

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.86/87

Л. М. БОНДАРЕНКО¹, О. П. ПОСМІТЮХА^{2*}, К. Ц. ГЛАВАЦЬКИЙ³.

¹Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта bondarenko-l.m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

^{2*}Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (066) 150 95 00, ел. пошта AleksandrP@3g.ua, ORCID 0000-0002-9701-3873

³Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (095) 816 99 90, ел. пошта kazimir.glavatskij@gmail.com, ORCID 0000-0003-0921-9845

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ ОБЕРТАННЮ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Мета. Проектування нових зразків будівельних машин тісно пов'язане з розробкою механізмів повороту, а ті, в свою чергу, мають привід, потужність та габарити якого залежать від опору повороту та приведенного коефіцієнта тертя у вузлах. Відсутність аналітичних залежностей для визначення приведенного коефіцієнта тертя обертанню будівельних машин, по-перше, обмежує можливості конструктора у виборі матеріалів, а по-друге, не дає можливості приймати оптимальні конструктивні рішення. Тому мета статті – знайти аналітичні рішення для визначення опорів обертанню в механізмах повороту будівельних машин, що дозволяє проектувати досконаліші механізми й машини у цілому. Існуючі методики спираються на емпіричні залежності та експериментальні коефіцієнти, що зменшують точність підрахунків, збільшують габарити та вартість робіт. Пропонується підвищити точність та спростити процес визначення опору повороту й величину приведенного коефіцієнта опору обертанню будівельних баштових кранів. **Методика.** Досягти поставленої мети можна за допомогою аналітичних залежностей для визначення коефіцієнтів тертя кочення за лінійного й точкового контактів. Це дозволить точніше знайти величину коефіцієнта опору, а конструктору під час розрахунків вжити цілеспрямованих заходів щодо його зменшення, використовуючи механічні константи матеріалів вузлів кочення і їх геометричні параметри. Розрахунок ґрунтується на теорії контактних деформацій Герца й теорії плоского руху точок тіла. **Результати.** Отримані залежності дозволять аналітично знайти опір кочення роликів у будівельних машинах із нерухомою й обертовою колонами, із круговими поворотними пристроями, а також у кулькових і роликівих опорно-поворотних кругах. З'ясовані значення коефіцієнтів опору обертанню для деяких їх типів механізмів дають близькі значення з рекомендованими, а для деяких – істотно відрізняються і вимагають їх уточнення у довідкових величинах. **Наукова новизна** роботи полягає у використанні аналітичних залежностей для визначення приведенного коефіцієнта опору обертанню за лінійного і точкового контактів із використанням теорії контактних деформацій Герца та частково аналітичних залежностей Табора. **Практична значимість.** Отримані залежності дозволять проектувати нові типи вузлів обертання механізмів повороту будівельних машин і виявляти додаткові опори обертанню.

Ключові слова: будівельна машина; опір; обертання; поворот; поворотний круг; рейка; тертя кочення

Вступ

Розрізняють наступні типи опорно-поворотних пристроїв будівельних машин (ОПП):

а) з нерухомою колоною, що складається з верхньої опори з упорним та радіальними підшипниками;

б) з колоною, що обертається: складається з колони, з'єднаної з поворотною частиною будівельного баштового крана;

в) з круговою плоскою або конічною рейкою, що складається з ряду конічних або циліндричних котків, які контактують з двома рейками на поворотній і неповоротній частинах будівельного крана;

г) з опорно-поворотним кругом: складається з кулькових або роликових однорядних або багаторядних конструкцій (повноповоротні й неповноповоротні екскаватори, автогрейдери).

Однією з головних причин опору обертанню є опір коченню [12, 13]. Існує безліч досліджень і пропозицій із його визначення, але усі вони або помилкові, як твердження Рейнольдса про те, що причиною опорів коченню є тертя ковзання в місці контакту, або вимагають експериментального визначення одного або декількох коефіцієнтів.

Доволі вдалою є аналітична залежність Табора [3] з визначення коефіцієнта тертя кочення, що ґрунтується на теоремі контактних деформацій Герца [6]. Табор отримав наступні аналітичні залежності з визначення коефіцієнта тертя кочення, k :

– за лінійного контакту:

$$k = \frac{3b}{3\pi} \alpha, \quad (1)$$

– за точкового контакту

$$k = \frac{3b}{16} \alpha, \quad (2)$$

де b – півширина плями контакту; α – коефіцієнт гістерезисних втрат.

Проте наявність у цих формулах коефіцієнта α зводить нанівець їхнє практичне застосування.

У [5] є формули аналогічні (1) і (2) без коефіцієнта α , а саме: $k = 0,11b$ і $k = 0,1b$, що істотно відрізняються від запропонованих Табором, а відсутність у них коефіцієнта гістерезисних втрат свідчить про їх неточність.

У [4] запропоновані залежності для визначення коефіцієнта тертя кочення з використанням аналітичних залежностей Табора й експериментальних значень коефіцієнта тертя кочення для коліс кранів із плоскою і закругленою голівкою рейки [1, 2].

Аналогічно до формул (1) і (2) вони отримані в такому вигляді:

– за плоскої форми голівки рейки:

$$k = 0,225be^{-1,2R}, \quad (3)$$

– за закругленої форми голівки рейки:

$$k = 0,16be^{0,2R}, \quad (4)$$

де R – радіус колеса, м.

Відмінність числових величин від півширини плями контакту, очевидно, пов'язана з округленням коефіцієнта k в експериментах до десятих міліметра, а також із тим, що їх значення отримані однаковими для декількох діаметрів коліс (400, 500, 560, 630): $k = 0,5$ мм у разі плоскої рейки та $k = 0,6$ мм за округлої голівки рейки.

Слід підкреслити, що формули (3) й (4) отримані незалежно від (1) і (2), а оскільки коефіцієнти перед b для такого класу задач можна вважати близькими за величиною, то вважатимемо, що загальні значення k у цих формулах співпадають. Зваживши, що коефіцієнти перед b у формулах Табора отримані аналітично і є точними, величину α можна знайти, змінюючи коефіцієнти перед R у показниках експоненти. Цієї рівності можна досягти, узявши наступні величини α у формулах (1) і (2):

$$\alpha = e^{-1,13R} \text{ та } \alpha = e^{0,23R}. \quad (5)$$

Мета

Проектування нових зразків будівельних машин тісно пов'язане з розробкою механізмів повороту, а ті, в свою чергу, мають привід, потужність та габарити якого залежать від опору повороту та приведенного коефіцієнта тертя у вузлах [14–16]. Відсутність аналітичних залежностей для визначення приведенного коефіцієнта тертя обертанню будівельних машин, поперше, обмежує можливості конструктора у виборі матеріалів, а по-друге, не дає можливості приймати оптимальні конструктивні рішення. Тому мета статті – знайти аналітичні рішення для визначення опорів обертанню в механізмах повороту будівельних машин, що дозволяє проектувати досконаліші механізми й машини у цілому. Існуючі методики спираються на емпіричні залежності та експеримен-

МАШИНОБУДУВАННЯ

тальні коефіцієнти, що зменшують точність підрахунків, збільшують габарити та вартість робіт. Пропонується підвищити точність та спростити процес визначення опорного повороту й величину приведенного коефіцієнта опорного обертання будівельних баштових кранів. Більш точне визначення опорів обертання поворотних частин будівельних машин призводить до зниження собівартості виготовлення та експлуатації [21] машин, а також зниження шкідливого впливу їх на обслуговуючий персонал та навколишнє середовище [17-20]

Методика

Тепер формули Табора (1) і (2) можна записати в такому вигляді:

– за лінійного контакту:

$$k = \frac{2b}{3\pi} e^{-1,13R}, \quad (6)$$

– за точкового контакту:

$$k = \frac{3b}{16} e^{0,23R}. \quad (7)$$

Маючи формули (6) і (7), можна розв'язати поставлені задачі аналітично.

