

УДК 621. 822. 6

ПРИВЕДЕНИЙ ДО ЦАПФИ КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ ІЗ СФЕРИЧНИМИ РОЛИКАМИ

КРОЛЬ Р. М.¹, к. т. н., доц.,БОНДАРЕНКО Л.М.², к. т. н., доц.

¹ Кафедра будівельних і дорожніх машин (БДМ), Державного вищого навчального закладу (ДВНЗ) «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» (ПДАБА), вул. Чернишевського, 24-а, 49005, Дніпропетровськ, Україна, тел. +38 (0562) 46-98-73, e-mail: krol.roman2012@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-7180-663X

Анотація. Постановка проблеми. У формулу, що визначає опір від тертя в ходових частинах кранів входить коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса та його величина коливається від $\mu = 0,01 \dots 0,015$ для шарикових підшипників до $\mu = 0,015 \dots 0,020$ для роликових. Крім того, у підшипниках ходових коліс може обертатися як внутрішня обійма так і зовнішня, що не враховується як при призначенні коефіцієнта μ так і при визначенні у підшипниках. Оскільки в усіх кранів потужність на їх переміщення складає 30...40 % від потужності на підйом вантажу, то вдосконалення конструкцій вузлів кочення дозволить знизити енерговитрати на переміщення. **Метою статті** є аналітичне визначення приведенного до цапфи коефіцієнту тертя роликових підшипників із сферичними роликами. **Висновок:** приведений до цапфи коефіцієнт тертя роликового підшипника із сферичними роликами при обертанні внутрішньої обійми вище їх значень для роликових підшипників із циліндричними роликами більше, чим у 3...4 рази; при обертанні зовнішньої обійми ця різниця збільшується до 5,6...7,5 разів та наближується, за рахунок ковзання роликів по внутрішній обіймі, до підшипників ковзання із відповідними змазками; вважаючи на більші величини коефіцієнта тертя при обертанні зовнішньої обійми використовувати такі підшипникові вузли не рекомендується; вважаючи на великі величини коефіцієнтів тертя приведених до валу вважати обгрунтованою рекомендацію до використання таких підшипників у тихохідних важко навантажених підшипникових вузлах.

Ключові слова: аналітична залежність, коефіцієнт тертя, сферичні ролики, лінійний контакт, точковий контакт, підшипник.

ПРИВЕДЕННЫЙ К ЦАПФЕ КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ СО СФЕРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

КРОЛЬ Р. Н.¹, к. т. н., доц.,БОНДАРЕНКО Л.Н.², к. т. н., доц.

¹ Кафедра строительных и дорожных машин (СДМ), Государственного высшего учебного заведения (ГВУЗ) «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» (ПГАСА), ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепропетровск, Украина тел. +38 (0562) 46-98-73, e-mail: krol.roman2012@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-7180-663X

Аннотация. Постановка проблемы. В формулу, определяющую сопротивление от трения в ходовых частях кранов входит коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе колеса и его величина колеблется от $\mu = 0,01 \dots 0,015$ для шариковых подшипников до $\mu = 0,015 \dots 0,020$ для роликовых. Кроме того, в подшипниках ходовых колес может вращаться как внутренняя обойма так и наружная, что не учитывается как при назначении коэффициента μ так и при определении в подшипниках. Поскольку во всех кранах мощность на их передвижение составляет 30...40 % от мощности на подъем груза, то усовершенствование конструкции узлов качения позволит снизить энергозатраты на передвижение. **Целью статьи** является нахождение аналитически приведенного к цапфе коэффициента трения роликовых подшипников со сферическими роликами. **Вывод:** приведенный к цапфе коэффициент трения роликового подшипника со сферическими роликами при вращении внутренней обоймы выше их значений для роликовых подшипников с цилиндрическими роликами больше, чем в 3...4 раза; при вращении наружной обоймы эта разница увеличивается до 5,6...7,5 раз и приближается, за счет скольжения роликов по внутренней обойме, до подшипников скольжения с соответствующими смазками; ввиду большой величины коэффициента трения при вращении наружной обоймы применять такие подшипниковые узлы не рекомендуется; ввиду большой величины коэффициентов трения приведенных к валу считать обоснованной рекомендацию к применению таких подшипников в тихходных тяжело нагруженных подшипниковых узлах.

