

УДК 531.3

Б. М. Товт, Л. М. Бондаренко

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ, ЩО ВРАХОВУЄ ТЕРТЯ РЕБОРД КРАНОВИХ КОЛІС

Анотація. У статті проведено дослідження щодо визначення коефіцієнту, який враховує тертя реборд кранових коліс. Показано, що аналітично можна виділити із загальної величини опору від тертя у ходових частинах кранів складову, що приходить на тертя реборд.

Ключові слова: опір, тертя кочення, кранове колесо, рейка, реборда.

Вступ

Тертя кочення – це опір руху, що виникає під час перекочування тіл одне по одному. Тертя кочення з'являється між елементами підшипників кочення, між колесом і рейкою, зокрема між ребордами кранових коліс і підкранових рейок. При дослідженнях опору руху ходових частин крану використовують коефіцієнт тертя кочення, як похідну від напівширини плями контакту [1, 4, 5, 6].

У даній статті буде розглянуто визначення коефіцієнту, який враховує тертя реборд кранових коліс із виразу, який визначає опір тертя у ходових частинах кранів.

Постановка проблеми

Величина опору від тертя у ходових частинах кранів на прямолінійній ділянці колії визначається з виразу [1]:

$$w = \frac{\mu d + 2f}{2R} K_p, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт тертя підшипників, зведений до цапфи колеса, який залежить від типу підшипника;

f – коефіцієнт тертя кочення, який залежить від діаметру ходового колеса;

K_p – коефіцієнт, який враховує тертя реборд і маточини колеса, який залежить від типу приводу, ободу ходового колеса, механізму.

Відмітимо, що для баштових кранів величина w задається безпосередньо в залежності від діаметру ходового колеса і типу підшипників.

Очевидно, що виділити K_p із виразу (1) експериментально складно, оскільки як f , так і μ пов'язані з K_p .

Основна частина дослідження

Для вирішення задачі необхідно провести такі дослідження. Механізм переміщення, який досліджується, закріпимо на похилій поверхні канатом сталої довжини і жорсткості C , масою канату знехтуємо, хоча іноді [2] її додають як третю частину до маси досліджуваного об'єкта.

У подальшому не будемо нехтувати опором від тертя у ходових частинах, додавши опір від кочення коліс по рейці, від тертя у підшипниках і від тертя реборд до узагальненого коефіцієнту опору руху w .

Встановимо початок координат у точці O (рис. 1) і приймемо напрямок осі x вбік руху при опусканні.

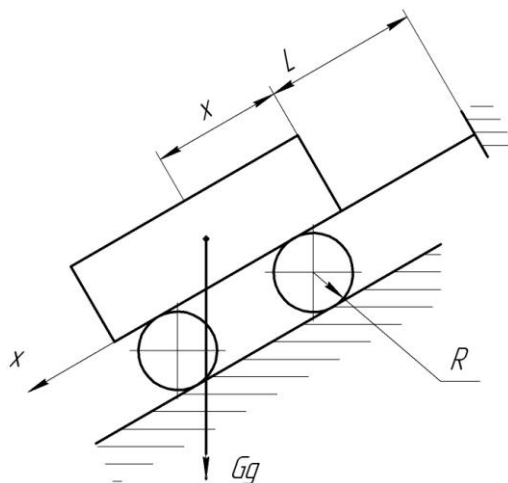


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Рівняння руху з урахуванням w запишемо у вигляді:

$$\ddot{x} + p^2 x \pm \frac{gw}{1+\gamma} = 0, \quad (2)$$

де γ – коефіцієнт, який враховує інерцію від мас, що обертаються;

$p^2 = \frac{C}{(1+\gamma)G}$, де G – загальна маса досліджуваного механізму.

Особливість рівняння (2) полягає у тому, що поперед третього доданку у лівій частині може бути як додатний знак, так і від'ємний.

Розглянемо перший інтервал руху, який починається у момент часу $t = 0$, коли $x = A_0$, а $\dot{x} = 0$. У цьому інтервалі швидкість від'ємна, тому має бути взятий від'ємний знак.

Перепишемо рівняння (2) наступним чином:

$$\ddot{x} + p^2 x - ap^2 = 0, \quad (3)$$

де $a = \frac{gGw}{C}$.

