

УДК 621.891

ВІДСОТКОВИЙ РОЗПОДІЛ МОТОРНОЇ ОЛИВИ У МАГІСТРАЛЯХ ЗМАЩУВАННЯ ДВЗ

Курликов Д.А.,

Кубіч В.І. к.т.н., доцент

Запорізький національний технічний університет

Abstract

The results of the experimental determination of the coefficient of partial distribution of the oil flow in the engine lubrication system to the points of its entrance into the bearings of the sliding mechanisms of the internal combustion engine, which leads to the possibility of further harmonization of the criteria that determine the transition to violation of lubrication conditions are given.

Keywords: lubrication, tribounit, distribution coefficient, pressure of forced feed

Вступ

Життєвий цикл автотранспортних засобів, безпосередньо пов'язаний з робочими процесами, що відбуваються в системах і агрегатах, які фактично лімітують роботу автомобіля в цілому. Одним з таких агрегатів, які входять до складу автомобіля, є двигун внутрішнього згорання. Це пов'язано з тим, що автомобільний двигун включає в себе досить велику кількість систем і механізмів, на роботу яких впливають досить багато різних факторів. Значну частку серед факторів впливу займають трибологічні, які пов'язані з роботою системи змащування двигуна. Аналіз різних типів конструкцій систем змащування показав, що одним з її недоліків є відсутність гнучкого пристосування до умов роботи двигуна. Це обумовлено тим, що система змащування досить лінійна і може ефективно працювати лише у діапазоні сталих режимів роботи. Проте, як під час пускових режимів або за умов зміни геометричних показників між шийкою та підшипником ковзання, попереднє підведення моторної оливи до трибоз'єднання для збереження функціональної здатності масляного шару, сформованого за умовами контактної взаємодії при граничному мащені, є мало ефективним [1].

Аналіз попередніх досліджень

На сьогоднішній день досить часто зустрічається застосування додаткових модулів, які дають змогу підвищити ефективність роботи систем змащування не тільки за рахунок керування кінематичним зв'язком між масляним насосом та його приводом, а і за умов необхідних потреб трибоз'єднань різних об'єктів машинобудування у надійному мащені [2-5].

Одним з перспективних напрямків досліджень, які сфокусовані на підвищення ефективності процесу мащення поверхонь тертя, є застосування автоматичних систем змащування (АСЗ). У роботі [2] А. Госманн описував

роботу АСЗ фірми LINCOLN, яка встановлювалася на крокуючих екскаваторах ЭШ 15.90. Мастильний матеріал підводився до трибоз'єднань за допомогою масляного насоса, який має пневматичний привід і встановлювався безпосередньо у 50-ти літрову ємність з мастильним матеріалом, що повністю виключало можливість потрапляння пилу та бруду до трибоз'єднань. Застосування подібної АСЗ дало змогу знизити час простоїв обладнання, підвищити якість мащення і економічні показники за рахунок суворого дозування мастильного матеріалу зі встановленою періодичністю.

Серед грейдерів, гідравлічних молотів, міні-ескалаторів й т.д. досить розповсюджений компактний гідравлічний масляний насос НТЛ 201 [3]. За рахунок досить малих габаритних розмірів 183x70x70 мм він встановлюється безпосередньо на навісне обладнання. Функціонує даний модуль за рахунок енергії штатної гідравлічної системи, підведення мастильного матеріалу до зони тертя відбувається за допомогою дозуючого дрoселя. Перезаряд відбувається за допомогою заміни спеціальних контейнерів, які можуть містити від 150 до 310 грамів мастильного матеріалу, яких вистачить на 3-4 дні роботи в залежності від встановленого режиму дрoселювання.

Для спрощення експлуатації і підвищення якості змащування трибоз'єднань автомобіля розроблена АСЗ "LINCOLN QUICKLUB" – 24-ох точична централізована система змащування для автомобілів марки КАМАЗ [4]. Принцип її роботи полягає у тому, що електронний масляний насос Р203, завдяки прогресивному розподільнику SSV і гнучким трубопроводам, підводить мастильний матеріал до усіх вузлів тертя у будь яку зону автомобіля, незалежно від режиму роботи двигуна. Періодичність подачі мастильного матеріалу обумовлена таймером, який можна встановити на необхідну періодичність з заданим інтервалом. Слід зазначити, що система герметична, тому потрапляння пилу та бруду у мастильний матеріал практично неможливе.

