

УДК 686.1.055+686.1.058

ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОЧЕННЯ ВІД СТИСКАЮЧОЇ СИЛИ ТА КРИВИНИ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ

Б. С. Стеців, Я. Б. Стеців

Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна

Розглянуто залежність ширини смужки контакту від стискаючої сили, що обґрунтовує необхідність врахування контактної міцності та кривини випуклих і увігнутих контактуючих поверхонь у вищих парах циклових механізмів, та запропоновано врахування поправкового коефіцієнта при визначенні коефіцієнта тертя кочення залежно від кривини.

Ключові слова: *цикловий механізм, вища кінематична пара, смужка контакту, контактна міцність, стискаюча сила, деформація, коефіцієнт тертя кочення.*

Постановка проблеми. У процесі дослідження циклових механізмів (ЦМ) з вищими кінематичними парами, а особливо під час розгляду зони контакту, виникає потреба надавати увагу явищам, які відбуваються у вищій парі з огляду на деформацію контактуючих елементів та зміну коефіцієнта тертя кочення. Ширина смужки контакту між криволінійною поверхнею та роликком набагато менша за їх радіуси, а зважаючи на те, що ширина смужки контакту ролика з пальцем значна, відбувається їх взаємне проковзування, яке впливає на енергетичні параметри механізму, але сила тертя в зоні контакту змінюється незначно, то відповідно величини коефіцієнтів тертя ковзання та кочення неспільномірні між собою.

У проектних розрахунках залежно від умов роботи використовують значення коефіцієнтів тертя кочення в межах $k = 0,001 - 0,005$ см. Отже, під час розрахунків можлива похибка визначення необхідної потужності приводу, враховуючи перекочування роликкоопори, може становити 5 разів. Тому потрібно уточнити вибір коефіцієнтів тертя кочення для конкретних умов.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Контакт двох циліндричних тіл присвятили свої публікації Ю. Воробйов Ю. В. [1], Петруковец М. І. і Свириденюк А. І. [2], Спіцина І. Н. [3], а конкретно питаннями контактної міцності займалися Феппл Л. [4], Гайнріх Г. і Дезоер К. [5]. Розвиток комп'ютерної техніки вносить певні корективи в методику синтезу циклових механізмів, і тому значення коефіцієнтів тертя кочення потребують проведення прискіпливіших досліджень.

Мета статті — розробити методику та дослідити вплив на коефіцієнт тертя кочення контактної міцності деталей, які перебувають у контакті, та виявити його відмінність у випадку контакту ролика постійного радіуса з опуклою або увігнутою поверхнями змінних радіусів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Половинку ширини смужки контакту двох криволінійних поверхонь, зокрема пазу та ролика, можна визначити згідно з відомою формулою [1]:

$$c_R = 1,128 \cdot \sqrt{q_i \cdot \frac{R_{ki} \cdot r_p}{R_{ki} \pm r_p} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (1)$$

де $q_i = R_{ni}/b$ — погонне навантаження; b — ширина пазу або ролика; R_{ki} — кривина поверхні, виміряна по нормалі до профілю; r_p — радіус ролика; E_1, E_2 — модулі пружності для матеріалів пазу та ролика; μ_1, μ_2 — коефіцієнти Пуассона.

При безпосередньому контакті двох криволінійних циліндричних тіл виникають максимальні нормальні напруження, які діють у цих же межах площинки контакту, можна визначити згідно з формулою [1]:

$$\sigma_{H \max} = 0,5642 \cdot \sqrt{q_i \cdot \frac{(R_{ki} \pm r_p)}{R_{ki} \cdot r_p} \cdot \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}} \quad (2)$$

Підставимо механічні характеристики типових матеріалів для паза куліси, мальтійського хреста чи кулачка (високоміцний чавун ВЧ — 50 — 2) $E_1 = 1,25 \cdot 10^5$ МПа і $\mu_1 = 0,25$ та ролика (сталь 40Х) $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu_2 = 0,3$, то отримаємо такі вирази для смужок контакту та нормальних напружень:

$$c_i = 0,00388 \cdot \sqrt{q_i \cdot \frac{R_{ki} \cdot r_p}{(R_{ki} \pm 1)}} \quad (3)$$

$$\sigma_{H \max} = 164,01 \cdot \sqrt{q_i \cdot \frac{R_{ki} \pm r_p}{R_{ki} \cdot r_p}} \quad (4)$$

Для визначення впливу кривини поверхонь на ширину смужки контакту при змінному погонному навантаженні в зоні контакту в діапазоні $10 \leq q_i \leq 100$ Н/м приймаємо співвідношення радіусів кривини ролика та стінок пазу при встановлених діючих погонних навантаженнях в межах $1 \leq R_{ki}/r_p \leq 10$.