У [7] указано, що величина гістерезисних втрат α у формулах Табора невелика. Можна використати формулу (5) для її визначення і (6), (7) для визначення опорного.

Результати

1. Опір коченню коліс. За лінійного контакту можна взяти $[\sigma] = 800$ МПа (сталь 65Г, ре-

жим роботи крана 4М [11]), модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона 0,3.

За величини припустимої сили притискання P [4]

$$P = \frac{BR[\sigma]^2}{0,418E}, \quad (8)$$

півширина плями контакту становитиме

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{PR}{BE}}, \quad (9)$$

де B – ширина колеса, м; а коефіцієнт тертя кочення можна визначити за формулою (6).

За точкового контакту можна взяти $[\sigma] = 1040$ МПа, радіус закруглення голівки рейки $R_p = 300$ мм. Аналогічно формул (8) і (9) можна визначити для точкового контакту

$$P = \frac{R^2 R_p^2 [\sigma]^3}{0,245^3 n_b^3 E^2 (R + R_p)^2}, \quad (10)$$

$$b = 1,397 n_b^3 \sqrt{\frac{P}{E} \cdot \frac{R R_p}{R + R_p}}, \quad (11)$$

де n_b – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта рівняння дотичного еліпса $A/B = R_k/R_p$; R_p – радіус заокруглення рейки.

Залежності від радіусу колеса припустимої сили притискання, коефіцієнта гістерезисних втрат, коефіцієнта тертя кочення і опорного показані на рис. 1.

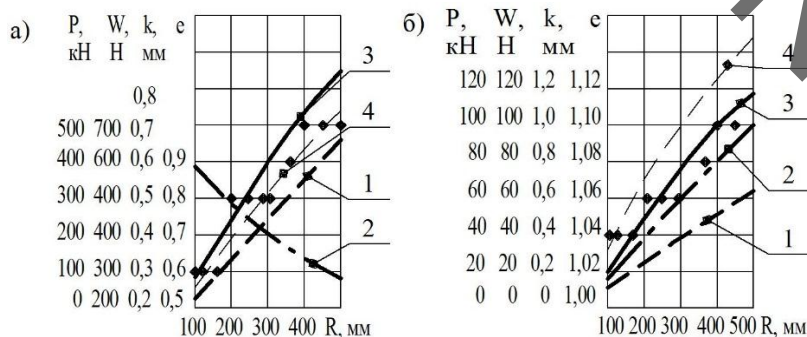


Рис. 1. Залежності від радіусу колеса за лінійного а) й точкового контакту б) (точками показані довідкові величини коефіцієнтів тертя кочення): 1 – припустимої сили притискання колеса; 2 – коефіцієнта гістерезисних втрат; 3 – коефіцієнта тертя кочення; 4 – опорного коченню

МАШИНОБУДУВАННЯ

Оскільки коефіцієнт тертя кочення для коліс будівельних кранів відповідає певному їх радіусу, то можна припустити, що залежність між силою опору коченню й навантаженням на колесо є лінійною. Але коефіцієнт тертя кочення визначають через півширину плями контакту, залежну від декількох параметрів не лінійно, тому необхідно встановити залежність опору кочення колеса від навантаження.

Для цього навантаження P на колеса з радіусами $R_1 = 500$ мм і $R_2 = 100$ мм можна розподілити на два колеса у співвідношенні $P_2 = \frac{P_1}{P}$.

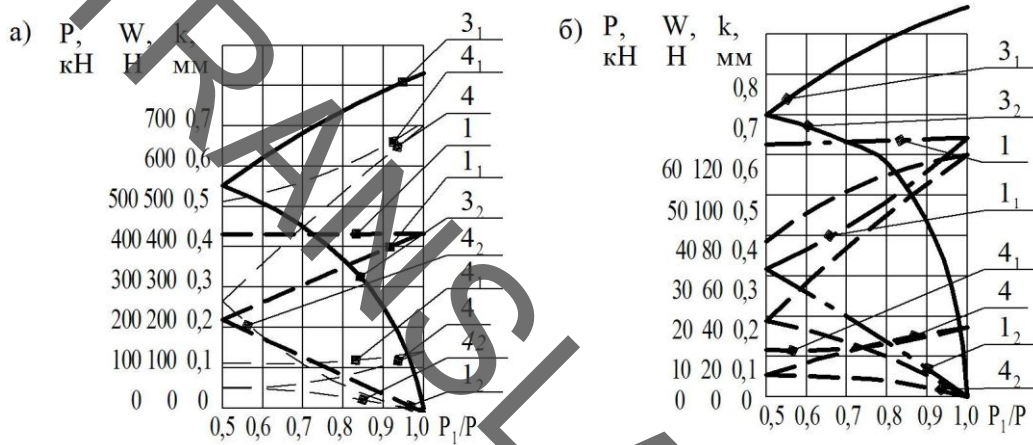


Рис. 2. Залежності від співвідношення величин прикладених сил за лінійних (а) і точкових (б) контактів: 1, 1₁, 1₂ – сумарної величини притисної сили та сили, що діє на кожне колесо, 3₁, 3₂ – коефіцієнтів тертя кочення; 4, 4₁, 4₂ – сумарної величини опору коченню й опору коченню кожного колеса; нижнє положення кривих для колеса $R = 100$ мм, верхні для колеса $R = 500$ мм.

Якщо припустити, що відхилення у коефіцієнті незначне, то необхідно мати на увазі, що кількість послідовно розташованих підшипників може бути значною (конвеєри, транспортні засоби), і навіть збільшення ККД з 0,99 до 0,995 за десяти підшипників дає його збільшення більше ніж на 5%.

2. Підшипники кочення кулькові. Завдання, які необхідно уточнити під час розрахунку опорів:

1) урахувати різницю коефіцієнтів тертя кочення під час кочення кульки по внутрішній і зовнішній обоймах, оскільки для розрахунків їх величини беруть однаковими і дотичну силу, що діє на кульку (рис. 3, а), визначаються як [8]

$$F_i = \frac{P_i k}{r_k};$$

Залежності коефіцієнтів тертя кочення, навантажень і опорів коченню колеса й сумарний опір коліс показані на рис. 2.

Для визначення коефіцієнтів тертя кочення є аналітичні залежності (6) і (7), тому можна відновити один пропуск, наявний у довідковій літературі. Втрати у підшипниках кочення знаходять за допомогою коефіцієнта тертя, приведеного до вала (кулькових $\mu = 0,01...0,015$, роликових $\mu = 0,015...0,02$ [2]). Проте при цьому не враховано яка обойма обертається, внутрішня чи зовнішня.

2) урахувати обертання обойми, оскільки особливістю конструкції підшипників кочення є те, що кульки (ролики) проходять різні шляхи за один оберт внутрішньої або зовнішньої обойми.

За спрощеною схемою підшипника завдання вирішують так. Якщо зовнішня обойма обертається із кутовою швидкістю ω_3 (рис. 3, б), то швидкість точки 1 як точки, що належить зовнішній обоймі, дорівнюватиме:

$$v_3 = (r_b + 2r_k) \omega_3 = 2\pi n (r_b + 2r_k), \quad (12)$$

де v, ω, n, k – букви індексів приналежності розмірів і швидкості внутрішньої, зовнішньої обойми та кульки; n – частота обертання як внутрішньої, так і зовнішньої обойми.