Ключевые слова: аналитическая зависимость, коэффициент трения, сферические ролики, линейный контакт, точечный контакт, подшипник.

THE COEFFICIENT OVER OF FRICTION ROLLER BEARING BROUGHT TO PIN WITH SPHERICAL ROLLERS

KROL' R. N. ¹, *Cand. Sc. (Tech.)*

BONDARENKO L.N. ², *Cand. Sc. (Tech.)*

¹ Department of Building and Travelling of machines (BTM), State Higher Educational Establishment (SHEE) "Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture", st. Chernyshevsky, 24-A, 49600, Dnipropetrovsk, Ukraine, tel. +38 (099) 207-87-00, e-mail: krol.roman2012@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-7180-663X

Summary. Raising of problem. In a formula, qualificatory resistance from a friction the coefficient of friction of bearing, resulted to the pin of wheel and his size hesitates from $\mu = 0,01...0,015$ for the ball-shaped bearing to $\mu = 0,015...0,020$ for a roller, is included in working parts of faucets. In addition, in bearing of working wheels can be revolved as an internal holder, that is not taken into account as at setting of coefficient μ so at determination in bearing. As in all faucets power on their movement makes 30...40% powers up grade load, the that improvement of construction of knots of woobling will allow to bring down power expenses on a movement. **Purpose** is development the friction over of the roller bearing analytically brought to the pin of coefficient with spherical rollers. **Conclusion:** the coefficient over of friction of the roller bearing brought to the pin with spherical rollers at the rotation of internal holder higher than their values for the roller bearing with cylindrical rollers more than in 3...4 time at the rotation of outward holder this difference increases to 5,6...7,5 times and approached, due to skidding of rollers on an internal holder, to the slide waies with the corresponding greasing; because of large size of coefficient of friction at the rotation of outward holder applying such bearing knots is not recommended; because of large size of coefficients of friction resulted to the billow to consider reasonable recommendation to application of such bearing in the slow heavily loaded bearing knots.

Key words: analytical dependence, coefficient of friction, spherical rollers, linear contact, point contact, bearing.

Постановка проблемы. В формулу, определяющую сопротивление от трения в ходовых частях кранов входит коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе колеса и его величина колеблется от $\mu = 0,01...0,015$ для шариковых подшипников до $\mu = 0,015...0,020$ для роликовых [1].

Кроме того, в подшипниках ходовых колес может вращаться как внутренняя обойма (по ДИН 15079) так и наружная, что не учитывается как при назначении коэффициента μ так и при определении в подшипниках.

Поскольку во всех кранах мощность на их передвижение составляет 30...40 % от мощности на подъем груза, то усовершенствование конструкции узлов качения позволит снизить энергозатраты на передвижение.

Цель статьи. Найти аналитически приведенный к цапфе коэффициент трения роликовых подшипников со сферическими роликами.

Основной материал. Одной из главных составляющих сопротивлений в подшипниках качения является сопротивление качению шариков или роликов по внутренней и наружной обоймам.

Существует много исследований и предположений по аналитическому определению коэффициента трения качения, определяющего сопротивления качению. Но все они были либо ошибочными, как утверждение Рейнольдса о том, что причиной сопротивления качению является трение скольжения в месте контакта, либо требовали экспериментального определения одного или нескольких коэффициентов, определение которых требовало больше времени, чем определение самого коэффициента трения качения.

Одной из удачных была аналитическая зависимость Д. Табора [2] по определению коэффициента трения качения, опирающаяся на теорию контактных деформаций Герца [3].

Д. Табором получены следующие аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения:

– при линейных контакте

$$k = \frac{2 \cdot b}{3 \cdot \pi} \cdot \alpha; \quad (1)$$

– при точечном контакте

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

где b – полуширина пятна контакта (по Герцу); α – коэффициент гистерезисных потерь.

Однако, наличие в них коэффициента α свело на нет их практическое применение.

В [4] получены формулы аналогичные (1) и (2) с использованием экспериментальных величин коэффициента трения качения для крановых колес с плоской и закругленной головками:

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

$$k = \frac{2 \cdot b}{16} \cdot e^{0,23R}, \quad (4)$$

где R – радиус колеса, м.

