

Дослідження щодо власних частот показало високу щільність їх спектру. Дослідження форм власних коливань показало, що в діапазоні від 0 до 10 Гц є щонайменше п'ять глобальних форм коливань. Зміна жорсткості у вигляді додаткової в'язі моста як шарнір майже у два рази збільшує кількість глобальних форм коливань. Зміна типу в'язей без урахування додаткової опори майже не змінює характеристики власних коливань.

Література

1. Казакевич М. И. Причины глобальных и локальных отказов вантовых мостов. Мосты и тоннели: теория, исследования, практика. 2012. №1. С. 3-8.
2. Красников С.В. Моделирование вантового моста стилия арфы и анализ прочностных характеристик. Автомобильный транспорт. 2017. №41. С.188-195.
3. Zavyalova N.V., Kadisov G.M. [Analysis of three-dimensional thin-walled systems at local load. International Journal for Computational Civil and Structural Engineering](#). 2007. Т. 3. № 2. С. 57-60.
4. Schlaich M. Erection of Cable-Stayed Bridges Having Composite Decks with Precast Concrete Slabs. Journal of Bridge Engineering. 2001.
5. Shi Jingxian Ran Zhihong. Effect of Concrete shrinkage and creep effect on the Cable Force of Extradosed Cable-stayed Bridge. Highway engineering. 2014. № 1. С.7
6. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Основа. 1991. 271 с.
7. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир. 1984. 428 с.

Кубіч Вадим Іванович, к.т.н., доцент, Національний університет «Запорізька політехніка», schmirung@gmail.com

Мимоход Дмитро Юрійович, магістрант, Національний університет «Запорізька політехніка», hapiston123@gmail.com

Назаренко Олександр Миколайович, студент, Національний університет «Запорізька політехніка», alexnazarenkozp@gmail.com

ПРОГНОЗНА ОЦІНКА ПРОЯВУ АНТИФРИКЦІЙНОЇ ТА ПРОТИЗНОСНОЇ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ ОЛИВ ПІДДАНИХ ВЗАЄМОДІЇ З КАРТЕРНИМИ ГАЗАМИ

Розкриття взаємозв'язків між системою «моторна олива – відпрацьовуванні газу – вентиляція картера» та трибологічними системами матеріалів пар тертя при поточному погіршенні експлуатаційних властивостей моторних олив, що обумовлене втрачанням ресурсу ЦПГ ДВЗ, представляється актуальним науково-технічним завданням. Це завдання вирішується такими суміжними прикладними науками як: хімотологія, трибологія, механіка, матеріалознавство та іншими з використанням різноманітних методів та підходів. Встановлення закономірностей зміни параметрів, які характеризують

поточний та прогнозований стан наведених систем дозволить розроблювати заходи з забезпечення експлуатаційної надійності ДВЗ.

Мастильні шари, які створюються на поверхнях тертя деталей повинні надійно захищати їх від безпосередньої взаємодії та виключати знос матеріалів. Особливо це стосується деталей вузлів тертя, які лімітують ресурс ДВЗ. До таких вузлів відносяться, у тому числі, підшипники ковзання колінчастого валу. При цьому, першою особливістю їх роботи є те, що у короткочасний період пуску двигуна поверхні шийок та вкладишів контактують через попередньо створенні трибологічним станом тонкі мастильні шари з компонентів моторних олив. Ці шари навантажуються відповідними силами при зміні частоти обертання колінчастого валу. У наведений короткочасний період, наприклад, від 2 с до (5-8 с), насос, що закачує моторну оливу у головну масляну магістраль, працює асинхронно відносно динаміки створення надлишкового тиску у порожнині між шийкою та вкладишем. Тобто надлишкової оливи ще недостатньо, а навантаження шарів вже має місце. Частота обертання колінчастого валу при цьому швидко змінюється від 30-50 хв⁻¹ (наприклад для бензинового двигуна) до частоти n_i більшої частоти холостого ходу $n_{xx} + \Delta n$. Деяка частота Δn обумовлюється надійністю пуску, наприклад, наприклад $\Delta n = 100-300$ хв⁻¹. Поверхні тертя при цьому навантажуються до перших підхватів обертання силами інерції. При початку самостійної роботи двигуна та далі, поверхні тертя сприймають вже результуючі сили від сил, що створюються робочими газами у ЦПГ в залежності від навантаження на двигун.