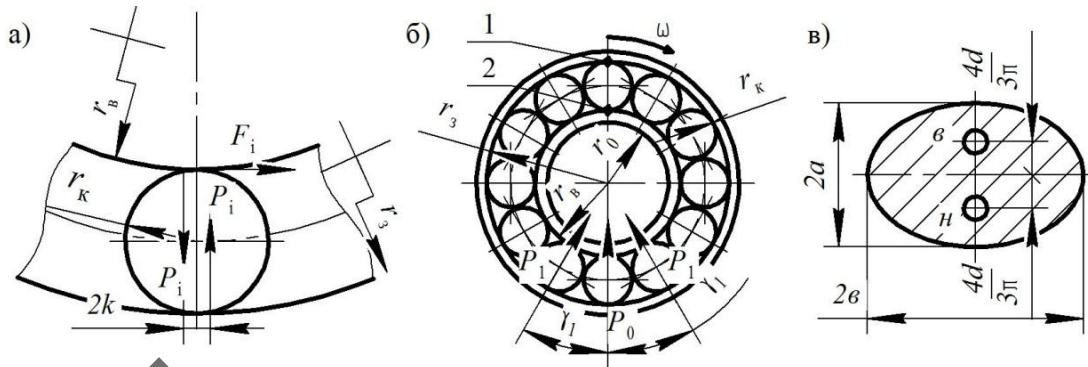


Рис. 3. Елементи підшипників:
 а – схема визначення дотичної сили під час
 обертання внутрішньої обойми [1], б – схема визначення швидкостей точок
 зовнішньої обойми й кульки; в) пляма контакту

Природно, що миттєвий центр швидкостей цієї обойми знаходиться в точці 2 дотику з кулькою. Якщо припустити, що ковзання відсутнє між зовнішньою обоймою й кулькою, то $\bar{v}_1 = \bar{v}_2$.

Довжина доріжки кочення кульки по зовнішній обоймі $l_3 = 2\pi r_3$, а по внутрішній $l_b = 2\pi r_b$ і різниця довжини складе $\Delta l = 2\pi(r_3 - r_b)$, тобто на цьому шляху відбуватиметься ковзання кульки по внутрішній обоймі.

У разі обертання внутрішньої обойми за нерухомої зовнішньої різниця Δl свідчить про те, що по зовнішній обоймі кулька пройде шлях, який дорівнює шляху по внутрішній.

Знайдемо навантаження на кульки виходячи з їх кількості [8]:

$$z = 2,9 \frac{D+d}{D-d}. \quad (13)$$

Сила, що діє на найбільш завантажену кульку, становить:

$$P_0 = \frac{5Q}{z}. \quad (14)$$

Для подальших розрахунків радіус кульки (без округлення до стандартного) та жолоба бігових доріжок візьмемо рівними [8, 9]:

$$d_k \approx 0,3(D-d); \quad r_k \approx 1,03r_k.$$

За числа кульок $z \geq 10$ навантаження на підшипник Q (наприклад, якщо $z = 10$) [8]:

$$Q = P_0 (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma), \quad (15)$$

де γ – кут між кульками (тут $\gamma = 36^\circ$). Виходячи з цього, навантаження на бічні кульки:

$$P_1 = P_0 \cos^{5/2} \gamma, \quad P_2 = P_0 \cos^{5/2} 2\gamma. \quad (16)$$

Величини півширини плям контакту у формулах (9) і (11) визначають із виразів (17) і (18). Під час кочення кульки по внутрішньому кільцю:

$$b_b = 1,397 n_{bb} \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{1}{\frac{1}{r_k} - \frac{1}{r_b} + \frac{1}{r_b}}}, \quad (17)$$

де n_{bb} – коефіцієнт, залежний від рівняння елі-

пса дотику $\frac{A}{B} = \frac{\left(\frac{1}{r_k} - \frac{1}{r_b}\right)}{\left(\frac{1}{r_k} + \frac{1}{r_b}\right)}$. У формулах (13) –

(17) D – зовнішній діаметр підшипника; d – внутрішній діаметр підшипника; $r_b \approx 0,5d + r_k$ – радіус бігової доріжки внутрішньої обойми.

За b_b для найбільш завантаженої кульки необхідно підставляти величину P , а для бічних кульок – P_1 або P_2 залежно від кількості кульок.

Під час кочення кульки по зовнішній обоймі:

$$b_3 = 1,397 n_{3b} \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{1}{\frac{1}{r_k} - \frac{1}{r_b} - \frac{1}{r_3}}}, \quad (18)$$

де $n_{зв}$ – визначається як функцію

$$\frac{A}{B} = \frac{\left(\frac{1}{r_k} - \frac{1}{r_{ж}}\right)}{\left(\frac{1}{r_k} - \frac{1}{r_3}\right)}; \quad r_3 \approx 0,5d + 3r_k - \text{радіус бігової}$$

доріжки зовнішньої обойми.

3. Вплив опорів у підшипниках на опір кочення колеса. Розглянемо два підшипники кочення однієї серії, але істотно різних розмірів.

3.1. Кульковий підшипник 304 серії. Вихідні дані до розрахунку: підшипник серії 304, $d = 20$ мм, $D = 52$ мм, статичне навантаження $Q = 7,94$ кН, середній діаметр $D_{cp} = 0,5(D + d) = 36$ мм, $d_k = 9,6$ мм, число кульок $z = 7$ при $\gamma_1 = (360^\circ) : 7 = 51,4^\circ$, $r_b = 14,8$ мм; $r_3 = 242,4$ мм; $r_{ж} = 4,944$ мм.

Півширини плям контакту кульки, завантаженої силою $P_0 = 3150$ Н, із внутрішньою обоймою $b_{во} = 0,23$ мм за $n_b = 0,38$, із зовнішньою обоймою $b_{зо} = 0,3$ мм за $n_3 = 0,42$. Відповідно завантажених силою $P_1 = 1740$ бічних кульок: $b_{б1} = 0,155$ мм; $b_{з1} = 0,202$ мм. Опір коченню найбільш завантаженої кульки: по внутрішній обоймі $W_{во} = 44,45$ Н, за коефіцієнта тертя кочення $k_{во} = 0,0434$ мм, по зовнішній обоймі $W_{зо} = 57,77$ Н за $k_{зо} = 0,0564$ мм; двох бічних кульок по внутрішній обоймі $W_{б1} = 18,30$ Н за $k_{б1} = 0,029$ мм і $W_{з1} = 23,90$ Н за $k_{з1} = 0,038$ мм.

Визначимо роботу сил тертя кочення за один оберт внутрішньої й зовнішньої обойми.

Під час обертання внутрішньої обойми, Нм:

$$A_b = 2\pi r_b (W_{во} + W_{б1} + W_{зо} + W_{з1}) = 13,4; \quad (19)$$

Під час обертання зовнішньої обойми, Нм:

$$\begin{aligned} A_3 &= 2\pi \left[r_3 (W_{зо} + W_{з1}) + r_b (W_{во} + W_{б1}) \right] + \\ &\quad + 2\pi f (P_0 + 2P_1)(r_3 - r_b) = \\ &= 14,99 + 5,83 + 59,98 = \\ &= 20,82 + 59,98 = 80,8. \quad (20) \end{aligned}$$

Таким чином, під час обертання внутрішньої обойми робота сил тертя кочення за один оберт дорівнює $A_b = 13,4$ Нм, при обертанні зовнішньої обойми $A_3 = 20,82$ Нм, (більша в 1,55 разів), а з урахуванням ковзання $A_{з,ковз} = 20,82 + 59,98 = 80,8$ Нм, тобто у 6 разів більша.