Поскольку в подшипниках качения может вращаться наружная обойма при неподвижной внутренней или наоборот, то сначала найдем приведенный коэффициент при вращении наружной обоймы. При упрощенной схеме подшипника задача решается так. Если наружная обойма вращается с

угловой скоростью ω_n (рис. 1), то скорость точки 1 как точки принадлежащей наружной обойме

$$g_n = (R_g + 2 \cdot r_p) \cdot \omega_n = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot (R_g + 2 \cdot r_p), \quad (5)$$

где n – частота вращения как внутренней, так и наружной обойм; v, n, p – буквы, указывающие на

принадлежность размеров и скоростей к внутренней, наружной обоймам и ролику.

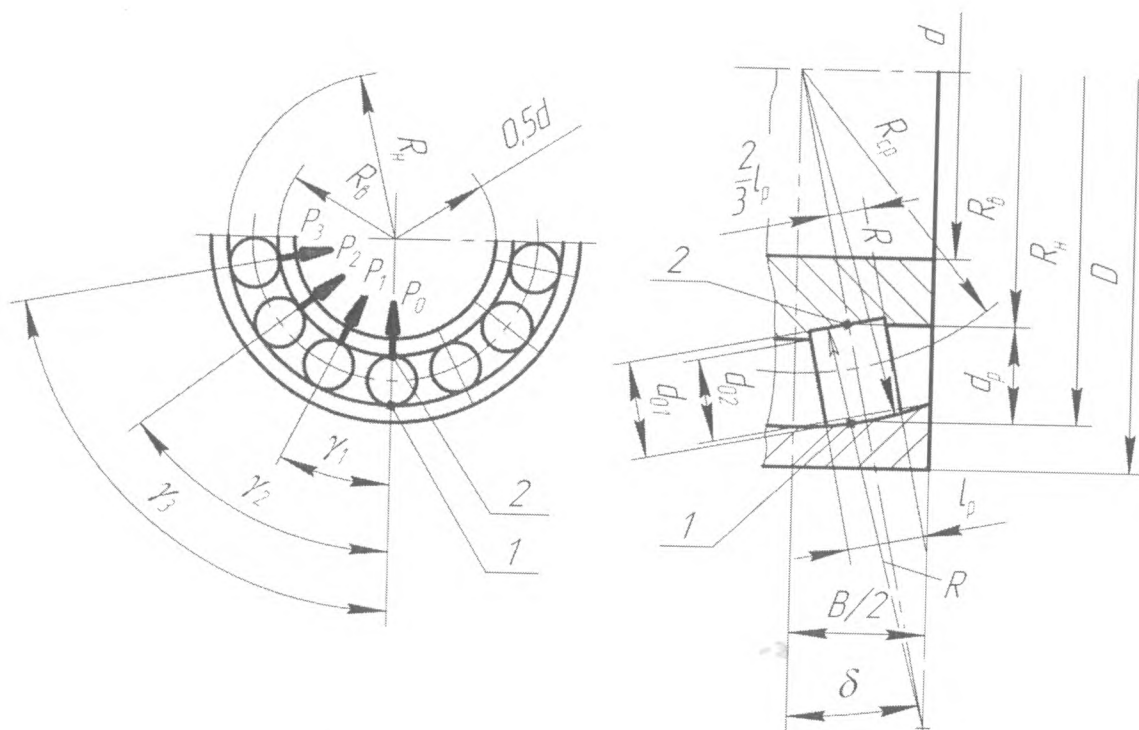


Рис. 1. Расчетная схема подшипника со сферическими роликами

Естественно, что мгновенный центр скоростей наружной обоймы будет находиться в точке 2 соприкосновения с роликом. Если предположить, что проскальзывание отсутствует между наружной обоймой и роликом, то $\bar{g}_1 = \bar{g}_2$. Длина дорожки катания ролика по наружной обойме $l_n = 2 \cdot \pi \cdot R_n$, а по внутренней $l_g = 2 \cdot \pi \cdot R_g$ и разница пути составит $\Delta l = 2 \cdot \pi \cdot (R_n - R_g)$ т. е. на этом пути будет происходить скольжение ролика по внутренней обойме.

В случае вращения внутренней обоймы при неподвижной наружной разница Δl говорит о том, что по наружной обойме ролик пройдет путь равный пути по внутренней.

