УДК 621.891

[1]В.І. КУБІЧ, [2]М.М. МАРУЩАК, [2]Д.А. КУРЛИКОВ

[1]Національний університет «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя. Україна,
[2]АТ «Мотор Січ» м. Запоріжжя, Україна

КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКУ КОЧЕННЯ МАТОЧИНИ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ ПРИ МАЩЕННІ ТРАНСМІСІЙНИМИ ОЛИВАМИ ТА КОНСИСТЕНТНИМИ МАСТИЛАМИ

Наведено результати обробки експериментальних даних, отриманих на натурних підшипниках кочення 6304, 6305 при моделюванні режимів навантаження під час триботехнічних випробувань на машині тертя СМЦ-2 в мастильних середовищах: MOLDER MP2, Літол-24, ШРУС, MOTUL TECHGREASE 300, графітна – консистентні мастила; ТАД-17, МТ-16П – трансмісійні оливи, на підставі яких отримано двохпараметричні рівняння моменту тертя, що дало можливість визначити за значеннями теоретичного коефіцієнту тертя режим переходу до змін мастильної дії матеріалів в підшипниках 2224КМ, 97218 маточин коліс автомобіля МАЗ-5335

***Ключові слова**: коефіцієнт тертя, змащувальний матеріал, підшипник, навантаження; частота обертання, рівняння; поверхня відклику*

Вступ. Підвищення ресурсу вузлів та механізмів об’єктів машинобудування за рахунок розгляду трибологічних аспектів на даний час не втрачає актуальності. Особливо слід відмітити забезпечення надійності мащення підшипників кочення при змінах експлуатаційних режимів навантаження поверхонь тертя в умовах проявів мастильної здатності досить широкого кола товарних рідких та консистентних мастильних матеріалів. Виявити прояви порушення функціональності мастильних утворень на доріжках кочення кулькових, роликових підшипників маточин коліс, наприклад, вантажних автомобілів, в процесі їх експлуатації досить важко. Однак отримання математичних моделей для малогабаритних зразків тіл кочення з наступним перенесенням результатів на натурні експлуатаційні вузли з відтворенням основ фізики процесу контактної взаємодії створює передумови для прогнозування їх трибологічного стану. А за рахунок того, що коефіцієнт тертя є характеристикою пропорційною для будь-яких умов та режимів, то його графічна інтерпретація відносно основних параметрів навантаження дає можливість визначити умови переходу до порушень режимів мащення.

Аналіз публікацій та постановка мети досліджень. Дослідженню наслідків порушень мащення підшипників кочення маточин коліс автомобілів приділяється увага в роботах [1,2]. Основні акценти ставляться на методичне забезпечення неруйнівного контролю – знятті віброграм та обробки отриманих даних, що з одного боку потребує досить складного обладнання з високою точністю зняття сигналів, а з іншого боку вказує на актуальність питання та необхідність проведення подальших досліджень у цьому напрямку. Наприклад, у поєднанні обґрунтованої моделі складової визначення трибологічного стану підшипника за мащенням з практичним його проявом у натурному маточному вузлі колеса автомобіля безпосередньо з відтворенням експлуатаційних параметрів його навантаження. Що можливо як при використанні віброакустичного метода дослідження, так і при використанні мехатронних підшипників, виконаних по технології Active Sensor

Bearing (підшипник з активним сенсором) [3], але це більш складні та комплексні дослідження. В роботі [4] відмічається, що визначення впливу, насамперед, радіального навантаження на руйнування мастильних утворень та перехід на сухе тертя при зміни швидкісного режиму взаємодії тіл кочення, є однією з задач, що вирішуються при розробці алгоритму управління змащуванням. При цьому на підставі проведених триботехнічних випробувань трибологічної системи матеріалів «ШХ15-«мастильне середовище» - ШХ15» з використанням натурних підшипників кочення 305 та 304 отримані графічні залежності $\mu=f(P, n)$. За отриманими результатами виконано загальну оцінку впливу мастильних утворень, які формуються з компонентів товарних консистентних та рідких (трансмісійних) олив з різними основами базового середовища на її трибологічний стан. Ці результати представляються значимими з точки зору подальшого їх практичного прикладного використання, наприклад, для оцінки порушень у мащені підшипників маточин автомобіля під час його експлуатації. Тому пропоновані дослідження є подальшим розвитком раніше отриманих результатів.

