H_k - {}^{1-m_k} \sqrt{\frac{L_k H_k^{1-m_k} - t_*}{L_k}} \right] \right|, \quad (11)$$

де $L_k = B_k \tau_{0k}^{m_k} / c_h \nu \tau_h (1 - m_k) \Sigma_k K_t^{(k)}$, $H_k = \tau - \tau_{0k}$.

Лінійні зношування h_k елементів напрямної є взаємопов'язаними

$$h_1 = h_2 h_2' / K_t^{(2)}, \quad h_2 = h_1 h_1' / K_t^{(1)}. \quad (12)$$

Для цього виду трибомеханічної системи ковзання однак доцільніше визначати граничний шлях тертя ковзання L_*

$$L_* = \frac{-B_k \tau_{0k}^{m_k}}{c_h \tau_h (1 + h_k') (1 - m_k) K_t^{(k)}} \left\{ (\tau - \tau_{0k})^{1-m_k} - [(\tau - \tau_{0k}) + c_h h_{k \max} \Sigma_k \tau_h]^{1-m_k} \right\}, \quad (13)$$

Числовий розв'язок задачі.

Дані для розрахунку напрямної: $F = 500, 750, 1000, 2000$ Н; $N = F/l_1 = 5, 10, 20$ Н/мм, $l_1 = 100$ мм – довжина втулки повзуна, $l_2 = 500$ мм – довжина основи; $K_t^{(2)} = 0.2$, $K_t^{(1)} = 1$; $\varepsilon = 0.05, 0.075, 0.1$ мм (посадка з зазором Н9/д9); $D_2 = 40, 50$ мм; $f = 0.09$ – граничне тертя; $h_{1 \max} = 0.5$ мм – допустиме зношування втулки.

Матеріали елементів трибосистеми:

– втулка повзуна: антифрикційний композит на епоксидній основі підвищеної твердості ДК6 ПТ: $E_{ДК} = 6500$ МПа, $\mu_{ДК} = 0.4$, $\sigma_c = 140$ МПа;

$B_1 = 1.2 \cdot 10^{11}$, $m_1 = 1.9$, $\tau_{01} = 0.05$ МПа;

– основа: сталь 45: $E_2 = 210$ ГПа, $\nu_2 = 0.3$; $B_2 = 2.2 \cdot 10^{12}$, $m_2 = 2.1$, $\tau_{02} = 0.1$ МПа.

Результати обчислень довговічності (ресурсу) напрямної, вираженій у граничному шляху тертя L_* , подано у табл. 1, 2 та на рис. 3, 4.

Таблиця 1

N , Н/мм	Шлях тертя L_1 , км					
	5	4 026	2 060	1 350	8918	4 275
7,5	2 079	1 151	783	4 320	2 190	1 429
10	1 365	785	545	2 656	1 433	963
20	548	336	241	969	573	404
ε , мм	0,05	0,075	0,1	0,05	0,075	0,1
Збільшення N , рази	$D_2 = 40$ мм			$D_2 = 50$ мм		
	Зменшення L_1 , рази					
4	7,34	6,14	5,61	9,20	7,46	6,50

Збільшення навантаження чотирикратно спричиняє зниження шляху тертя у 5.61 ... 9.20 рази залежно від діаметра D_2 основи і радіального зазору ε .

Таблиця 2

ε , мм	Шлях тертя L_1 , км							
	0,05	4026	2078	1364	548	8918	4320	2655
0,075	2060	1150	785	335	4274	2190	1432	573
0,1	1350	783	545	240	2624	1429	963	403
N , Н/мм	5	7,5	10	20	5	7,5	10	20
Збільш. ε , рази	$D_2 = 40$ мм				$D_2 = 50$ мм			
	Зменшення L_1 , рази							
2	2,98	2,65	2,50	2,28	3,40	3,02	2,76	2,40

Збільшення радіального зазору вдвічі спричиняє зниження шляху тертя у 2.40 ... 3.40 рази залежно від навантаження N і діаметра D_2 основи.

На рис. 3, 4 відображено якісний і кількісний вплив радіального зазору і навантаження на ресурс напрямної L_1 до досягнення втулкою 1 допустимого зношування.