В роботі [5] наведено систему змащування з електронним керуванням. Подібна конструкція широко використовується на двигунах снігоходів. При експлуатації снігоходу під час низьких температур у гористих місцевостях можливість нелінійної подачі мастильного матеріалу до трибоз'єднань на різних режимах роботи є необхідною. Цього вдалося досягнути за рахунок заміни масляного насоса на електронний. Розрив кінематичного зв'язку дав змогу забезпечувати трибоз'єднання оптимальною кількістю моторної оливи незалежно від обертів колінчастого валу.

Проте, одним з недоліків даних систем слід відзначити відсутність зворотного зв'язку між АСЗ і трибоз'єднанням, до якого відбувається підведення мастильного матеріалу. Тобто, змащування відбувається за рахунок постійного прокачування мастильного матеріалу до зони тертя, а встановлення його кількості відбувається лише за рахунок перетину масляних комунікацій чи таймерів. Тому зробити висновок про те, що в зоні тертя знаходиться достатня

кількість мастильного матеріалу для оптимальної роботи трибоз'єднання, є неможливим. Слід також відзначити і те, що корегування параметрів робочих процесів за умов зміни геометричних, гідравлічних і в'язкісно-температурних параметрів трибоз'єднання фактично не відбувається.

Постановка проблеми

Розглянувши більш детально роботу системи змащування двигуна ДВЗ як об'єкту машинобудування [6, 7], можна побачити, що за рахунок кінематичного зв'язку між колінчастим і привідним валом масляного насоса зі збільшенням обертів останнього у системі відбувається зміна тиску моторної оливи. Однак, під час експлуатації зазор між шийкою і підшипником змінюється. Компенсувати зазор необхідно збільшенням кількості мастильного матеріалу у зоні тертя. Однак, за рахунок кінематичного синхронізованого зв'язку, корегування тиску, як фактора кількості матеріалу мащення, при збільшенні зазорів неможливо. Це наштовхує на думку щодо застосування розсинхронізованого зв'язку між колінчастим валом двигуна та привода масляного насосу.

Аналізуючи основні режими роботи двигуна визначено, що діапазон зміни тиску на номінальному режимі складає $4...7$ кгс/см², на режимі холостого ходу – $1...1,2$ кгс/см², а на режимах максимального навантаження не більше ніж $7...8$ кгс/см², що здійснюється за рахунок регулювання тиску за допомогою системи клапанів [6]. При цьому такі дані розраховується за умов нормальних номінальних зазорів у трибоз'єднаннях, які живляться з головних масляних магістралей. Статистичні дані вказують на те, що деякі моделі двигунів досить схильні до виникнення явища "масляного голодування", тому для несталих режимів для збереження несучою здатності масляних шарів на поверхнях тертя слід змінювати діапазони тисків у підшипниках ковзання. Також доцільним було б створювати умови нарощування мастильних утворень за рахунок прояву особливих властивостей вихідних покриттів на робочих поверхнях деталей, компоненти яких здатні взаємодіяти з компонентами мастильного середовища, та формувати при цьому поліконденсовані рідко та твердокристалічні фази підвищеної зносостійкості. При цьому останні повинні забезпечувати довгострокове надійне мащення в умовах затримки подачі оливи.

Так у роботі [8] запропоновано математичний вираз (1), якій пов'язує продуктивність масляного насоса, параметри які обумовлюють витрату оливи, що проходить через зазори у підшипнику ковзання та визначає тиск її примусової подачі моторної оливи до місць входу. Всі параметри виразу представляються відомими за виключенням α_j – коефіцієнта часткового розподілу потоків оливи в системі змащування двигуна до місця входу в підшипник.

$$p_e = \frac{R_{cp} \left(\frac{2 \cdot V_{mn} \cdot \alpha_j}{\Delta \cdot d \cdot l \cdot \omega} - q_1 \right)}{\beta \cdot \Phi_p \cdot \left(\frac{d}{e} \right)^2 \cdot l \cdot d}, \quad (1)$$

где R_{cp} – нормальне навантаження, наприклад, на шийку колінчастого вала, Н; V_{mn} – продуктивність масляного насоса, л/ч; α_j – коефіцієнт часткового розподілення потоку оливи в системі змащування двигуна до місць її входу в підшипник; Δ – діаметральний зазор, м; ω – кутова швидкість обертання шийки вала, рад/с; d – діаметр шийки вала, м; l – довжина шийки вала; q_1 – коефіцієнт витрати оливи через торці навантаженої зони підшипника; Φ_p – коефіцієнт напруги, що є функцією положення шийки вала в підшипнику и границь зони несучого шару мастильного матеріалу; β – безрозмірний коефіцієнт; e – ексцентриситет.