При цьому величина умовного коефіцієнта тертя, приведеного до вала, дорівнює: під час обертання внутрішньої обойми

$$\mu_b = \frac{A_b}{2\pi Q r_b} = 0,018, \quad \text{за рекомендованої величини}$$

$\mu = 0,010 \dots 0,015$, а під час обертання зовнішньої

$$\mu_3 = \frac{A_3}{2\pi Q r_3} = 0,081.$$

3.2. Роликовий підшипник 2306 серії. Вихідні дані до розрахунку: підшипника серії 2306: $d = 30$ мм, $D = 72$ мм, статичне навантаження $Q = 20,6$ кН, діаметр ролика

$d_p = 0,25(D - d) = 10,5$ мм, довжина ролика $l_p = d_p$, $d_p = 10,5$ мм, кількість роликів

$$z = \frac{5(D + d)}{(D - d)} = 12 \quad \text{за } \gamma_1 = 360^\circ : 12 = 30^\circ, \quad \text{радіус}$$

бігової доріжки по внутрішній обоймі $r_b = 0,5d + 0,5d_p = 20,25$ мм, радіус бігової доріжки по зовнішній обоймі $r_3 = 0,5d + 1,5d_p = 30,75$ мм.

Силу, що діє на найбільш завантажений і бічні ролики, визначають із формул (15) і (16).

У [9] доведено, що якщо до групи тіл прикладено навантаження за законом косинуса, то для визначення опору їх коченню все навантаження можна прикласти до одного тіла, тобто опір коченню всіх п'яти роликів по внутрішній обоймі за лінійного контакту визначають із виразу:

$$b_b = 1,522 \sqrt{\frac{Q}{BE} \cdot \frac{r_b \cdot r_p}{r_b + r_p}}, \quad (21)$$

а по зовнішній обоймі:

$$b_3 = 1,522 \sqrt{\frac{Q}{BE} \cdot \frac{r_b \cdot r_p}{r_b - r_p}}. \quad (22)$$

Згідно з формулою (6) коефіцієнт тертя кочення складе відповідно $k_b = 0,0636$ мм, $k_3 = 0,0876$ мм. Опір кочення роликів: по зовнішній обоймі $W_3 = 343,7$ Н, а по внутрішній $W_b = 249,6$ Н.

Робота сил тертя кочення й ковзання по внутрішній і зовнішній обоймах, Нм:

$$A_b = 2\pi r_b (W_b + W_3) = 75,4,$$

$$A_3 = 2\pi(r_b W_b + r_3 W_3) + 2\pi Q f (r_3 - r_b) = 98,1 + 135,8 = 233,9, \quad (23)$$

за коефіцієнта тертя ковзання роликів по внутрішній обоймі $f = 0,1$.

Коефіцієнт опору руху складася: під час обертання внутрішньої обойми $\omega_b = \frac{W_b}{Q} = 0,012$, під час обертання зовнішньої обойми $\omega_3 = \frac{W_3}{Q} = 0,017$, за рекомендованої величини [9] для колеса діаметром до 700 мм $\omega = 0,02$.

4. Кульковий опорно-поворотний пристрій (ОПП). Формула для визначення найбільшого тиску на кульку, наведена в [11], містить дві невідомі величини: середній діаметр круга катання й кількість кульок.

Якщо першу величину можна задати виходячи з конструктивних міркувань, то кількість кульок можна встановити після знаходження їх діаметрів. Крім того, ця формула прийнятна тільки за умови, що реакція від моменту не виходить за опорний контур.

Пропонуємо знаходження моменту сил тертя кочення виконувати у наступний послідовності.

4.1. Опорно-поворотний круг розбиваємо, наприклад, на 10 секторів із центральним кутом $\gamma_1 = 36^\circ$ і беремо із конструктивних міркувань середній радіус по центрах кульок R_{cp} .

4.2. Навантаження прикладаємо до однієї умовної кульки у секторі, аналогічно до кулькового підшипника (15), знаходимо максимальний вертикальний тиск на нього від моменту, Нм:

$$N_{0m} = \frac{M}{2R_{cp} (1 + 2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + 2 \sin 2\gamma_1 \cos 2\gamma_1)}. \quad (24)$$

За відомої величини вертикального тиску V тиск на умовну кульку становитиме:

$$N_{0np} = \left(N_{0m} + V \frac{\gamma_1}{2\pi} \right) \frac{1}{\cos \beta} \text{ Нм}, \quad (25)$$

де β – кут між реакцією кульки й вертикаллю (зазвичай $\beta = 45^\circ$) (рис. 4).

Максимальні тиски на умовні бічні кульки, Нм:

$$\begin{aligned} N_{1np} &= N_{0np} \cos \gamma_1, \\ N_{2np} &= N_{0np} \cos 2\gamma_1. \end{aligned} \quad (26)$$

4.3. Максимальний тиск на протилежну (ліву) умовну кульку:

$$N_{0лів} = \left(-N_{0m} + V \frac{\gamma_1}{2\pi} \right) \frac{1}{\cos \beta} \text{ Нм}. \quad (27)$$

Тиск на ліві умовні бічні кульки знаходять аналогічно до правих.

4.4. Після величини R_{cp} орієнтовно беремо діаметр кульки $d_k = 0,4R_{cp}$.

4.5. Знаходимо кількість кульок в одному секторі із геометричних умов: $n = \frac{\gamma R_{cp}}{d_k + 5}$.

4.6. Максимальний тиск на одну кульку правого сектора $P_{01} = \frac{N_{0np}}{n}$ та радіус кульки, виходячи з контактного напруження Герца за радіуса бігової доріжки $r_d = 1,2 r_k$ мм:

$$r_k = 0,1 n_p \sqrt{\frac{P_0 E^2}{\sigma^3}} \text{ Нм}, \quad (28)$$

де n_p – величина, залежна від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса дотику

$$\frac{A}{B} = \frac{r_k - r_d}{r_k}; \quad \sigma - \text{граничні контактні напруження, що залежать від марки сталі, типу дотику}$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

і твердості за Бринелем; за $r_d = 1,2r_k$ мм, $n_p = 0,86$ ($n_a = 1,96$; $n_b = 0,59$ [4]).

4.7. Знаходимо остаточний діаметр кульки, виходячи з умов 4.4 й 4.6. та встановлюємо число кульок.

4.8. Виходячи з рівнянь (25), (26), (27) і кількості кульок, встановлюємо тиск на одну кульку за секторами, опір коченню за формулою (7) однієї з кульок 10 секторів.

Знаходимо опір коченню z кульок і загальний тиск як суму значень, отриманих за формулами (25) і (27).

Знаходимо коефіцієнт опору обертанню як співвідношення загального опору обертанню до загального тиску.

Розрахунки проведені за наступними даними: найбільший момент, що діє на опорно-поворотний круг $M = 427$ кНм, найбільша вертикальна реакція $V = 178$ кН, середній діаметр

по центрах кульок $D_{cp} = 1500$ мм ($R_{cp} = 750$ мм).