Розв'язок цього рівняння за вказаних початкових умов:

$$x = (A_0 - a) \cos pt + a; \quad (4)$$

Для швидкості вираз матиме наступний вигляд:

$$v = \dot{x} = -(A_0 - a) p \sin pt. \quad (5)$$

Очевидно, що коли аргумент pt дорівнюватиме π , швидкість знову стане нульовою, тобто відхилення буде:

$$A_1 = (A_0 - a) \cos \pi + a = -A_0 + 2a, \quad (6)$$

тобто за абсолютною величиною воно менше початкового на величину $2a = \frac{2gGw}{C}$.

Якщо абсолютна величина A_1 задовольняє нерівності $C|A_1| > \frac{gw}{1+\gamma}$ (або $|A_1| > a$), то сила пружності канату більше сили тертя і об'єкт розпочне рух у бік додатного значення x , і рівняння руху запишеться у вигляді:

$$\ddot{x} + p^2 x + ap^2 = 0. \quad (7)$$

Якщо змістити початок відліку часу [3] і початкові умови прийняти у вигляді $t = 0$; $x = A_1$; $\dot{x} = 0$, то розв'язок цього рівняння запишеться у вигляді:

$$x = (A_1 + a) \cos pt - a. \quad (8)$$

Неважко пересвідчитися, що $A_2 = -(A_1 + 2a)$ або $A_2 = A_0 - 4a$.

Таким чином, якщо відома амплітуда A_2 коливань у кінці першого періоду, то можна записати, що $A_0 - A_2 = 4a$ і

$$A_0 - A_2 = \frac{4gGw}{C}. \quad (9)$$

З цього рівняння величина коефіцієнту опору руху:

$$w = \frac{(A_0 - A_2)C}{4gG}. \quad (10)$$

Тепер вираз (1) запишемо у вигляді:

$$\frac{(A_0 - A_2)C}{4gG} = \frac{\mu d}{2R} K_p + \frac{f}{R} K_p. \quad (11)$$

У [4] отримані формули для визначення коефіцієнта тертя кочення через напівширину плями контакту у напрямку кочення.

При лінійному контакті

$$f = 0,225b \exp(-1,2R), \quad (12)$$

а при точковому

$$f = 0,160b \exp(-0,2R), \quad (13)$$

де R у метрах.

З урахуванням виразів (12) і (13), отримаємо, що при рейці із плоскою голівкою

$$K_p = \frac{(A_0 - A_2)CR}{4Gg \left(\frac{\mu d}{2} + 0,225be^{-1,2R} \right)}, \quad (14)$$

а при рейці з заокругленою голівкою

$$K_p = \frac{(A_0 - A_2)CR}{4Gg \left(\frac{\mu d}{2} + 0,160be^{-0,2R} \right)}, \quad (15)$$

У формулах (14) і (15) коефіцієнт μ зводиться до цапфи, а оскільки у підшипниках кочення може обертатися як внутрішня, так і зовнішня обійми, то невідомо, що розуміти під терміном «цапфа».

Якщо коефіцієнт тертя кочення кульки або ролика зовнішньою обоймою f_{23} , а внутрішньою f_{13} , то час, необхідний для обертання підшипнику у випадку обертання внутрішньої обойми (зовнішня обойма нерухома):

$$M_1 = P(f_{13} + f_{23}) \frac{D_{вн}}{d_k}, \quad (16)$$

де $D_{вн}$ – діаметр доріжки кочення внутрішньої обойми;

d_k – діаметр кульки (або ролику).

При обертання зовнішньої обойми

$$M_2 = P(f_{13} + f_{23}) \frac{D_{зн}}{d_k}, \quad (17)$$

де $D_{зн}$ – діаметр доріжки кочення зовнішньої обойми.

У випадку обертання, наприклад, внутрішньої обойми і діаметру колеса D опір його обертанню складатиме:

$$w_1 = P(f_{13} + f_{23}) \frac{D_{вн}}{D d_k} = P \frac{\mu d}{D}. \quad (18)$$

Із цього рівняння можна зробити висновок, що коефіцієнт μ , приведений у довідковій літературі є не що інше, як

$$\mu = \frac{f_{13} + f_{23}}{d_k}, \quad (19)$$

а під терміном «цапфа» при обертанні внутрішньої обойми слід розуміти діаметр доріжки кочення, тобто $d = D_{вн}$; при обертанні зовнішньої обойми $d = D_{зн}$.