Мета та завдання

Метою роботи є визначення відсоткового розподілення моторної оливи у магістралях змащування двигуна, що забезпечить коректне моделювання тиску примусової її подачі до підшипників ковзання.

Результати досліджень

У якості двигуна прототипу обраний форсований дизельний двигун ЯМЗ-238Н [9]. Встановлення відсоткового розподілу моторної оливи визначається експериментально, шляхом з'єднання системи трубопроводів, яка імітує комунікації системи змащування з урахуванням зміни діаметрів каналів (рис. 1).

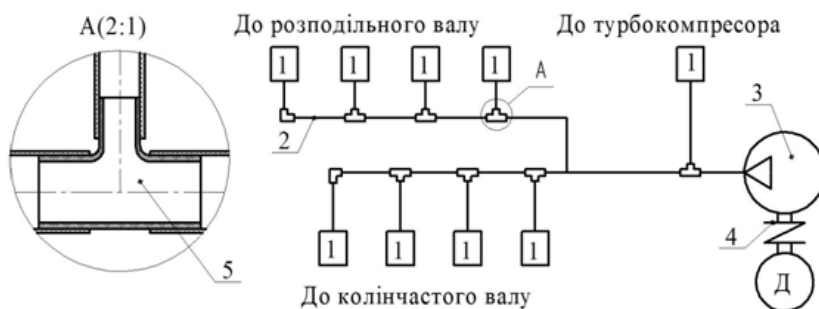


Рисунок 1 Схема системи трубопроводів для визначення відсоткового розподілу моторної оливи у системі змащування

У якості імітаторів масляних комунікацій використані прозорі гнучкі трубки ПВХ 2 різного перетину. Трубка для основної масляної магістралі має перетин $\varnothing 12$ мм і довжину 200 мм, трубка для каналу підведення мастильного матеріалу до підшипників ковзання колінчастого вала має перетин $\varnothing 7$ мм і довжину 70 мм, для підшипників розподільного вала обрано трубку $\varnothing 5$ мм і довжиною 70 мм, а для підшипників турбокомпресора перетин трубки складає $\varnothing 5$ мм і довжиною 100 мм. Для з'єднання трубок у систему використані ПВХ трійники 5.

Методика отримання результатів полягає в наступному. Система трубопроводів 2 заповнюється фіксованою кількістю моторної оливи і заправним кінцем приєднується до компресора 3, який за допомогою муфти 4 з'єднується з двигуном Д і створює тиск у системі 0,6...0,8 кгс/см². На виході кожної трубки встановлюється мірна ємність 1 для фіксування кількості моторної оливи, яка витікає з кожного каналу. У якості зразка моторної оливи використовується мінеральна моторна олива LUKOL STANDARDSAE 15W/40 SF/CC [10].

За даною методикою виконано 10 повторів і на основі статистичних даних побудована блок-схема, яка відображає розподіл потоків моторної оливи у системі змащування для двигуна прототипу рис. 2.

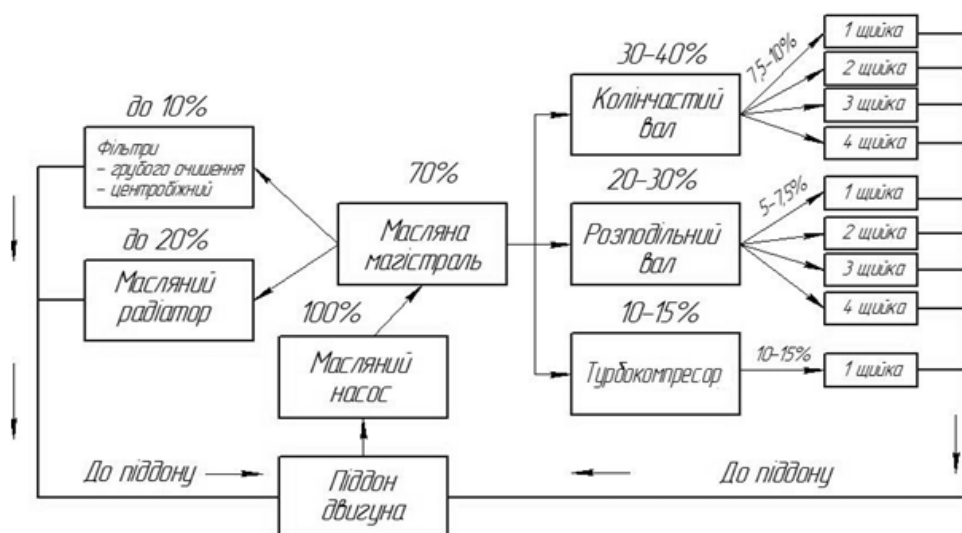


Рисунок 2 Блок-схема відсоткового розподілу моторної оливи у системі змащування двигуна ЯМЗ-238Н (без урахування подачі до паливного насоса високого тиску)

Визначені частки розподілу моторної оливи у системі змащування для спрощення математичних розрахунків переведені у безрозмірний коефіцієнт розподілу α_j табл. 1.