При цьому вертикальний тиск від моменту з урахуванням бічних кульок (24) складе $N_{0m} = 112$ кН, а тиск на праву та ліву умовні кульки (25) і (27) $N_{0np} = 183,6$ кН, $N_{0лв} = |133,2|$ кН. Узявши діаметр кульки $d_k = 0,4R_{cp} = 30$ мм і максимальний тиск на одну кульку, матимемо:

$$P_{00} = \frac{N_{0np}}{n} = \frac{183,6}{13} = 14,12 \text{ кН},$$

де n – визначене із геометричних умов

$$n = \frac{\gamma R_{cp}}{d_k + 5} \approx 13. \text{ Перевіримо взятий радіус кульки}$$

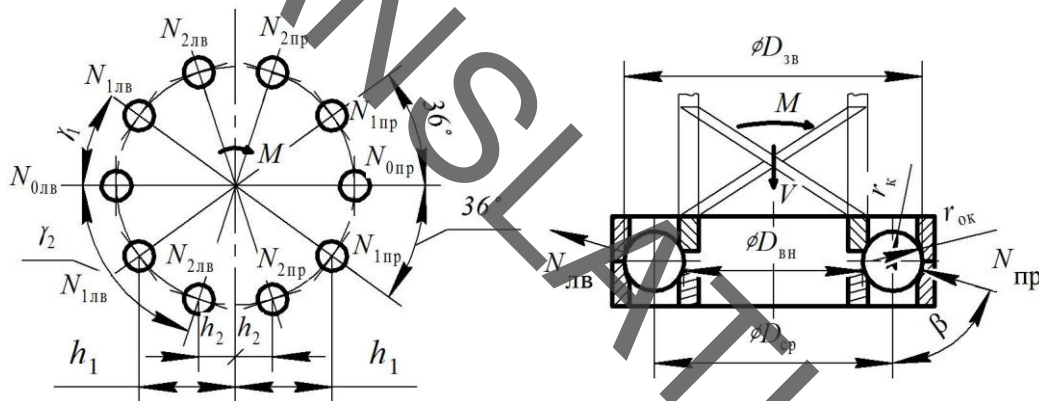


Рис. 4. Розрахункова схема кулькового ОПП

за теорією контактних напружень за умови, що $r_d = 1,2r_k$:

$$r_k = 0,1 \sqrt{\frac{P_{00} E^2}{\sigma^3}} \text{ Нм}, \quad (29)$$

де $r_k = 15$ мм за $[\sigma] = 3000$ МПа (сталь 45 із поверхневим гартуванням [2]).

За $n_b = 0,59$ із урахуванням кількості кульок у секторі й тиску на умовні центральні й бічні кульки (26) знаходимо півширину плями контакту:

$$b = 1,397 n_b \sqrt[3]{\frac{P_1}{E} \cdot \frac{r_d \cdot r_k}{2r_d - r_k}}. \quad (30)$$

Коефіцієнт тертя кочення визначаємо за формулою (7), а опір коченню з урахуванням двох поверхонь кочення, тобто $W = \frac{2kP}{r_k}$.

Розподіл тиску на одну кульку по довжині круга й опір коченню кожної кульки у вигляді графіків показані на рис. 5 [5, 12, 13].

Під час додавання всіх тисків на кульки й опорів їх кочення та поділу $W = 17,42$ кН на $P = 1025,3$ кН отримана величина приведенного опору обертанню крана $\omega = 0,017$, що значно перевищує рекомендовану величину $\omega = 0,01$.

Причинами цієї невідповідності може бути:
 а) невідповідність прийнятої тут величини $[\sigma]$

дійсній; б) занижена величина M під час експерименту.

Можна підкреслити, що у прикладах розрахунків ОПП, наведених в [11, 12], коефіцієнт ω взятий орієнтовно на ці величини, а у [13] $\omega = 0,04$.

Знайдемо ще величину коефіцієнта опору обертанню, що припадає на ковзання під час кочення по колу. Зазвичай його враховують тільки під час руху по колу циліндра. Проте в разі контакту кульки як із площиною, так і з жолобом пляма контакту не є точкою, а еліпсом з осями $2a$ й $2b$, довжину яких визначають із формул контактних деформацій Герца.

Середня величина тиску на одну кульку під час її повороту на 360° складає $P_1 = 8,6$ кН. При цьому мала вісь еліпса $a = 2,2$ мм.

Зосередивши тиск P_1 у 4-х точках, отримуємо, що тиск у точках v і n (див. рис. 3) складає $P_1 = 8,6$ кН. При цьому вертикальна вісь еліпса [4]:

$$a = 1,397n_a \sqrt{\frac{P_1}{E} \cdot \frac{r_d \cdot r_k}{2r_d - r_k}} = 2,2 \text{ мм} \quad (31)$$

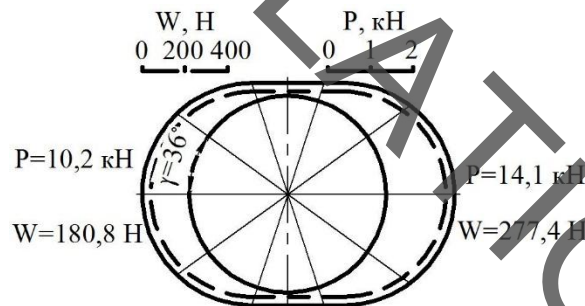


Рис. 5. Розподіл тисків на одну кульку й опір її коченню по колу

5. Роликовий опорно-поворотний пристрій. Для прикладу розрахунку розглянутий поворотний пристрій будівельного баштового крана з нерухомою колоною й нерухомими роликами (рис. 6).

Вихідні дані до розрахунку: будівельний баштовий кран; середній діаметр упорного кулькового підшипника $d_{cp} = 97,5$ мм; діаметр

Відстань від цих точок до R_{cp} складає $3a/16$, тобто 0,41 мм.

Різниця у відстані, пройденій за один оберт круга складе $4\pi a = 5,15$ мм. За $2P_1 = 4,3$ кН, $f = 0,15$ (сталь по сталі, мащення відсутнє) робота сил тертя ковзання складе $A_{ковз} = 2P_1 f l = 3,32$ Нм. Виразивши роботу нормальній сили $2P_1$ через приведений коефіцієнт, можна отримати $A_{ковз} = 2\omega P_1 \cdot 2\pi R_{cp}$, звідки

$$\omega_c = \frac{2af}{R_{cp}} = 0,00008 \quad (32)$$

та складає близько 0,01 від рекомендованої величини приведенного коефіцієнта опору обертанню будівельних кранів. Проте необхідно мати на увазі, що у знаменник формули, що визначає ω_c , входить середній радіус за центрами кульок R_{cp} . Розподіл тисків на одну кульку за довжиною круга й опір коченню кожної кульки у вигляді графіків показані на рис. 5.

опорного кільця $D = 2R = 1500$ мм; горизонтальна реакція $H = \frac{M}{h} = 21,4$ т, де $M = 87$ т·м – результуючий момент поворотної частини у вертикальній площині; $h = 4$ м – відстань між лінією прикладення реакцій H та цапфою; вертикальна реакція $V = 18$ т.

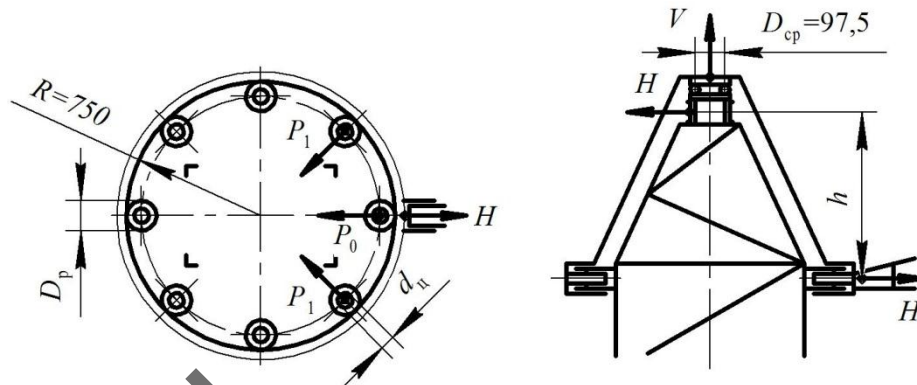


Рис. 6. Розрахункова схема механізму повороту будівельного баштового крана з нерухомими роликами на підшипниках кочення, упорним підшипником і верхньою цапфою ковзання

5.1. Розрахунок опорних роликів. Навантаження на ролик, розташований на лінії дії сили H $P_0 = \frac{H}{1 + 2\cos\gamma} = 88,65$ кН, сила, що діє на кожен із двох бічних роликів, однакова й дорівнює $P_1 = \frac{P_0}{\cos\gamma} = 125,39$ кН.