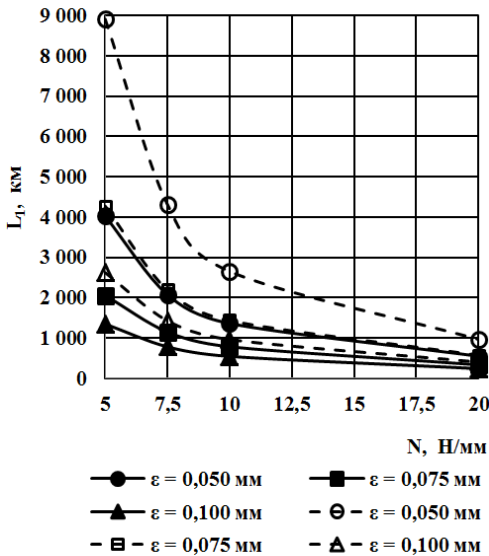


Рис. 3. Залежність шляху тертя від навантаження на напрямну: $D_2 = 40$ мм – суцільні лінії, $D_2 = 50$ мм – штрихові лінії

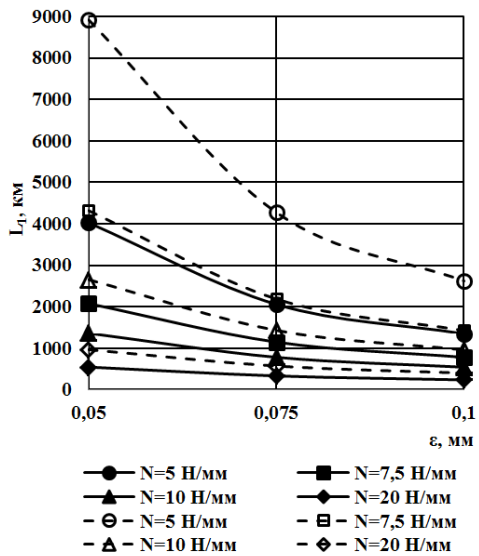


Рис. 4. Залежність шляху тертя від від радіального зазору

Спостерігається яскраво виражений нелінійний характер зниження шляху тертя L_1 при зростанні навантаження N , особливо при малому радіальному зазорі ε . Також ресурс суттєво залежить від діаметра втулки, тобто при збільшенні діаметра вона зростає.

На рис. 4 відображено вплив радіального зазору при різних навантаженнях на довговічність напрямної.

Також зростання радіального зазору у напрямній спричиняє суттєве зниження її довговічності. При збільшенні навантаження воно є більш значним. Зменшення діаметра основи суттєво впливає на зниження довговічності.

Висновки

Згідно презентованого розрахункового методу досліджено вплив навантаження, діаметра втулки і радіального зазору на кількісні і якісні закономірності зміни ресурсу циліндричної напрямної з композиту ДКБ на епоксидній основі.

Наведені результати обчислень вказують на ефективність представленого методу для оцінки параметрів контакту в інженерній практиці при проектуванні металополімерних циліндричних напрямних.

Список літератури

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наукова 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. Кравчук А.С., Чигарев А.В. Механика контактного взаимодействия тел с круговыми границами. – Минск: Технопринт, 2000. – 198 с.
5. Крагельский И.В., Добычин Н.М., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
6. Кузьменко А.Г. Развитие методов контактной трибомеханики. – Хмельницкий: ХНУ, 2010.
7. Теплый М.И. Определение контактных параметров и износа в цилиндрических опорах скольжения // Трение и износ. – 1987. – № 6. – С. 895-902.
8. Чернец М.В. К вопросу об оценке долговечности цилиндрических трибосистем скольжения с границами, близкими к круговым // Трение и износ. – 1996. – № 3. – С. 340-344.
9. Czerniec M. Wytrzymałość stykowo – tarciova oraz trwałość tribotechnicznych systemów ślizgowych. – Lublin: Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2000. – 490 s.
10. Чернец М.В., Лебедева Н.М. К вопросу о влиянии малой некруглости элементов цилиндрической направляющей на ее долговечность // Проблемы трибологии. – 2005. – №3. – С. 100 – 106.
11. Чернец М.В., Лебедева Н.М. Дослідження впливу малої некруглості на ресурс циліндричної напрямної // Проблеми трибології. – 2006. – №4. – С. 52 – 55.
12. Чернец М.В., Андрейкив О.Є., Лебедева Н.М. Узагальнений метод дослідження трибоконтактної взаємодії у циліндричній напрямній з різнотипним ограненням її елементів // Машинознавство. – 2006. – №7. – С. 54 – 58.
13. Чернец М.В. Трибоконтактні задачі для циліндричних з'єднань з технологічною некруглістю. – Люблін: Вид. Люблінської політехніки, 2013. – 274 с.
14. Вельбой В.П., Диха М.О. До розрахунку контактних параметрів і сил тертя в циліндричних напрямних ковзання // Проблеми трибології. – 2016. – № 4. – С. 82 – 88.
15. Чернец М. В., Іщенко А. О., Корнієнко А. О., Радіоненко О. В., Федорчук С. В. До питання про метод розрахунку довговічності плоских напрямних ковзання з елементами з полімерних композитів // Проблеми тертя та зношування. - 2020. – № 3 (88). – С.40–46. DOI: 10.18372/0370-2197.3(88).14919.