Таблиця 1 Значення коефіцієнту розподілу частки моторної оливи у системі змащування двигуна ЯМЗ-238Н

Назва вузла	Загальне розподілення, %	Одиничне розподілення, %	Коефіцієнт розподілу, α_j
Масляний насос	100	-	1
Масляна магістраль	70	-	0,7
Масляні фільтри	10	-	0,1
Масляний радіатор	20	-	0,2
Колінчастий вал	30 - 40	7,5 - 10	0,075 - 0,1
Розподільний вал	20 - 30	5 - 7,5	0,05 - 0,075
Турбокомпресор	10 - 15	10 - 15	0,1 - 0,15

Висновки

Аналіз напрямів щодо покращення якості робочих процесів у трибоз'єднаннях ДВЗ дав чітке розуміння, що підвищення ефективності процесів змащування та мащення можна досягти за допомогою встановлення додаткового мехатронного модуля. У якості вихідних даних для розробки алгоритму доцільного корегування подачею моторної оливи пропонується використовувати отриманий раніше математичний вираз, для якого визначені коефіцієнти розподілу часток потоку.

Напрямок подальших досліджень представляється встановлення узгодження між параметрами критеріїв, які визначають перехід до порушення умов мащення, що дасть можливість аналітично обґрунтувати доцільність впровадження додаткових модулів для відповідних трибоз'єднань ковзання двигунів. До таких параметрів слід насамперед слід віднести критерій Зоммерфельда та гідродинамічну вантажопідйомність підшипника, до математичних виразів яких входять навантажувальні, геометричні, в'язкісні параметри, значення яких змінюються за часом несталих режимів роботи двигунів.

Література

1. Кубич В. І., Курликов Д. А., Марущак М. М. Стан трибологічної системи «ВЧ50 - моторна олива - АО20-1» в умовах недостатнього мащення. / Проблеми тертя та зношування. Київ : Національний авіаційний університет, 2017. № 4 (77). С. 48-60.
2. Госманн А. И. Автоматическая система смазки – путь снижения простоев технологического оборудования. <http://lincolnindustrial.ru/f/articles/7.pdf>
3. HTL201 - Компактный гидравлический смазочный насос. <http://www.pmchdraulics.se/Global/Subsidiaries/PMC-Lubrication/system/prog.system/pumpar/SE%20HTL%20201.pdf?epslanguage=sv>.
4. Автоматическая централизованная система смазки грузового автомобиля Камаз-43118(6x6) "24 точки смазки" (кат. № 636-45181-9). <https://www.remkam.ru/smazka43118/>.
5. Снегоход, имеющий систему смазки с электронным управлением: пат. № 2451797. <http://www.findpatent.ru/patent/245/2451797.html>.
6. Толмачев Н. П. Устройство и эксплуатация автомобилей МАЗ-500А, МАЗ-5335, КрАЗ-257, Урал-375Д: учеб. пособ. М. : ДОСААФ, 1984. 335 с.
7. Колчін А. І., Демідов В. П. Розрахунок автомобільних и тракторних двигунів: навч. посіб. для ВУЗів. 4-е вид., стереотип. М. : Виша школа, 2008. 496 с.
8. Кубич В. И. Параметры керування потоками моторного масла в підшипниках ковзання ДВЗ. / Тиждень науки : внутрівузівська наук.-практ. конф., 16-20 квітня 2018 р. : зб. тез допов., Т.1. Запоріжжя : ЗНТУ. 2018. С. 97-98.
9. ОАО "Автодизель". Силовые агрегаты: ЯМЗ-236НЕ2, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236Н, ЯМЗ-236БЕ2, ЯМЗ-236БЕ, ЯМЗ-236Б. Руководство по эксплуатации 236Н-3902150 РЭ. Ярославль : 2014. 404 с.
10. LUKOLSTANDARDSAE 15W/40 SF/CC. <https://b2b.lukoilshop.ru/upload/iblock/cc5/cc5524f7de2746072ac76fe898d85781.pdf>.