За ширини ролика $B = 0,25D_p$ мм та $[\sigma] = 750$ МПа (сталь 75, режим роботи 5М) його радіус визначають із формули контактних напружень Герца:

$$R_p = \frac{0,418^2 P_1 E}{R\sigma^2} \pm \sqrt{\left(\frac{0,418^2 P_1 E}{R\sigma^2}\right)^2 + \frac{0,418^2 P_1 E}{0,5\sigma^2}}, \quad (33)$$

він складає 130 мм.

Півширина плями контакту

$$b = 1,322 \sqrt{\frac{P_1}{BE} \cdot \frac{RR_p}{R - R_p}}, \quad (34)$$

і складає 1,75 мм.

Коефіцієнт тертя кочення бічного ролика (6) $k_1 = 0,32$ мм, а розташованого на горизонтальній осі $k_0 = 0,23$ мм.

Опір коченню трьох роликів:

$$W = W_0 + 2W_1 = 154 + 617 = 771 \text{ Н.}$$

Зважаючи на великий тиск на ролики й неможливість підбору відповідного підшипника

кочення, можна застосувати в будівельних баштових кранах підшипники ковзання з коефіцієнтом тертя ковзання $\mu = 0,1$ та з діаметром цапфи $d_{ц} = 0,25D_p = 65$ мм.

Опір тертя у цапфах роликів:

$$W_{ц} = \mu \frac{0,5d_{ц}}{0,5D_p} (2P_1 + P_0) = 16,97 \text{ кН.} \quad (35)$$

За діаметра верхньої цапфи $d_1 = 150$ мм опір ковзання у ній

$$W_{ц1} = H\mu = \mu \frac{M}{h} = 21,4 \text{ кН.} \quad (36)$$

5.2. Опір в упорному підшипнику. За величиною статичного навантаження на підшипник $V = 180$ кН приймається підшипник серії 8216 із $d = 80$ мм, $D = 115$ мм, діаметром кульки $d_k = 14$ мм, кількістю кульок $z = 20$, радіусом жолоба $r_{ж} = 0,54$ мм.

Під час навантаження на одну кульку $P = V/20 = 9$ кН півширина плями контакту (11) $b = 0,447$ мм ($n_b = 0,49$, $n_a = 2,7$).

Коефіцієнт тертя кочення згідно з формулою (7) складає $k = 0,084$ мм.

Опір коченню 20 кульок $W_k = W_1 \cdot 20 = 108 \cdot 20 = 2160$ Н. Коефіцієнт опору ковзанню кульок згідно з (32) за $f = 0,1$ (густе мастило) $\omega_c = 0,01$ і за його величини опору ковзанню складе $W_c = 0,5\omega_c V = 900$ Н, що становить близько половини від опору коченню й вимагає врахування під час розрахунків вузлів з опорними підшипниками.

МАШИНОБУДУВАННЯ

Сумарний момент від сил тертя під час повороту будівельного крана з нерухомою баштою складається з опорів:

- коченню опорних роликів 771 Н (20 % від загального);
- у цапфах роликів 17 Н (0,4 % від загального);
- у верхній цапфі 21 Н (0,5 % від загального);
- в опорному ролику від кочення кульок 2160 Н (56 % від загального) та їх ковзання 900 Н (23 % від загального) за загальної величини опору обертанню 3870 Н.

6. Опір коченню роликів ОПП зі стаціонарними й нерухомими роликами. У деяких будівельних кранах опорні ролики розташовані стаціонарно (рис. 7, а) або є рухомими (рис. 7, б). Навантаження на один ролик

$$P = \frac{H}{2 \cos \alpha}.$$

Очевидно, що за циліндричних роликів величини максимального контактного напруження будуть різними, також різні значення мати-

муть діаметри роликів та опори їх коченню по поворотному кругу.

Для розрахунків беремо однаковий радіус, як і в попередньому прикладі, $D = 2R = 1500$ мм, горизонтальна реакція дорівнює $H = 25$ кН, граничне контактне напруження $[\sigma] = 750$ МПа, ширина ролика $B = 0,25D_p = 0,5R_p$.

Радіус ролика для схеми а (рис. 7) можна знайти із формули (33), замінивши P_1 на $H / \cos \alpha$. За взятих величин $R_p = 60$ мм радіус цапфи приймається таким, що дорівнює $r_{\text{ц}} = 15$ мм для випадків а і б (рис. 7).

Радіус ролика за схемою б (рис. 7) можна знайти за тією ж формулою (33) в разі заміни знака під радикалом на зворотний, і він дорівнюватиме $R_p = 50$ мм.

Півширини плям контакту знаходимо за формулою (34) із заміною знака на зворотний за схемою б перед R_p (див. рис. 7).

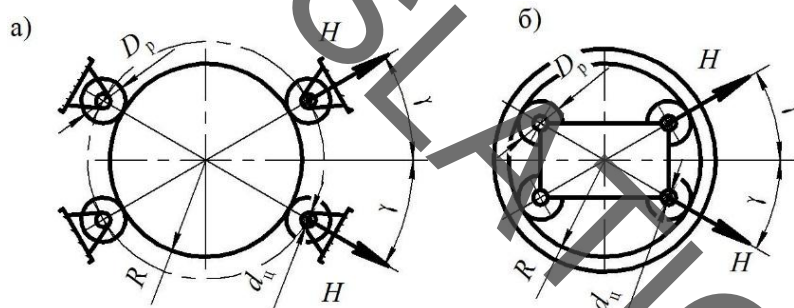


Рис. 7. Розрахункові схеми механізмів повороту кранів:
а – з стаціонарними роликами; б – із рухомими роликами

Півширини плям контакту (рис. 7):

- за схемою а $\epsilon = 0,11$ мм, за схемою б – $\epsilon = 0,12$ мм;

– опори коченню двох роликів складають відповідно $W = 17,8$ Н та $W = 23,4$ Н.

Опір у цапфах двох роликів за першою і другою схемами за $f = 0,1$ складає

$$W_{\text{ц}} = 2 \frac{H}{\cos \alpha} f = 5,77 \text{ кН, тобто більше ніж на}$$

два порядки перевищує опір коченню роликів.

Наукова новизна та практична значимість

В роботі пропонується використовувати аналітичні залежності для визначення приведенного коефіцієнта опору обертанню за лінійного і точкового контактів із використанням теорії контактних деформацій Герца та частково аналітичних залежностей Табора. Отримані залежності дозволять проектувати нові типи вузлів обертання механізмів повороту будівельних машин і виявляти додаткові опори обертанню, які залежать від габаритних розмірів, форми та типу матеріалу, з якого виготовлено деталі вузла й не містять ніяких емпіричних даних.