Метою роботи є графічна інтерпретації зміни коефіцієнта тертя в експлуатаційному підшипнику кочення при його мащенні товарними трансмісійними оливами та консистентними мастилами для визначення критичних навантажувальних та швидкісних параметрів переходу до межі сухого тертя. У якості прикладного вузла пропонується до розгляду підшипники маточин задніх коліс автомобіля МАЗ-5335.

Методика проведення досліджень та їх обговорення. Дослідження ґрунтуються на використанні метода оцінки факторного простору та побудуванні графічних та математичних моделей виду k=f(R, n), де R – радіальна сила, яка навантажує підшипник маточини колеса автомобіля, n – частота обертання маточини колеса. Для визначення параметрів руху автомобіля та відповідної взаємодії елементів підшипників кочення маточин коліс, при яких можливий перехід до сухого тертя, використано метод графічного відображення накладення меж значень сухого тертя та поверхні відгуку для розрахункового коефіцієнта тертя у експлуатаційному мастильному середовищі. При цьому, при сухому терті буде мати місце перетин зазначених геометричних фігур. Тобто запропоновано до використання порівняння розрахункових коефіцієнтів сухого тертя, які отримані в лабораторних умовах на малогабаритних підшипниках кочення (6304, 6305) з розрахунковими коефіцієнтами тертя кочення при мащені, які визначені для натурних підшипників маточин коліс (2224КМ, 97218) з відповідними експлуатаційними режимами використання з урахуванням визначених закономірностей зміни моменту тертя при мащені на малогабаритних підшипниках. Для визначення порушення дії мастильних утворень на доріжках тертя підшипника кочення запропоновано вважати наближення коефіцієнту тертя кочення до меж, які позначають прояв сухого тертя, тобто фрикційну взаємодію без мастильного середовища. Для виявлення таких меж використано графічний метод поєднання даних, які попередньо отримано при проведенні триботехнічних випробувань підшипників 6304, 6305 при частотах обертання 300, 500, та 1000 хв$^{-1}$ та ступінчастому нормальному навантаженні без подачі будь-якого мастильного матеріалу [4].

Для отримання математичних рівнянь моменту тертя для кожного із мастильних середовищ використані результати експериментальних досліджень [4]. При цьому обрано поліном першого порядку:

(1)

де P – нормальне навантаження (сила тиску) на підшипник, Н; n – частота обертання внутрішньої обойми підшипника, $хв^{-1}$.

В якості мастильних середовищ розглядались:

- консистентні мастила: MOLDER MP2, Літол-24, ШРУС, MOTUL TECHGREASE 300, графітна;
- рідкі трансмісійні оливи: ТАД-17, МТ-16П.

Для визначення коефіцієнтів a_0-a_3 складалися системи з чотирьох алгебраїчних рівнянь, в котрих значення параметрів впливу P та n обирались відповідно до полів графічних залежностей таким чином, щоб максимально охопити весь діапазон значень отриманих моментів тертя. Коефіцієнт тертя кочення визначався у відповідності з виразом (2):

(2)

де $M_{тр}$ – момент тертя при використанні відповідного мастильного матеріалу, Н·м; P – нормальне навантаження (сила тиску) на підшипник, Н; A – коефіцієнт для кулькового підшипника, $A_к$ = 1,3, для роликового підшипника $A_р$=1.46; D – зовнішній діаметр внутрішньої обойми підшипника, мм (для 305 – 32,02 мм; для 304 – 27,148 мм); d – діаметр тіла кочення, мм (для 305,304 – 7,94 мм).