Найдем нагрузки на один ролик исходя из их количества в одном ряду [5]

Сила, действующая на наиболее загруженный ролик (при числе роликов в одном ряду от 10 до 20)

$$P_0 = \frac{4,6 \cdot Q}{2 \cdot z}, \quad (7)$$

где Q – статическая нагрузка, воспринимаемая подшипником.

Диаметр ролика без округления до стандартного будем принимать равным $d_p = 0,25 \cdot (D - d)$ при рабочей длине $l_p = 0,8 \cdot d_p$. Средний радиус роликов $R_{cp} = \frac{D + d}{4}$, радиус беговой дорожки

$$R = R_{cp} + 0,5 \cdot d_p.$$

При числе роликов в ряду $z \geq 10$ нагрузка на подшипник

$$Q = 2 \cdot P_0 \cdot (1 + 2 \cdot \cos^2 \gamma_1 + 2 \cdot \cos^2 2\gamma_1 + 2 \cdot \cos^2 3\gamma_1).$$

Таким образом, сила, действующая на один ролик составит $P_1 = P_0 \cdot \cos \gamma_1$; $P_2 = P_0 \cdot \cos \gamma_2$; $P_3 = P_0 \cdot \cos \gamma_3$.

Отметим, что при определении силы P_0 не учтены наклон ролика относительно линии действия силы Q (этот угол составляет около $\delta = 10^\circ$) и то обстоятельство, что сила P_0 распределяется по длине

окружности равной $\beta \cdot R$, где β - центральный угол соответствующей длине хорды равной длине ролика l_p , т.е. $\beta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{l_p}{2 \cdot R}\right)$. Поскольку

нормальное давление на элемент дуги равной $R \cdot dl$ составляет $dn = dP \cdot \cos \alpha$, где α - текущий угол сегмента хорды l_p (рис. 2), то нормальное давление на один ролик составит

$$P_0 = \frac{4,6 \cdot Q}{2 \cdot z \cdot \cos \delta \cdot \sin \beta} \times \int_{-\beta/2}^{+\beta/2} \cos^2 \alpha \cdot d\alpha = \frac{4,6 \cdot Q \cdot (\beta + \sin \beta)}{4 \cdot z \cdot \cos \delta \cdot \sin \beta} \quad (8)$$

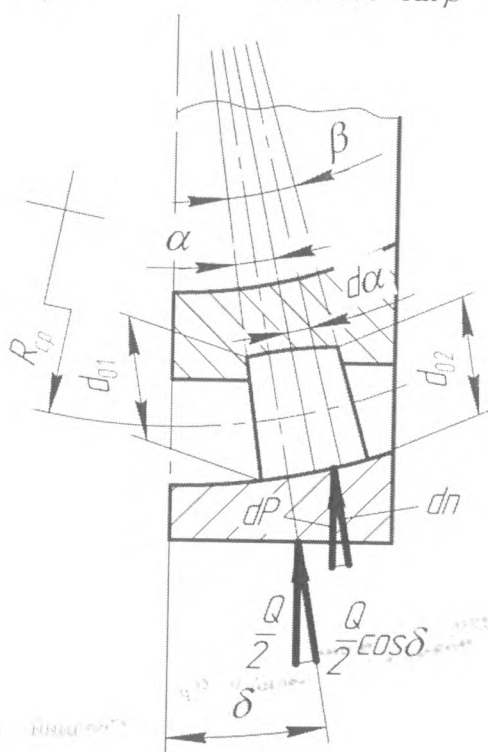


Рис. 2. К определению нормального давления между боковой дорожкой и роликом

Коэффициент трения качения центрального и боковых роликов определится формулой (4).

Для примера примем подшипник со статической нагрузкой $Q = 200 \text{ кН}$; $D = 130 \text{ мм}$; $d = 60 \text{ мм}$; средний радиус

$R_{cp} = (130 + 60)/4 = 47,5 \text{ мм}$; радиус наружной боковой дорожки

$R_n = R_{cp} + 0,5 \cdot d_p = 47,5 + 0,5 \cdot 17,5 = 56 \text{ мм}$,

где $d_p = 0,25 \cdot (130 - 60) = 17,5 \text{ мм}$; число

роликов $z = 5,3 \cdot \frac{D+d}{D-d} = 14$; рабочая длина

Величины P_0 , полученные по формулам (7) и (8) оценим ниже.