Висновки

Аналіз отриманих залежностей і графіків дозволяє зробити наступні висновки і пропозиції:

1) коефіцієнт тертя кочення й опір коченню коліс кранового типу практично лінійно залежить від радіуса колеса, а коефіцієнт гістерезисних втрат лінійно зменшується від 0,9 до 0,6 за лінійного контакту й лінійно збільшується із 1,01 до 1,06 за точкового контакту;

2) величина коефіцієнта тертя підшипників кочення, приведеного до вала, залежить від того, яка обойма обертається, внутрішня чи зовнішня;

3) під час обертання зовнішньої обойми внаслідок різного шляху, який пройде кулька або ролик по бігових доріжках зовнішньої і внутрішньої обойми, коефіцієнт тертя, приведений до вала, що припадає на чисте кочення,

в 1,3...1,5 разів перевищує його величину під час обертання внутрішньої обойми, а з урахуванням ковзання кульок або роликів по внутрішній обоймі у 4...6 разів перевищує його величину в кулькових і у 3...4 рази – у роликів підшипниках;

4) унаслідок значної величини тертя в разі обертання зовнішньої обойми під час проектування вузлів кочення необхідно уникати подібних рішень, а за неможливості необхідно враховувати цю обставину як для визначення опорів, так і для змащування вузла;

5) приведена величина опору обертанню будівельного крана з кульковим опорно-поворотним пристроєм, отримана аналітично, виявляється на 70 % вищою за рекомендовану постачальником;

6) у будівельних кранах із поворотною баштою найбільший опір обертанню припадає на опорні ролики (близько 80 %).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бондаренко, Л. М. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ : Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.
2. Бондаренко, Л. М. Уточнення розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення / Л. М. Бондаренко, С. В. Ракша, М. Г. Брильова // Підійомно-транспортна техніка. – 2005. – № 1. – С. 47–52.
3. Влияние сопротивлений качению на динамику механизмов подъема транспортирующих машин / В. М. Богомаз, Л. Н. Бондаренко, О. В. Богомаз, М. Г. Брылева // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 2 (74). – С. 124–132. doi: 10.15802/stp2018/130441
4. Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, М. А. Лобов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1986. – 400 с.
5. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – Москва : Мир, 1989. – 510 с.
6. Иванов, М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – Москва : Высш. школа, 1975. – 551 с.
7. Ковальський, Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальський ; Восточноукр. нац. ун-т. – Луганск : [б. и.], 2000. – 63 с.
8. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – Москва : Машиностроение, 1969. – 584 с.
9. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1988. – 736 с.
10. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. Т. Колесник, В. Я. Барабанов. – Киев : Выща школа, 1975. – 520 с.
11. Справочник по кранам : в 2 т. / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с.
12. Технологічні процеси під час відновлення опорно-обертального пристрою будівельних кранів / А. М. Храмцов, В. М. Богомаз, І. М. Щека, І. Є. Крамар // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту : тези доп. 77 Міжнар. наук.-практ. конф. (Дніпро, 11–12 трав. 2017 р.) / Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро, 2017. – С. 315–316.
13. Akhavian, R. Remote Monitoring of Dynamic Construction Processes Using Automated Equipment Tracking / R. Akhavian, A. Behzadan // Construction Research Congress (May 21–23, 2012). – West Lafayette, Indiana, United States, 2012. – P. 1360–1369. doi: 10.1061/9780784412329.137

14. Criteria for the selection of sustainable onsite construction equipment / M. Waris, M. Shahir Liew, M. F. Khamidi, A. Idrus // *International Journal of Sustainable Built Environment*. – 2014. – Vol. 3. – Iss. 1. – P. 96–110. doi: 10.1016/j.ijse.2014.06.002
15. Eldredge, K. R. The mechanism of roiling friction. I. The plastic range. II. The elastic range / K. R. Eldredge, D. Tabor // *Wear*. – 1958. – Vol. 1. – Iss. 5. – P. 452. doi: 10.1016/0043-1648(58)90178-9
16. Holt, G. Analysis of interrelationships among excavator productivity modifying factors / G. Holt, D. Edwards // *International Journal of Productivity and Performance Management*. – 2015. – Vol. 64. – Iss. 6. – P. 853–869. doi: 10.1108/IJPPM-02-2014-0026
17. Pries, F. Innovation in the construction industry: the dominant role of the environment / F. Pries, F. Janszen // *Construction Management and Economics*. – 1995. – Vol. 13. – Iss. 1. – P. 43–51. doi: 10.1080/01446199500000006
18. Slemenmeyer, H. Bearings for large capacity crane applications / H. Slemenmeyer, S. Aaronson // *SAE Technical Paper Series*. – 1983. doi: 10.4271/831373
19. Su, X. Improving Construction Equipment Operation Safety from a Human-centered Perspective / X. Su, J. Pan, M. Grinter // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 118. – P. 290–295. doi: 10.1016/j.proeng.2015.08.429
20. Takahashi, H. Measurement of the rolling element load distribution in turntable bearings / H. Takahashi, H. Omary // *SAE Technical Paper Series*. – 1985. doi: 10.4271/850762
21. Yip, H. Predicting the maintenance cost of construction equipment: Comparison between general regression neural network and Box–Jenkins time series models / H. Yip, H. Fan, Y. Chiang // *Automation in Construction*. – 2014. – Vol. 38. – P. 30–38. doi: 10.1016/j.autcon.2013.10.024

Л. Н. БОНДАРЕНКО¹, А. П. ПОСМИТЮХА^{2*}, К. Ц. ГЛАВАЦКИЙ³

¹Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373-15-18, эл. почта bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

^{2*}Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (066) 150 95 00, эл. почта AleksandrP@3g.ua, ORCID 0000-0002-9701-3873

³Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (095) 816 99 90, эл. почта kazimir.glavatskij@gmail.com ORCID 0000-0003-0921-9845

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Цель. Проектирование новых образцов строительных машин тесно связано с разработкой механизмов поворота, а те, в свою очередь, имеют привод, мощность и габариты которого зависят от сопротивления поворота и приведенного коэффициента трения в узлах. Отсутствие аналитических зависимостей для определения приведенного коэффициента трения вращению строительных машин, во-первых, ограничивает возможности конструктора в выборе материалов, а во-вторых, не дает возможности принимать оптимальные конструктивные решения. Поэтому цель статьи – найти аналитические решения для определения сопротивлений вращению в механизмах поворота строительных машин, которые позволят проектировать более совершенные механизмы и машины в целом. Существующие методики опираются на эмпирические зависимости и экспериментальные коэффициенты, уменьшающие точность подсчетов, увеличивающие габариты и стоимость работ. Предлагается повысить точность и упростить процесс определения сопротивления поворота и величину приведенного коэффициента сопротивления вращению строительных башенных кранов. **Методика.** Достичь поставленной цели можно с помощью аналитических зависимостей для определения коэффициентов трения качения при линейном и точечном контактах. Это позволит точнее найти величину коэффициента сопротивления, а конструктору при расчетах принять целенаправленные меры по его уменьшению, используя механические константы материалов узлов качения и их геометрические параметры. Расчет основывается на теории контактных деформаций Герца и теории плоского движения точек тела. **Результаты.** Полученные зависимости позволяют аналитически найти сопротивление качению роликов

в строительных машинах с неподвижной и вращающейся колоннами, с круговыми поворотными устройствами, а также в шариковых и роликовых опорно-поворотных кругах. Найденные значения коэффициентов сопротивления вращению для некоторых типов механизмов дают близкие значения с рекомендованными, а для некоторых – существенно отличаются и требуют их уточнения в справочных величинах.

Научная новизна работы заключается в использовании аналитических зависимостей для определения приведенного коэффициента сопротивления вращению для линейного и точечного контактов с использованием теории контактных деформаций Герца и частично аналитических зависимостей Табора.