Навантаження підшипників маточин коліс заднього моста автомобіля МАЗ-5335 визначались у відповідності з методикою розрахунку сил, які діють на піввісі нерозрізних мостів [5]. При цьому визначено, що:

- при максимальному поперечному ухилі β=32º максимальна реакція зовнішнього підшипника (97218) маточини складає R_1=38248Н, внутрішнього підшипника (2224КМ) складає R_2=45534Н;
- при максимальному поздовжньому ухилі α=32º максимальна реакція зовнішнього підшипника (97218) маточини складає R_1=30784Н, внутрішнього підшипника (2224КМ) складає R_2=36648Н.

При виконанні розрахунків для натурних експлуатаційних підшипників кочення у виразі (2) замість параметра P використовувався параметр R.

Швидкісний режим взаємодії елементів експлуатаційних підшипників визначився максимальними розрахунковими тяговими зусиллями та склав від 25 $хв^{-1}$ до 275 $хв^{-1}$.

Результати дослідження та їх обговорення. Розподіл поточних значень коефіцієнта тертя при збільшені навантаження при фіксованих частотах обертання внутрішньої обойми підшипників вказує на наступне (рис.1).

При частотах обертання 300 та 500 $хв^{-1}$ майже більша кількість значень коефіцієнта тертя кочення розміщується в полі з верхньою межею у 0,052 мм та нижньою у 0,029 мм. При цьому зосередженість значень складає понад 90%. Значення коефіцієнта тертя при 1000 $хв^{-1}$ попадають у визначене поле частково, складають близько 30% в обмеженому діапазоні навантажень – від 200 до 420 Н.

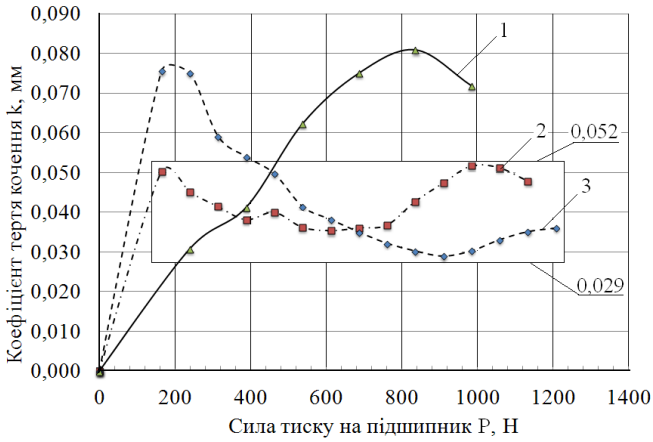

Рис.1. Графічна залежність зміни коефіцієнта тертя кочення від сили тиску на підшипник 6304 при випробуваннях без мастильного матеріалу: 1 - 1000 хв$^{-1}$; 2 - 300 хв$^{-1}$; 3 - 500 хв$^{-1}$

В цілому більш сталі режими взаємодії спостерігаються при частоті обертання 300 хв$^{-1}$, при якій коефіцієнт тертя дорівнює 0,04 мм та 0,035 мм, після чого мав місце його стрімкий ріст до 0,05 мм з наступним зниженням. Відносно сталий режим взаємодії також мав місце й при частоті обертання 500 хв$^{-1}$, значення коефіцієнта тертя складало 0,03 мм у діапазоні навантажень 800-100 Н. В іншому спостерігалось зменшення коефіцієнта тертя з його максимального значення 0,075 до 0,03 мм майже через все визначене поле. Це пов'язується з наступним. По-перше, мала місце зміна швидкісного режиму випробувань дослідного зразка підшипника. По-друге, проявили себе дефекти у приповерхневих шарах, які накопичувалися за рахунок деформування доріжок кочення при збільшені навантажень. При цьому одна їх частина обумовила знос у вигляді відокремлення продуктів, а друга створила умови для зменшення опору руху за рахунок пружного деформування зон контакту. При частоті обертання 1000 хв$^{-1}$ сталий режим взаємодії зовсім не спостерігався. Мав місце ріст коефіцієнта тертя до 0,08 мм при збільшені навантаження до 800 Н с послідуючим його зменшенням до 0,07. Але у подальшому досліди не проводились за відсутністю необхідності, яка обмежувалася частотою обертання обойми маточини колеса автомобіля. Таким чином запропоновано використовувати значення коефіцієнта сухого тертя для підшипника кочення у визначених межах, тобто k=0,029-0,052 мм або його середнє значення k_c=0,041±0,012 мм.