Стаття надійшла до редакції 27.08.2021.

Чернец Мирон Васильович – д-р техн. наук, професор, головний науковий співробітник Національного авіаційного університету, myron.czerniec@gmail.com

Корнієнко Анатолій Олександрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету.

Захарія Роман Романович – молодший науковий співробітник Національного авіаційного університету

M. V. CHERNETS, A. O. KORNIENKO, ZAKHARIIA R.R.

CALCULATION OF DURABILITY OF CYLINDRICAL METAL-POLYMER STEEL - EPOXY COMPOSITE DK-6 SLIDING GUIDE

According to the developed method of calculating the resource of cylindrical metal-polymer sliding guides, the resource of the guide at different loads and radial clearances is performed. The method is based on the known methodology for studying the kinetics of wear of materials during sliding friction. The slider of the guide is made of antifriction polymeric epoxy composite material DK6 of high hardness, and its base is made of steel. Quantitative and qualitative regularities of dependence of friction path on load and radial clearance are established. It is shown that increasing the load four times causes a decrease in the friction path by 5.61... 9.20 times, depending on the radial clearance ε and the diameter of the base. And doubling the radial clearance causes a decrease in the friction path by 2.40... 3.40 times depending on the load and the diameter of the base.

Keywords: cylindrical metal-polymer guides, calculation method, guide resource - friction path, composite material DK6 of high hardness

Referenses

1. Andrejkiv A.E., Chernec M.V. Ocenka kontaktynogo vzaimodejstvija trushhihsja detalej mashin. – K.: Naukova dumka, 1991. –160 s.
2. Gorjacheva I.G., Dobychin N.M. Kontaktnye zadachi v tribologii. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 256 s.
3. Kovalenko E.V. K raschetu iznashivaniya soprjazhenija val – vtulka // MMT. – 1982. – № 6. – S.66-72.
4. Kravchuk A.S., Chigarev A.V. Mehanika kontaktynogo vzaimodejstvija tel s krugovymi granicami. – Minsk: Tehnoprnt, 2000. – 198 s.
5. Kragel'skij I.V., Dobychin N.M., Kombalov V.S. Osnovy raschetov na trenie i iznos. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 526 s.
6. Kuz'menko A.G. Razvitie metodov kontaktynoj tribomehaniki. – Hmel'nickij: HNU, 2010.
7. Teplyj M.I. Opredelenie kontaktnyh parametrov i iznosa v cilindricheskikh oporah skol'zhenija // Trenie i iznos. – 1987. -№ 6. – S. 895-902.
8. Chernec M.V. K voprosu ob ocenke dolgovechnosti cilindricheskikh tribosistem skol'zhenija s granicami, blizkimi k krugovym // Trenie i iznos. – 1996. -№ 3. – S. 340-344.
9. Czerniec M. Wyrzmalość stykowo – tarciowa oraz trwałość tribotechnicznych systemów ślizgowych. – Lublin: Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2000. - 490 s.
10. Chernets M.V., Lebedeva N.M. K voprosu o vlyiany maloi nekrullosti elementov tsylindrycheskoj napravliaiushchei na ee dolhovechnost // Problemy trybolohii. – 2005. – №3. – S. 100–106.
11. Chernets M.V., Liebidieva N.M. Doslidzhennia vplyvu maloi nekrullosti na resurs tsylindrychnoi napriamnoi // Problemy trybolohii. – 2006. –№4. – S. 52 – 55.
12. Chernets M.V., Andreikiv O.Ie., Liebidieva N.M. Uzahalnenyi metod doslidzhennia trybokontaktnoi vzaiemodii u tsylindrychnyi napriamnii z riznotypnym ohranenniam yii elementiv // Mashynoznavstvo. – 2006. – №7. – S. 54 – 58.
13. Chernets M.V. Trybokontaktni zadachi dlia tsylindrychnykh ziednan z tekhnolohichnoiu nekrullistiu. – Liublin: Vyd. Liublińskiej politekhniki, 2013. – 274 s.
14. Velboi V.P., Dykha M.O. Do rozrakhunku kontaktnykh parametrov i syl tertia v tsylindrychnykh napriamnykh kovzannia // Problemy trybolohii. –2016. – № 4. – S. 82 – 88.
15. Chernets M. V., Ishchenko A. O., Korniienko A. O., Radionenko O. V., Fedorchuk S. V. Do pytannia pro metod rozrakhunku dovhovichnosti ploskykh napriamnykh kovzannia z elementamy z polimernykh kompozytiv // Problemy tertia ta znoshuvannia, 2020. – № 3 (88). – S.40–46. DOI: 10.18372/0370-2197.3(88).14919.