Другою особливістю є те, що при наявності надлишкової оливи за швидкістю обертання шийки виникає гідропідйомна сила та між поверхнями настає гідродинамічний режим мащення, при якому створюється надійний проміжний мастильний шар. При цьому частота обертання колінчастого валу вже має значення від частоти холостого ходу та вище. Однак, за наявності збоїв у подачі надлишкової оливи мастильні шари під дією сил навантаження руйнуються та створюються умови для виникнення неприпустимих пошкоджень робочих поверхонь, і як наслідок, катастрофічний їх знос.

Виходячи з цього має значення:

- по-перше, можливий прояв антифрикційної властивості утворених мастильних шарів, що визначають режим мащення, який характеризується коефіцієнтом тертя;
- по-друге, можливий прояв протизносної властивості утворених мастильних шарів, яка характеризується зносом. У випадку даних досліджень це приведений знос антифрикційного шару зразка-вкладиша.

За результатами проведених триботехнічних випробувань моторних олив отримані закономірності прояву коефіцієнта тертя та зносу антифрикційного шару зразків-колодок при моделюванні навантаження мастильних утворень в умовах, які можуть бути подібними за фізичною сутністю процесам, що відбуваються при пуску двигуна, але з деякими допущеннями та обмеженнями [1]. Тобто стає можливим застосувати ці закономірності при прояві силового навантаження, яке при цьому має місце.

Для прогнозування змін визначених характеристик пропонується використати метод прямої екстраполяції.

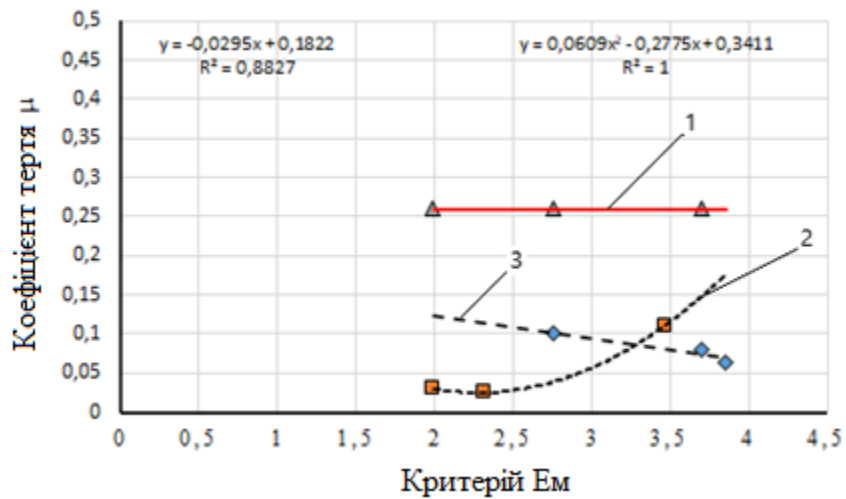
Для визначення сил навантаження підшипників ковзання використані результати теоретичних досліджень авторів, які наведено у роботах [2, 3]. В роботі [3] наведені середні значення результуючої сили, яка навантажує шатунний підшипник бензинового двигуна 4Ч7,6/8, який має діапазон робочих частот обертання колінчастого валу від 900 до 5600 хв⁻¹. При цьому для кожної частоти обертання вибирались вихідні дані для трьох навантажувальних точок: максимальне навантаження, яке відповідає повному відкриттю дросельної заслінки; середнє навантаження – тиск p_a , відповідний режиму половини максимального крутного моменту, що розвивається на даному режимі. Для спрощення розрахунків мінімальне навантаження задавалось постійним тиском $p_a = 28360$ Па, підібраним з умови нульового ефективного крутного моменту на валу двигуна на обертах холостого ходу [2]. Так при частоті обертання $n = 900$ хв⁻¹ з навантаженням в 0% результуюча сила, що діє на підшипник $R_{\text{шп}} = 553$ Н, в 25% - $R_{\text{шп}} = 951$ Н, в 50% - $R_{\text{шп}} = 1350$ Н.