В результаті обробки графічних залежностей змін моменту тертя для кожного з мастильних середовищ отримано системи алгебраїчних рівнянь, рішення яких за допомогою метода Крамера [6] визначило значення відповідних коефіцієнтів a_0-a_3. Дані наведено в табл.1.

Рішення рівняння (2) з використанням діапазонів експлуатаційного швидкісного, силового режимів взаємодії елементів натурних підшипників, їх геометричних параметрів та математичних описів моментів тертя для наведених мастильних середовищ (табл.1, вирази (1-7)) дало можливість побудувати поверхні відгуку змін коефіцієнтів тертя у мастильному середовищі сумісно з полем коефіцієнту сухого тертя. У якості приклада результати для трансмісійної оливи ТАД-17 наведено на рис.2.

Таблиця 1

Зведені результати обробки експериментальних даних та аналітичних розрахунків

Мастильне середовище	Системи та вид алгебраїчних рівнянь
MOLDER MP2	(1)
Літол-24	(2)
ШРУС	(3)
MOTUL TECHGRE ASE 300	(4)
Графітна	(5)
МТ-16П	(6)
ТАД-17	(7)

Аналіз отриманих результатів вказує на наступне.

Консистентне мастило MOLDER MP2 забезпечує формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, причому гранична їх функціональність може проявлятися при частоті обертання більшої за 275 хв$^{-1}$. Мастильний процес характеризується помітним збільшенням коефіцієнта тертя від частоти обертання на фоні незначного, практично постійного значення зі збільшенням навантаження.

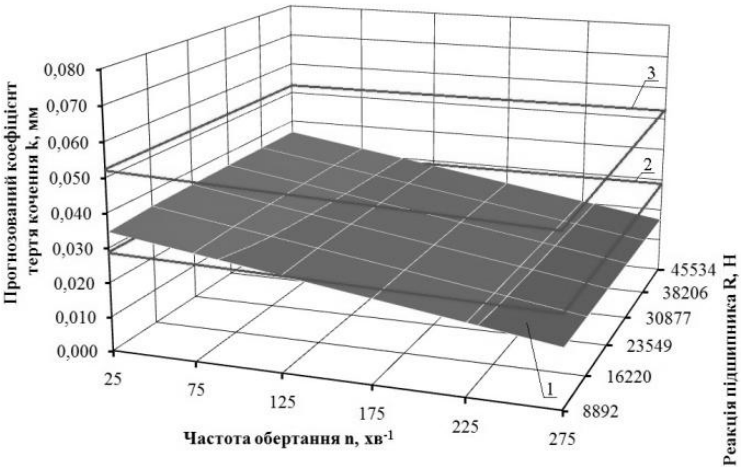

Рис. 2. Прогнозований коефіцієнт тертя з використанням ТАД-17 у підшипнику 2224КМ: 1 – поверхня відклику; 2 – нижня межа сухого тертя; 3 – верхня межа сухого тертя

Консистентне мастило Літол-24 забезпечує формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, причому гранична їх функціональність незалежно від швидкісного та силового навантаження постійно межує з нижньою границею сухого тертя. Мастильний процес характеризується прогнозованою сталістю коефіцієнта тертя.

Трансмісійна олива ТАД-17 в діапазоні частоти обертання від 25 до 100 хв$^{-1}$ та на протязі всього збільшення навантаження не забезпечує формування захисних мастильних шарів, що прогнозовано вказує на прояв сухого тертя. Однак зі збільшенням частоти обертання та, відповідно, швидкості руху автомобіля, на доріжках кочення починають проявлятися процеси, які супроводжуються зниженням моменту тертя. Мастильний процес характеризується прогнозованим зменшенням коефіцієнта тертя.

