

ЗМЕНШЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ В ОСНОВНИХ СПРЯЖЕННЯХ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛІВ МСГТ І АТТ ТРИБОТЕХНОЛОГІЯМИ ВІДНОВЛЕННЯ

***В. В. Аулін, доктор технічних наук
С. В. Лисенко, кандидат технічних наук
Т. М. Замота, доктор технічних наук***

***Центральноукраїнський національний технічний університет
e-mail: Aulin52@mail.ru***

Анотація. При вирішенні проблеми підвищення надійності дизелів мобільної сільськогосподарської і автотранспортної техніки важливим є зменшення механічних втрат в основних спряжень їх деталей. В роботі на основі впровадження триботехнологій відновлення (ТТВ) з використанням мідьвмісних присадок до моторних олів та обробкою їх потоками енергій електричного і магнітного полів досліджується це питання. Дано теоретичне обґрунтування трибоспряження "гільза циліндра-поршневе кільце" яке є ресурсовизначальним. Показано зміну в ньому режимів тертя при використанні ТТВ. Наведено теоретичний аналіз механічних втрат потужності на тертя в основних спряженнях дизеля. Стендовими випробуваннями підтверджено зменшення втрат потужності і поліпшення зовнішньої швидкісної характеристики дизеля ЯМЗ-236 при використанні ТТВ.

Ключові слова: *дизель, спряження деталей, механічні втрати, режим тертя, триботехнології відновлення, стендові випробування*

Постановка проблеми. Проблема підвищення надійності мобільної сільськогосподарської (МСГТ) і автотранспортної (АТТ) техніки подовженням ресурсу спряжень деталей їх систем і агрегатів з часом не тільки не знижується, а навпаки неухильно зростає. Напруженість роботи дизелів МСГТ та АТТ у сільськогосподарському виробництві відносно велика, це приводить до підвищеного питомого тиску в трибоспряженнях, виникненню ударних навантажень, підвищеному зношуванню деталей та ін. Крім того, за час виконання технологічної операції характер навантаження непостійний. Це обумовлено тим, що енерговитрати на подолання опору переміщенню змінюються в часі. Для забезпечення високої безвідмовності і довговічності дизелів

необхідно враховувати специфічні особливості їх роботи та втрати потужності внаслідок наявності шкідливого опору – тертя [1,2]. Слід також зазначити, що у багатьох випадках відсутні методи обґрунтованого вибору змащувальних матеріалів та режимів експлуатації дизелів через ускладнення мастильних композицій, отриманих додаванням присадок різноманітної функціональної дії. Олива – це важливий трибоелемент і елемент конструкції спряжень деталей систем і агрегатів, який може тривало і надійно виконувати свої функції, забезпечуючи їх заданий ресурс, тільки при точній відповідності її властивостей тим термічним, механічним і хімічним діям, яким піддається олива в процесі експлуатації. Взаємна відповідність конструкцій систем і агрегатів та умов їх експлуатації і властивостей оливи – одна з найважливіших умов досягнення високої надійності МСГТ і АТТ.

Аналіз останніх досліджень. Глибокі і ґрунтовні дослідження в області тертя і зношування трибоспряжень деталей дизелів викладені в роботах вітчизняних і зарубіжних вчених: Б. І. Костецького, І. В. Крагельського, М. К. Мишкіна, Д. М. Гаркунова, А. В. Чичинадзе, А. Г. Кузьменка, С. Г. Костогриза, О. В. Дихи, І. А. Буяновського, Л. П. Клименка, Пітера Блау та ін.

Розподіл механічних втрат по механізмах, спряженнях і системам деталей дизелів залежить від багатьох чинників, серед яких основними є конструкція, розмірність і технологічний стан двигуна, тип охолодження, наявність або відсутність наддуву, а також умови експлуатації та способи визначення механічних втрат [3–5]. Максимальні загальні механічні втрати вносять сили тертя в спряженнях ЦПГ – 45...50% і для підшипників КШМ – 22...24%.

Результати досліджень робіт [5–8], також дають підстави вважати, що втрати на тертя в спряженнях ЦПГ є найбільш вагомими у загальному балансі механічних втрат.