Одним із можливих застосувань виразу (11) є дослідження величини K_p . Для цього замість одного канату необхідно два з різною жорсткістю. Різницю жорсткостей може імітувати, наприклад, тип струмоводу, привод механізму від яких і залежить K_p . Оскільки у цьому випадку $C = C_1 + C_2$, то вираз (11) запишеться у вигляді:

$$K_p = (A_0 - A_2) \frac{(C_1 + C_2)R}{4Gg \left(\frac{\mu d}{2} + f \right)}. \quad (20)$$

Якщо цю формулу представити у вигляді

$$C_1 = \frac{4Gg \left(\frac{\mu d}{2} + f \right)}{(A_0 - A_2)R} K_p - C_2, \quad (21)$$

то можна, добираючи відповідні жорсткості канатів, отримати зв'язок між K_p і C_1 , C_2 , а потім перенести ці дані на тип струмоводу.

Для визначення K_p можна скористатися безребордними колесами і знайти експериментально величину $\frac{(\mu d + 2f)}{2R}$, а після ребордними, знайти величину $\frac{(\mu d + 2f)}{2R} K_p$. Різниця дасть наступне

$$K_p = \frac{(A_0 - A_2)C}{4Gg + \frac{\mu d + 2f}{2R}} \frac{2R}{\mu d + 2f}. \quad (22)$$

Висновки

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити висновок про те, що запропоновані аналітичні залежності по визначенню коефіцієнта тертя кочення колеса по рейці і коефіцієнта тертя підшипників дають можливість визначити від загального коефіцієнту тертя у ходових частинах складову, яка приходить на тертя реборд.

ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник по кранам: в 2 томах. Т.2 / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Расчёт и конструирование горных транспортных машин и комплексов / И. Г. Штокман, П. М. Кондразин, В. Н. Маценко и др. – М.: Недра. – 1975. – 464 с.
3. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: Гостехиздат. – 1957. – 336 с.
4. Бондаренко, Л. М. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ: Дніпро-VAL. – 2002. – 200 с.

5. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
6. Tabor, D. The mechanism of rolling friction: the elastic range / D. Tabor. – Proc. Roy. Soc., 1955. – p. 198.

УДК 531.3

Товт Б. М. Визначення коефіцієнту, що враховує тертя реборд кранових коліс // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. – Випуск 5 (82). – Дніпропетровськ, 2013. – С. ?? – ??.

У статті проведено дослідження щодо визначення коефіцієнту, який враховує тертя реборд кранових коліс. Показано, що аналітично можна виділити із загальної величини опору від тертя у ходових частинах кранів складову, що приходить на тертя реборд.

Бібл. 4, іл. 1.

UDK 531.3

Tovt B. M. Defining the coefficient, which takes into account the friction of crane wheels flanges // System technology. Regional academic collected articles. – Volume 5 (82). – Dnipropetrovsk, 2013. – p. ?? – ??.

In the paper we execute the investigation for the specification of the procedure of defining the coefficient, which takes into account the friction of crane wheels. It is shown that we can separate the component of the wheel flange friction from the general resistance value of the friction in the bogie crane with the analytical approach.

Ref. 4, fig. 1.

УДК 531.3

Товт Б. Н. Определение коэффициента, учитывающего трение реборд крановых колёс // Системные технологии. Региональные межвузовский сборник научных трудов. – Випуск 5 (82). - Днепропетровск, 2013. – С. ?? – ??.

В статье выполнено исследование по процедуре определения коэффициента, учитывающего трение реборд крановых колёс. Показано, что аналитически можно выделить из общей величины сопротивления от трения в ходовых частях кранов составляющую, приходящуюся на трение реборд.

Библ. 4, илл. 1.

ПІБ:

Товт Богдан Миколайович

Контактні телефони:

(063) 739-13-17

робочий (056) 373-15-00

Адреса електронної поштової скриньки:

tovt@ua.fm

Місце роботи, посада:

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна (ДПТ), вул. Академіка Лазаряна, 2.
Кафедра теоретичної механіки, доцент.

ПІБ:

Бондаренко Леонід Миколайович

Місце роботи, посада:

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» (ПДАБА), вул. Чернишевського, 24а.
Кафедра будівельних та дорожніх машин, доцент.