Консистентне мастило ШРУС, як і мастило Літол-24, забезпечує формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, причому гранична їх функціональність незалежно від швидкісного та силового навантаження також постійно межує з нижньою границею сухого тертя. Мастильний процес характеризується прогнозованою сталістю коефіцієнта тертя однак з меншим значенням – 0,021 мм у порівнянні з 0,025 мм з ледве помітним зниженням.

Трансмісійна олива МТ-16П в підшипнику 2224КМ в діапазоні частоти обертання від 0 до 25 хв$^{-1}$ та на протязі всього збільшення навантаження не забезпечує формування захисних мастильних шарів, що прогнозовано вказує на прояв сухого тертя, що не характерно для підшипника 97218. Однак зі збільшенням частоти обертання та, відповідно, швидкості руху автомобіля, на доріжках кочення починають проявлятися процеси, які супроводжуються зниженням моменту тертя. Мастильний процес характеризується прогнозованим зменшенням коефіцієнта тертя.

Консистентні мастила MOTUL TECHGREASE 300, графітне мастило, як і Літол-24, забезпечують формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів. Але гранична їх функціональність відносно нижньої границі сухого тертя незалежно від швидкісного та силового навантаження трохи нижча від Літол-24. Коефіцієнт тертя кочення також менший, при n=25 хв$^{-1}$ він дорівнює 0,02 мм проти 0,023-0,025 мм. Мастильний процес характеризується прогнозованим незначним збільшенням коефіцієнта тертя при непомітному впливі навантаження у всьому діапазоні, який розглядається.

В цілому отримані результати вказують на більший вплив швидкісного навантаження на порушення мащення доріжок кочення, ніж силового. При цьому швидкісні режими прогнозованого переходу до сухого тертя характерні тільки для трансмісійних мастил ТАД-17 і МТ-16П, з чого витікає необхідність більш ретельного дослідження процесів мащення підшипників маточин задніх коліс автомобіля МАЗ-5335 з подальшою розробкою заходів примусового керування їх змащування.

Висновки. Запропоновані методичні підходи дали можливість отримати математичні моделі для моментів тертя кочення при застосуванні досить широкого кола товарних мастильних матеріалів. Прикладне використання отриманих математичних моделей визначило вплив експлуатаційного швидкісного та силового навантаження на прояв порушень у мащенні натурних підшипників маточин коліс автомобіля МАЗ-5335. У подальшому пропонується провести опробування математичних моделей в інших вузлах тертя кочення, наприклад, в агрегатах трансмісії автомобіля.

Список літератури

1. Шматко Д. З., Скорняков Е. С., Авер'янов В. С., Коровкін А. А. Дослідження та аналіз експлуатаційних дефектів підшипників кочення залежно від застосування мастильних матеріалів. Вісник ТНТУ, Т.: ТНТУ, 2016. Том 83. № 3. С. 134-138.
2. Скорняков Е. С., Шматко Д. З., Авер`янов В. С., Коровкін А. А. Експериментальні дослідження дефектів підшипників кочення на лабораторній установці методом співставлення діаграм та спектрограм. Перспективні технології та прилади. 2016. Вип. 8. С. 103-109. http://nbuv.gov.ua/UJRN/ptp_2016_8_19.
3. Гринцевич Э.В., Васильева С.Н. Мехатронные підшипники ASB. Вестник Волжского университета им. В.Н. Татищева. 2010. https://cyberleninka.ru/article/n/mehatronnye-podshipniki-asb.
4. Кубіч В. І., Марущак М. М., Курликов Д. А. Стан трибологічної системи «ШХ-15-«мастильне середовище» - ШХ-15» підшипника кочення при ступінчастому навантаженні. Проблеми трибології. Хмельницький: ХНУ, № 4. 2017. С. 12-21.
5. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля. М.: Машиностроение, 1965. 484 с.
6. Решение СЛАУ методом Крамера. https://math.semestr.ru/kramer/kramer.php

Поступила в редакцію 14.09.2019

V. I. KUBICH, M.M. MARUSHCHAK, D.A. KURLIKOV.

THE COEFFICIENT OF FRICTION IN THE ROLLER BEARING OF THE CAR WHEEL HUB BEARING WITH GEAR OILS AND GREASES.