При вказаних параметрах було розраховано контактні напруження в зоні контакту, а результати розрахунків відображено у вигляді графіків (рис. 1–4), де ширина смужки контакту є величиною змінною та залежить не лише від геометричної форми контактуючих тіл, але й від діючих стискаючих зусиль.

Зміна величин смужок контакту вказує, що перекочування одного тіла по іншому залежить від зміни геометричної форми контактуючих поверхонь, а відповідно повинна змінюватися величина коефіцієнта кочення.

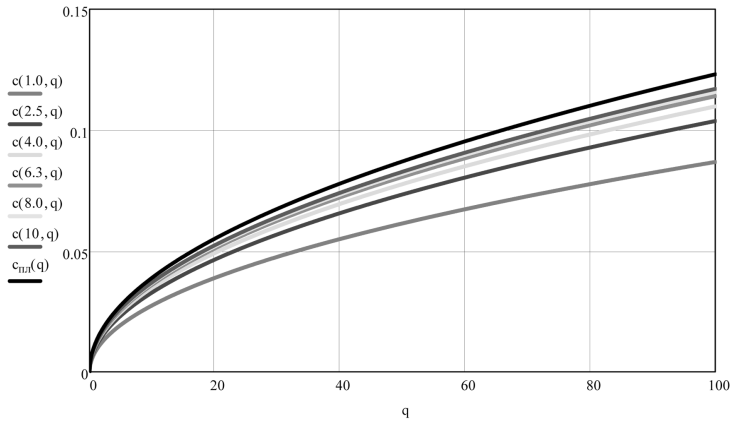


Рис. 1. Залежність півширини смужки контакту ролика з опуклим профілем від погонного навантаження

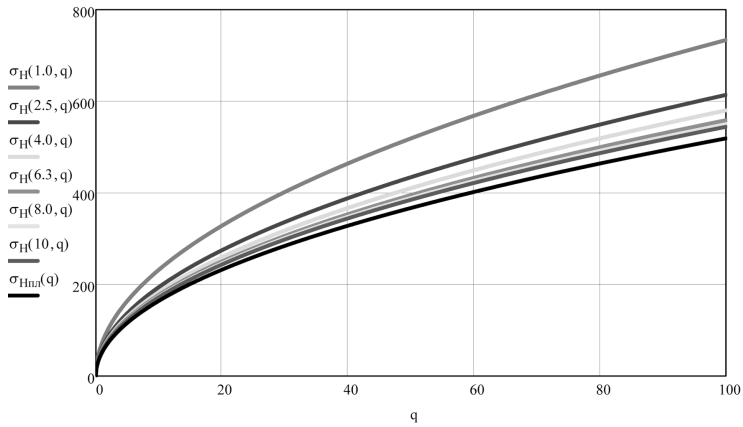


Рис. 2. Залежність контактних напружень при контакті ролика з опуклим профілем від погонного навантаження

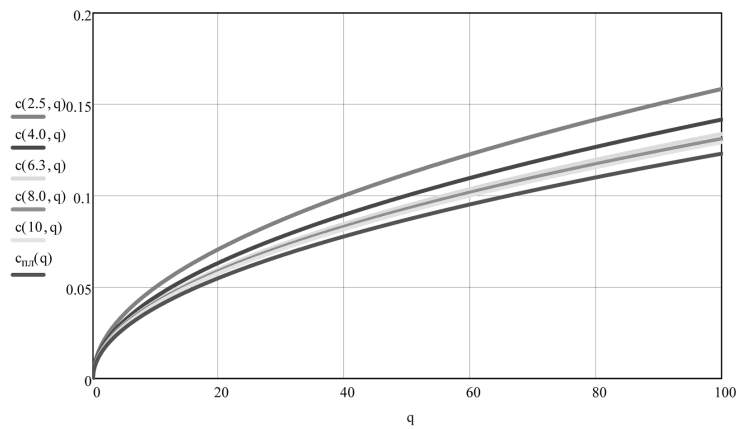


Рис. 3. Залежність півширини смужки контакту ролика з увігнутим профілем пазу від погонного навантаження