Для прогнозування використано дві сили 553Н та 951Н, які навантажують шатунний підшипник при пуску двигуна. При цьому навантаження у 25% як раз і обумовить приріст частоти обертання при надійному пуску двигуна.

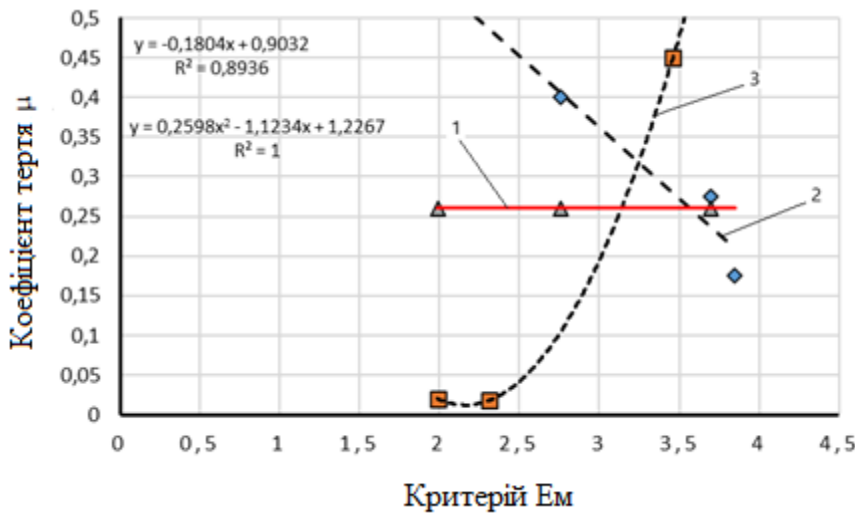
У відповідності з роботою [3] для оцінки руйнування мастильних шарів використано значення коефіцієнта сухого тертя для системи матеріалів «45ХН2МФА-АО20-1», $\mu = 0,26$.

У відповідності з встановленими у роботі [1] тенденціями зміни коефіцієнта тертя від модельованого навантаження з використанням програми Microsoft Excel Worksheet побудовані залежності зміни прогнозованого коефіцієнта тертя від поточного значення комплексного критерію оцінки експлуатаційного стану моторних олив E_M з урахуванням сил, що діють при пуску двигуна. При цьому прогнозування здійснювалось для умов відсутності подачі оливи, тобто при контакті поверхонь через мастильні утворення, які створилися попередньо з подачею оливи. Результати наведено на рисунку 1. Аналіз наведених на рисунку 1 закономірностей вказує на наступне.

По-перше. Навантаження на мастильні утворення відіграє суттєву роль, що пояснюється виходом коефіцієнта тертя за межі сухого тертя з приростом нормального навантаження $\Delta P = 400$ Н, але не однозначно для моторних олив за різними основами. Оскільки приріст навантаження здійснюється миттєво при пуску двигуна, то неминучі і процеси динамічного сприйняття навантажень на мастильні утворення, здійснення ними опору руйнуванню та безпосередньо їх руйнування. При цьому, експлуатаційний технічний стан моторних олив за запропонованим комплексним критерієм оцінки визначає запас їх поточних трибологічних властивостей забезпечувати як мінімум граничне мащення та захищати металеві поверхні від механічного впливу.



a



б

Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта тертя від критерію E_M при моделюванні навантаження на підшипник із залишковими мастильними утвореннями:

a – навантаження $P_1=553\text{H}$; *б* – навантаження $P_2=951\text{H}$:

1 – коефіцієнт сухого тертя; 2 – моторна олива EVO 5W40; 3 – моторна олива AZMOL 15W40

По-друге. Коефіцієнт тертя відносно еталонного значення комплексного критерію (для оливи EVO 5W40 $E_M=3,46$, для оливи AZMOL 15W40 відповідно $E_M=3,85$) з його зменшенням, що викликано впливом взаємодії з картерними газами, змінюється неоднозначно. При навантаженні на двигун в 0% ($P_1=553\text{H}$), а також при стартерному обертанні колінчастого валу до початку підхватів циліндрів, можливі прояви граничного мащення та захист металевих поверхонь від патологічних зносів для обох моторних олив. При цьому більш гарні антифрикційні властивості будуть забезпечувати мастильні утворення в зоні контакту, що утворилися із синтетичної оливи EVO 5W40. Однак з приростом навантаження на двигун від 0% до 25% ($P_2=951\text{H}$) захист металевих поверхонь може бути забезпечено тільки мастильними утвореннями, які утворилися із синтетичної оливи EVO 5W40, при цьому має місце дуже низький прогнозований коефіцієнт тертя $\mu=0,025-0,03$. Мінеральна моторна олива не забезпечує захист металевих поверхонь попередньо створеними мастильними шарами, про що

свідчить збільшення прогнозованого коефіцієнта тертя більше ніж $\mu=0,25$. Останнє в свою чергу обумовить протікання патологічних процесів руйнувань поверхонь тертя. Але також, слід відмітити, що для еталонних станів моторних олив, тобто з не втраченими експлуатаційними властивостями, в аналізованих умовах відсутності подачі їх в зону тертя, більш надійний режим мащення буде забезпечувати мінеральна олива AZMOL 15W40, та взагалі – на грані руйнувань шарів, попередньо створених з її молекул, $\mu=0,16-0,18$.

Таким чином, використаний метод прямої екстраполяції дозволив теоретично виявити трибологічні стани елементів трибоз'єднань у підшипнику ковзання колінчастого валу при моделюванні дії сил механічного навантаження на мастильні утворення в умовах відсутності подачі моторних олив в зону тертя [4], тобто при мастильному голодуванні.

Література

1.Кубіч В.І., Чернета О.Г., Мимоход Д.Ю. Вплив примусово зістарених моторних олив на трибологічний стан модельного трибоз'єднання/ Проблеми тертя та зношування. №3(96), 2022. К.: НАУ. С.41-52

2. Слинько Г.І. Вплив навантаження бензинового чотиритактового двигуна на критерій мащення шатунного підшипника колінчастого валу /Г.І. Слинько, В.І. Кубіч, В.І.Бокарев// Вісник двигунобудування. Запоріжжя, АО «Мотор Січ». т.1. 2019. с.18-28

3. Кубич В.И. Коэффициент трения триад «45XH2MФА - Lukoil-Super - AO20-1», «12X2H4 - Lukoil-Super - AO20-1» в условиях ступенчатого нагружения /В.И. Кубич// Проблеми тертя та зношування №61. 2013. К.: НАУ. С.37-45

4. Термінологічний словник-довідник з трибології, надійності та нанотехнологій / [Івченко Л. Й., Черкун В. Ю., Кубіч В. І., Черкун В. В.]; за заг. ред. Л. Й. Івченка – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 116 с

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, : ivmishch@gmail.com

Пивовар Дмитро Олегович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ НАДІЙНОСТІ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ

Розглядається задача визначення показників надійності (імовірність безвідмовної роботи, щільність відмов і середнього часу до руйнування) трубопроводних систем з урахуванням зовнішньої випадкової кінематичної дії з метою запобігання аварійних ситуацій на промислових об'єктах, об'єктах підвищеної небезпеки тощо.

При зовнішній кінематичній дії в різних елементах конструкції відбувається накопичення пошкоджень від втомленості, що призводить до виникнення тріщин, подальшого їх розвитку та руйнування або відмови.