Для определения сопротивления качению центрального и боковых роликов по наружной обойме определим полуширины пятен контакта центрального ролика [3]

$$b_n = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{P}{l_p \cdot E} \cdot \frac{R_n \cdot R_p}{R_n - R_p}} \quad (9)$$

где $R_n = R_{cp} + \frac{d_p}{2}$; $R_p = \frac{d_p}{2}$.

ролика $l_p = 0,8 \cdot d_p = 0,8 \cdot 17,5 = 14 \text{ мм}$. При

$$P_0 = 32,9 \text{ кН}; \quad P_1 = P_0 \cdot \cos \frac{360^\circ}{z} = 29,6 \text{ кН};$$

$$P_2 = 20,5 \text{ кН}; \quad P_3 = 7,3 \text{ кН}$$

полуширины пятен контакта составят $b_0 = 0,18 \text{ мм}$; $b_1 = 0,17 \text{ мм}$;

$b_2 = 0,14 \text{ мм}$; $b_3 = 0,085 \text{ мм}$. Сопротивление

качению центральных и боковых роликов согласно (3) составит: $W_0 = 286 \text{ Н}$; $W_1 = 487 \text{ Н}$;

$W_2 = 272 \text{ Н}$; $W_3 = 60 \text{ Н}$, а общая величина

сопротивления качению шариков по наружной обойме составит $W_n = 1105 \text{ Н}$.

Полуширина пятна контакта ролика с внутренней обоймой

$$b_b = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{P}{l_p \cdot E} \cdot \frac{R_b \cdot R_p}{R_b + R_p}} \quad (10)$$

где $R_b = R_{cp} - d_p/2$ и составит

$b_0 = 0,43 \text{ мм}$; $b_1 = 0,408 \text{ мм}$; $b_2 = 0,34 \text{ мм}$;

$b_3 = 0,20 \text{ мм}$ при коэффициенте трения качения

$K_0 = 0,090$; $K_1 = 0,0857$; $K_2 = 0,0714$;

$K_3 = 0,042$. Сопротивление качению двух

центральных роликов и по четыре боковых составит

$W_0 = 677 \text{ Н}$; $W_1 = 5520 \text{ Н}$; $W_2 = 3186 \text{ Н}$;

$W_3 = 70 \text{ Н}$ при общем сопротивлении качению

роликов по внутренней обойме $W_6 = 9453 \text{ Н}$.

Поскольку разница в пути качения по наружной и внутренней обоймам составит

$\Delta l = 2\pi \cdot (0,056 - 0,03875) = 0,108 \text{ м}$, то на этом

расстоянии будет происходить скольжение роликов

по внутренней обойме и при коэффициенте трения

скольжения $\mu = 0,1$ (густая смазка) работа сил

трения скольжения составит
 $A_c = (P_0 + P_1 + P_2 + P_3) \cdot (R_n - R_g) \cdot 2 \cdot \pi \cdot f = 978 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

При коэффициенте трения μ подшипника приведенного к валу и сопротивлениях W_n и W_g с учетом скольжения роликов по внутренней обойме его величина при вращении наружной обоймы

$$\mu_n = \frac{W_n \cdot R_n + W_g \cdot R_g + R_g \cdot (P_0 + P_1 + P_2 + P_3) \cdot \left(\frac{R_n}{R_g - 1}\right) \cdot f}{Q \cdot r} \quad (11)$$

и составляет $\mu_n = 0,071$; без учета сопротивления скольжению $\mu_n = 0,113$.

При вращении внутренней обоймы

$$\mu_g = \frac{W_n \cdot \frac{R_g}{R_n} \cdot R_g + W_g \cdot R_g}{Q \cdot r} \quad (12)$$

и составляет $\mu_g = 0,066$.

Отметим, что μ_g и μ_n примерно соответствуют их значениям для игольчатых подшипников $\mu = 0,06...0,07$, а при вращении наружной обоймы величина μ_n примерно соответствует значению μ для подшипников скольжения при скольжении стали по стали и густой смазке $\mu = 0,09...0,11$.

Выше для расчетов силу, действующую на наиболее загруженные ролики принять равной

$P_0 = 32,9 \text{ кН}$ без учета наклона ролика (угол δ на рис. 1 и рис. 2) и без учета распределения силы по длине окружности равной $\beta \cdot R$. Величина силы P_0 с их учетом (формула 8) составит $P_0 = 31,4 \text{ кН}$, что указывает на возможность их не учитывать.