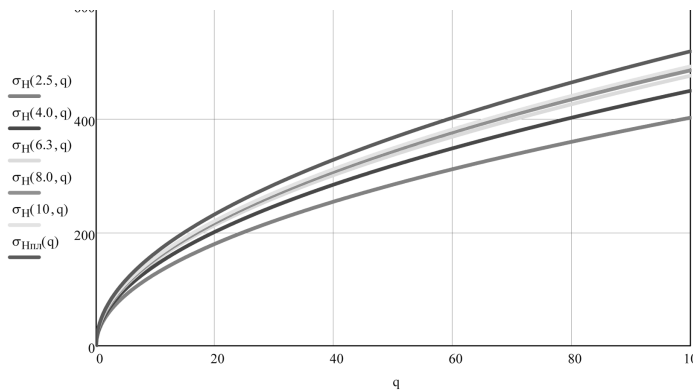


Рис. 4. Залежність контактних напружень при контакті ролика з увігнутим профілем пазу від погонного навантаження

Розглянемо контакт циліндра (ролика) з плоскою, циліндричною опуклою і циліндричною увігнутою поверхнями (рис. 5а, б, в).

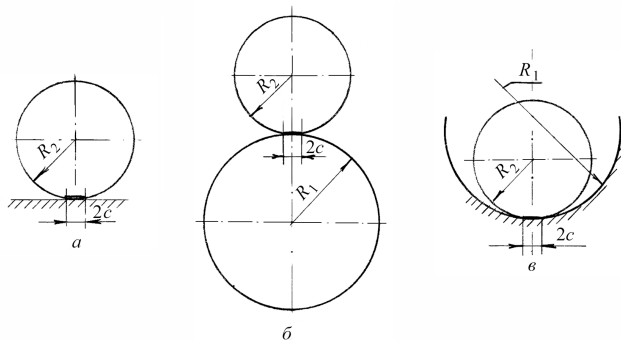


Рис. 5. Контакт ролика з плоскою, опуклою та увігнутою циліндричними поверхнями

Зважаючи на виведене раніше, коефіцієнт тертя кочення при контакті циліндричного тіла та площини (рис. 5,а) можна визначити за формулою:

$$k_a = (0,3235 \div 0,3393) \cdot \sqrt{\frac{R_{ni} \cdot r_p}{l} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}. \quad (5)$$

Аналогічно визначаємо цю величину для випадку контакту двох циліндрів зовнішніми поверхнями (рис. 5,б)

$$k_{\sigma} = (0,3226 \div 0,3384) \cdot \sqrt{\frac{R_{ni}}{l} \cdot \frac{R_{ki} \cdot r_p}{R_{ki} + r_p} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (6)$$

а в випадку контакту циліндра з внутрішньою увігнутою поверхнею (рис. 5, в) отримаємо:

$$k_{\sigma} = (0,3226 \div 0,3384) \cdot \sqrt{\frac{R_{ni}}{l} \cdot \frac{R_{ki} \cdot r_p}{R_{ki} - r_p} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}. \quad (7)$$

Зважаючи на те, що в підкоренових виразах є постійна величина, яка характеризує властивості матеріалів $\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)$, то порівнюємо значення коефіцієнтів тертя кочення тільки залежно від кривини профілів, а для спрощення подальших обчислень вважатимемо, що тіла виготовлені з однакових матеріалів $E_1 = E_2 = E$, а $\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$ та навантажені однаковою силою, а ввівши геометричний параметр $\rho_{ki} = R_{ki}/r_p$, отримаємо: для випадку опуклої поверхні:

$$k'_1 = 0,997 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{ki}}{\rho_{ki} + 1}}, \quad (8)$$

а у випадку контакту з увігнутою поверхнею:

$$k'_2 = 0,997 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{ki}}{\rho_{ki} - 1}}. \quad (9)$$

Значення поправкових коефіцієнтів для обох випадків відображені у вигляді графіків на рис. 6 та подані в табл. 1.