Практическая значимость. Полученные зависимости позволят проектировать новые типы узлов вращения механизмов поворота строительных машин и выявлять дополнительные опоры вращению.

Ключевые слова: строительная машина; сопротивление; вращения; поворот; поворотный круг; рельс; трение качения

L. M. BONDARENKO¹, O. P. POSMITYUKHA^{2*}, K. T. HLAVATSKYI³

¹Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49600, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

^{2*}Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49600, tel. +38 (066) 150 95 00, e-mail AleksandrP@3g.ua, ORCID 0000-0002-9701-3873

³Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49600, tel. +38 (095) 816 99 90, e-mail kazimir.glavatskij@gmail.com, ORCID 0000-0003-0921-9845

ANALYTICAL DETERMINATION OF THE INVESTIGATED COEFFICIENT TO SUPPORT THE PURCHASE MECHANISMS OF CONSTRUCTION MACHINES

Purpose. Designing new models of construction machines is closely related to the development of slewing gear, and that, in turn, has a drive whose power and dimensions depend on the rotational resistance and the reduced friction coefficient in the units. The absence of analytical dependencies for determining the reduced coefficient of friction for the rotation of construction machines, first, restricts the designer's ability to select materials, and secondly, does not allow the adoption of optimal design solutions. Therefore, the purpose of the article is to find analytical solutions to determine the rotational resistance in the slewing gear of construction machines, which allows projecting more advanced gears and machines in general. Existing techniques are based on empirical dependencies and experimental coefficients that reduce the accuracy of calculations, increase the size and cost of work. It is proposed to improve the accuracy and simplify the process of determining the rotational resistance and the magnitude of the reduced rotational resistance coefficient of the building tower cranes. **Methodology.** The set objectives can be achieved by means of analytical dependencies for determination of rolling friction coefficients over linear and point contacts. This will enable to find the more accurate value of the resistance coefficient, and the constructor during the calculations to take targeted measures to reduce it, using the mechanical constants of materials of the units and their geometric parameters. The calculation is based on Hertz contact deformation theory and the body point plane motion theory. **Findings.** The obtained dependencies will allow analytically to find the resistance of rolling resistance of rollers in construction machines with fixed and rotating pillars, with circular rotary devices, as well as in ball and roller slewing rings. The calculated values of the rotational resistance coefficients for some types of mechanisms give similar values with those recommended, while for others they significantly differ and require their refinement in reference values. **Originality** of the work consists in the use of analytical dependencies for determining the reduced coefficient of the rotational resistance over linear and point contacts using Hertz contact deformation theory and Tabor partial analytic dependencies theory. **Practical value.** The obtained dependencies will allow to design new types of slewing gear units of the construction machines and to reveal the additional rotational resistances.

Keywords: construction machine; resistance; rotation; turn; slewing ring; rail; rolling friction

REFERENCES

1. Bondarenko, L. M., Dovbnia, M. P., & Loveikin, V. S. (2002). *Deformatsiini opory v mashynakh*. Dnipropetrovsk: Dnipro-VAL. (in Ukrainian)
2. Bondarenko, L. M., Raksha, S. V., & Brylova, M. H. (2005). Utochnennia rozrakhunkovoi skhemy navantazhennia hrupy til kochennia. *Pidiomno-transportna tekhnika, 1*, 47-52. (in Ukrainian)
3. Bohomaz, V. M., Bondarenko, L. M., Bohomaz, O. V., & Brylyova, M. G. (2018). Effect of resistance to rolling on the dynamics of the lifting mechanisms of the transporting mac. *Science and Transport Progress, 2(74)*, 124-132. doi: 10.15802/stp2018/130441 (in Russian)
4. Aleksandrov, M. P., Kolobov, L. N., Lobov, M. A. Nikolskaya, T. A., & Polkovnikov, V. S. (1986). *Gruzopodemnye mashiny: Uchebnik dlya vuzov*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
5. Dzhonson, K. (1989). *Mekhanika kontaktного vzaimodeystviya*. Moscow: Mir. (in Russian)
6. Ivanov, M. N., & Ivanov, V. N. (1975). *Detali mashin. Kursovoe proektirovanie*. Moscow: Vysshaya shkola. (in Russian)
7. Kovalskiy, B. S. (2000). *Voprosy peredvizheniya mostovykh kranov*. Lugansk. (in Russian)
8. Kozhevnikov, S. N. (1969). *Teoriya mekhanizmov i mashin*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
9. Pisarenko, G. S., Yakovlev, A. P., & Matveev, V. V. (1988). *Spravochnik po soprotivleniyu materialov*. Kiev: Naukova dumka. (in Russian)
10. Ivanchenko, F. K., Bondarev, V. S., Kolesnik, N. P., & Barabanov, V. Y. (1975). *Raschety gruzopodemnykh i transportiruyushchikh mashin*. Kiev: Vishcha shkola. (in Russian)
11. Aleksandrov, M. P., Gokhberg, M. M., Kovin, A. A., & Gokhberg, M. M. (Ed). (1988). *Spravochnik po kranam* (Vol. 1-2). Leningrad: Mashinostroenie. (in Russian)
12. Khramtsov, A. M., Bohomaz, V. M., Shcheka, I. M., & Kramar, I. Y. (2017). Tekhnolohichni protsesy pid chas vidnovlennia oporno-obertalnoho prystroiu budivelnykh kraniv. *The Problems and Prospects of railway transport: 77th International scientific and practical conference*. Dnipro: Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Ukrainian)
13. Akhavian, R., & Behzadan, A. H. (2012). Remote Monitoring of Dynamic Construction Processes Using Automated Equipment Tracking. *Construction Research Congress 2012*. West Lafayette, Indiana, United States. doi: 10.1061/9780784412329.137 (in English)
14. Waris, M., Shahir Liew, M., Khamidi, M. F., & Idrus, A. (2014). Criteria for the selection of sustainable onsite construction equipment. *International Journal of Sustainable Built Environment, 3(1)*, 96-110. doi: 10.1016/j.ijbsbe.2014.06.002 (in English)
15. Eldredge, K. R., & Tabor, D. (1958). The mechanism of rolling friction. I. The plastic range. II. The elastic range. *Wear, 1(5)*, 452. doi: 10.1016/0043-1648(58)90178-9 (in English)
16. Holt, G. D., & Edwards, D. (2015). Analysis of interrelationships among excavator productivity modifying factors. *International Journal of Productivity and Performance Management, 64(6)*, 853-869. doi: 10.1108/ijppm-02-2014-0026 (in English)
17. Pries, F., & Janszen, F. (1995). Innovation in the construction industry: the dominant role of the environment. *Construction Management and Economics, 13(1)*, 43-51. doi: 10.1080/01446199500000006 (in English)
18. Siemensmeyer, H., & Aaronson, S. F. (1983). Bearings for Large Capacity Crane Applications. *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/831373 (in English)
19. Su, X., Pan, J., & Grinter, M. (2015). Improving Construction Equipment Operation Safety from a Human-centered Perspective. *Procedia Engineering, 118*, 290-295. doi: 10.1016/j.proeng.2015.08.429 (in English)
20. Takahashi, H., & Omory, T. (1985). Measurement of the Rolling Element Load Distribution in Turntable Bearings. *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/850762 (in English)
21. Yip, H., Fan, H., & Chiang, Y. (2014). Predicting the maintenance cost of construction equipment: Comparison between general regression neural network and Box-Jenkins time series models. *Automation in Construction, 38*, 30-38. doi: 10.1016/j.autcon.2013.10.024 (in English)

Надійшла до редколегії: 06.09.2018

Прийнята до друку: 16.01.2019