Graphical interpretation of the friction coefficient change in the rolling bearing bearing during its lubrication with commercial gear oils and greases was performed to determine the critical

load and velocity parameters of the transition to the dry friction limit. The studies are based on the use of the factor space estimation method and the construction of graphical and mathematical models of the form k = f (R, n), where R is the radial force that loads the wheel hub bearing, n is the wheel hub rotation speed. In order to determine the disturbance of the action of lubricants on the friction paths of the rolling bearing, it is proposed to consider the approximation of the friction coefficient to the limits, which denote the manifestation of dry friction, that is, the friction interaction without the lubricating medium. As a result of processing the experimental data obtained on the roller bearings 6304, 6305 in the simulation of load modes during tribotechnical tests on the friction machine SMC-2 in lubricating media: MOLDER MP2, Litol-24, CVD, MOTUL TECHGREASE 300, graphite - grease; TAD-17, MT-16P - gear oils received two-parameter friction torque equations. This made it possible to determine by the values of the theoretical coefficient of friction the mode of transition to changes in the lubricating action of the materials in the bearings 2224KM, 97218 of the hub wheels of the MAZ-5335 car. The results obtained indicate a greater influence of high-speed loading on the rolling bearing lubrication disturbance than the power train. However, the speed modes of the predicted transition to dry friction are characteristic only of transmission oils TAD-17 and MT-16P, which implies the need for a more thorough study of the lubrication of the bearings of the rear wheels of the MAZ-5335 car wheels with the further development of measures of forced control of their lubrication.
Key words: coefficient of friction, lubricant, bearing, load; speed, equation; response surface

Кубіч Вадим Іванович – к.т.н., доцент, доцент кафедри «Автомобілі» Національного університету «Запорізька політехніка», schmirung@gmail.com

Марущак Михайло Михайлович – інженер-технолог АТ «Мотор Січ» м. Запоріжжя, Україна, mishkamihail1123@gmail.com

Курликов Дмитро Андрійович - інженер-технолог АТ «Мотор Січ» м. Запоріжжя, Україна, duma_tmm@autorambler.ru

References

1. Shmatko D. Z., Skornjakov E. S., Aver’janov V. S., Korovkin A. A. Doslidzhennja ta analiz eksplua-tacijnih defektiv pidshipnikiv kochennja zalezhno vid zastosuvannja mastil'nih materialiv. Visnik TNTU, T.: TNTU, 2016. Tom 83. № 3. S. 134-138.

2. Skornjakov E. S., Shmatko D. Z., Aver`janov V. S., Korovkin A. A. Eksperimental'ni doslidzhennja defektiv pidshipnikiv kochennja na laboratornij ustanovci metodom spivstavlennja diagram ta spektrogram. Perspektivni tehnologiї ta priladi. 2016. Vip. 8. S. 103-109. http://nbuv.gov.ua/UJRN/ptp_2016_8_19.

3. Grincevich Je.V., Vasil'eva S.N. Mehatronnye pidshipniki ASB. Vestnik Volzhskogo universi-teta im. V.N. Tatishheva. 2010. https://cyberleninka.ru/article/n/mehatronnye-podshipniki-asb.

4. Kubich V. I., Marushhak M. M., Kurlikov D. A. Stan tribologichnoї sistemi «ShH-15-«mastil'ne seredovishhe» - ShH-15» pidshipnika kochennja pri stupinchastomu navantazhenni. Problemi tribologiї. Hmel'nic'kij: HNU, № 4. 2017. S. 12-21.

5. Buharin N.A., Prozorov V.S., Shhukin M.M. Avtomobili. Teorija rabochih processov, teorija prochnosti agregatov i sistem avtomobilja. M.: Mashinostroenie, 1965. 484 s.

6. Reshenie SLAU metodom Kramera. https://math.semestr.ru/kramer/kramer.php