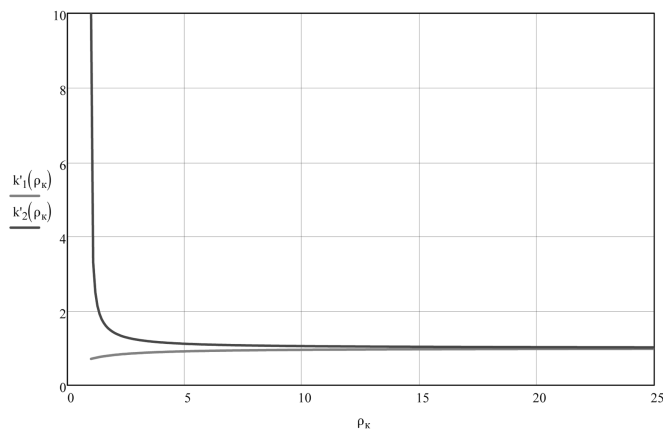


Рис. 6. Поправкові коефіцієнти, які враховують залежність відносних радіусів криволінійних профілів

Таблиця 1

Відносний параметр, ρ_k	1,0	1,6	2,0	2,5	4,0	8,0	10	16	25
k'_1	0,705	0,782	0,814	0,843	0,892	0,94	0,951	0,967	0,978
k'_2	-	1,6281	1,41	1,2871	1,1512	1,0658	1,051	1,03	1,018

Висновки. У випадку контакту з опуклим профілем величина півширини площинки контакту зростає зі збільшенням радіусу кривини профілю та досягає мак-

симуму при контакті з площиною, а при контакті ролика з увігнутим профілем, навпаки, зі зменшенням радіусу контактуючої поверхні величина півширини площинки контакту зростає.

Зміни радіусів криволінійних поверхонь пазу та ролика впливають на ширину смужки контакту, а відтак на коефіцієнти тертя кочення.

Для уточнених проектних розрахунків треба застосовувати уточнене значення коефіцієнта тертя кочення, використовуючи формули (5), (6) та (7).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Воробьев Ю. В. Исследование долговечности и износа высших фрикционных пар (применительно к кулачковым механизмам) / Ю. В. Воробьев. — Дисс. ... канд. техн. наук. — М., 1967. — 125 с.
2. Петруковец М. И. Механика дискретного фрикционного контакта / М. И. Петруковец, А. И. Свириденюк и др. — Минск : Наука и техника, 1990. — 271 с.
3. Спицына И. Н. Расчет контактных давлений и деформаций для роликов различного профиля / И. Н. Спицына // Машиноведение. — 1989. — № 6. — С. 34–37.

REFERENCES

1. Vorob'ev, Yu. V. (1967). Issledovanie dolhowecnosti i iznosa wysshykh frykcionnykh par (primenitelno k kylachkowym mechanizmam). Moscow (in Russian).
2. Petrukovec M. I., & Sviridenyuk, A. I. (1990). Mekhanika discretnoho frikcionnoho kontakta. — Minsk : Nauka i technika (in Russian).
3. Spicyna, I. N. (1989). Raschet kontaktnykh dawlenij i deformacyi dla rolikow razlichnoho profila. Mashinovedenie, 6, 34–37 (in Russian).

DEPENDENCE OF ROLLING FRICTION COEFFICIENT FROM COMPRESSING FORCE AND CURVATURE OF CONTACTING SURFACES

B. S. Stetsiv, Ya. B. Stetsiv

*Ukrainian Academy of Printing,
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine
stetsiv.yaroslav@gmail.com*

The dependence of contact strip width from compressing force has been considered in the article, that has grounded the necessity of consideration of contact durability and curvature of protuberant and concave contacting surfaces for the higher pair of cyclic mechanisms and the consideration of correction coefficient has been offered at the determination of rolling friction coefficient depending on the curvature.

Keywords: *cyclic mechanism, higher kinematics pair, strip of contact, contact durability, compressing force, deformation, rolling friction coefficient.*

Стаття надійшла до редакції 26.02.2016.

Received 26.02.2016.