Для роликовых и шариковых подшипников эта задача рассмотрена в [6, 7].

Анализ полученных зависимостей и проведенных расчетов позволяет сделать следующие **выводы и предложения:**

– приведенный к цапфе коэффициент трения роликового подшипника со сферическими роликами при вращении внутренней обоймы выше их значений для роликовых подшипников с цилиндрическими роликами больше, чем в 3...4 раза; при вращении наружной обоймы эта разница увеличивается до 5,6...7,5 раз и приближается, за счет скольжения роликов по внутренней обойме, до подшипников скольжения с соответствующими смазками;

– ввиду большой величины коэффициента трения при вращении наружной обоймы применять такие подшипниковые узлы не рекомендуется;

– ввиду большой величины коэффициентов трения приведенных к валу считать обоснованной рекомендацию к применению таких подшипников в тихоходных тяжело нагруженных подшипниковых узлах.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / Александров М. П., Гохберг М. М., Ковин А. А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. – Proc. Roy. Soc., 1955. P. 198.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
4. Деформаційні опори в машинах / Бондаренко Л.М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. – Дніпропетровськ; Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.
5. Теория машин и механизмов / Кожевников С. Н. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
6. Анализ влияния конструкции подшипников качения на их параметры / Бондаренко Л. Н., Овчаренко Ю. М., Черний А. А. // Геотехническая механика. – Вып. 106, 2012. Днепропетровск: ИГТМ. – С. 175-178.
7. Соотношения между сопротивлениями трения в буксовых подшипниках и качением колеса / Довбня Н. П., Бондаренко Л. М., Бобырь Д. В. // Залізничний транспорт України. – № 5, 2009. – С. 19–20.
8. Джансон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
9. Порівняння величин опорів коченню кулі та циліндра при різних схемах дотику / Кріль Р. М., Бондаренко Л. М. // Вісник придніпровської державної академії будівництва та архітектури. № 10. – Д.: ПДАБА, 2014. – С. 31–36.

REFERENCES

1. Spravochnik po kranam: V 2 t. T. 2 [Reference book on faucets: In 2 t. of T. 2] / Aleksandrov M. P., Gohberg M. M., Kovin A. A. i dr. – L.: Mashinostroenie, 1988. – 559 s.
2. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. – Proc. Roy. Soc., 1955. P. 198.
3. Spravochnik po soprotivleniyu materialov [Reference book on resistance of materials] / Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V. – Kiev: Nauk. dumka, 1988. – 736 s.
4. Deformacijni opori v mashinah [Deformation supports in machines] / Bondarenko L.M., Dovbnya M. P., Lovejkin V. S. – Dnipropetrovs'k; Dnipro – VAL, 2002. – 200 s.

5. Teoriya mashin i mekhanizmov [Theory of machines and mechanisms] / Kozhevnikov S. N. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 584 s.
6. Analiz vliyaniya konstrukcii podshipnikov kacheniya na ih parametry [Analysis of influence of construction bearing wobbling on their parameters] / Bondarenko L. N., Ovcharenko YU. M., Chernij A. A. // Geotekhnicheskaya mekhanika. – Vyp. 106, 2012. Dnepropetrovsk: IGTM. – S. 175-178.
7. Sootnosheniya mezhdru soprotivleniyami treniya v buksovyh podshipnikah i kacheniem koleasa [Betweenness by resistances of friction in axles box bearing and wobbling of wheel] / Dovbnya N. P., Bondarenko L. M., Bobyr' D. V. // Zaliznichnij transport Ukraïni. – № 5, 2009. – S. 19–20.
8. Dzhanson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodejstviya [Mechanics of pin co-operation]. - M.: Mir, 1989. - 510 s.
9. Porivnyannya velichin oporiv kochennyu kuli ta cilindra pri riznih skhemah dotiku [Comparison of sizes resistances to wobbling of bullet and cylinder at the different charts of touch] / Krol' R. M., Bondarenko L. M. // Visnik pridniprovs'koï derzhavnoï akademii budivnictva ta arhitekturi. № 10. – D.: PDABA, 2014. – S. 31–36.