Для зниження втрат на тертя в механізмах і машинах застосовуються різні методи та триботехнології припрацювання і відновлення. Велике значення мають процеси припрацювання основних спряжень деталей ЦПГ з використанням спеціальних припрацювальних олив. Ефективно застосовуються і функціональні присадки до моторних олив. Істотним при цьому є і матеріали трибоспряжень деталей систем і механізмів дизелів [9]. Виявлено, що нові антифрикційні матеріали і покриття різко знижують втрати на тертя [10, 11].

Аналіз проведений в роботі [11] свідчить, що характер розподілу механічних втрат у тракторних дизелях принципово не відрізняється від автомобільних, за винятком більшої частки (27%) втрат енергії на газообмін при повному навантаженні.

Мета досліджень. З теоретичної та експериментальної (стендові випробування) точок зору виявити вплив триботехнологій відновлення спряжень деталей дизелів МСГТ та АТТ на зменшення в них механічних втрат та поліпшення техніко-економічних характеристик.

Результати досліджень. Численні експерименти на спеціальних установках і повнорозмірних двигунах дозволили встановити, що їх трибоспряження їх деталей працюють при таких основних режимах тертя: граничний, змішаний і гідродинамічний [12]. Виявлено, що тертя в спряженні "поршневе кільце-гільза циліндра" є переважно граничним (60...70% від часу робочого циклу) і у меншій мірі змішаним і гідродинамічним (30...40%). Тертя в спряженні "поршень-гільза циліндра" носить, навпаки, переважно гідродинамічний характер (70...80%), що переходить в змішане і граничне тертя (20..30%). Зазначене підтверджується наступними експериментальними результатами:

- спостерігається істотна залежність сили тертя поршневих кілець від навантаження (сили пружності кільця і тиски газів) і незначний вплив на тертя кілець кількості моторної оливи, що подається на робочу поверхню гільзи циліндра;

- вирішальний вплив на тертя поршнів здійснюють в'язкість моторної оливи, швидкість зміни зазору у спряженні спряження "поршень-гільза циліндра", профіль і площа бічної поверхні поршня.

Підшипники КШМ працюють в основному в режимі гідродинамічного тертя (90%), що переходить в змішаний і граничний (10%) лише в моменти пуску-зупинки і максимального навантаження ДВЗ.

За даними багатьох досліджень поведінка коефіцієнта тертя, в'язкості і експериментально вимірної товщини шару оливи не підтверджуються теорія гідродинамічного режиму мащення в спряженні "поршневе кільце-гільза циліндра" і найбільш ймовірним вважається граничний режим тертя з переходом у змішаний [13, 14].

Аналіз математичних моделей умов мащення, тертя і зношування спряжених деталей ЦПГ показує, що переважна їх більшість не враховує:

- реальне значення коефіцієнту тертя в конкретних спряженнях;

- наявність функціональних присадок в мастильному матеріалі;

- можливість реалізації часткових режимів роботи ДВЗ, в яких визначальні параметри мащення, тертя і зношування істотно нестационарні.

Виходячи з отриманих результатів, можна зазначити, що граничний режим тертя є переважним для спряження "гільза

циліндра-поршневе кільце" і дія присадок в моторній оливі найсильніше проявляється саме в умовах граничного тертя. Для виявлення модифікуючої дії присадки на моторну оливу і поверхні тертя доцільно побудувати модель мащення та режимів тертя цього трибоспряження. За основу була прийнята модель, представлена в роботі [15]. Рівновагу поршневого кільця на шарі оливи відносно стінок гільзи циліндру під дією зовнішніх і внутрішніх сил можна визначити за допомогою моделі пружно зв'язаних перерізів (рис. 1).

У радіальному напрямі на кільце діє сила розтиску N_k . Зв'язок кільця з канавкою поршня здійснюється через силу тертя $F_{к.тр}$. Рівновагу кільця в радіальному напрямі забезпечують сили реакції шару оливи $N_{Г-к, I}$ і $N_{Г-к, II}$ в зазорі "гільза циліндра-поршневе кільце" з боку навантаженої (I) і ненавантаженою (II) бічною силою поршня стінки циліндру.

У осьовому напрямі до кільця прикладені: сила тиску газів на вільні поверхні кільця P , сила тертя кільця об стінку циліндру $F_{мп.кI}$ і $F_{мп.кII}$.

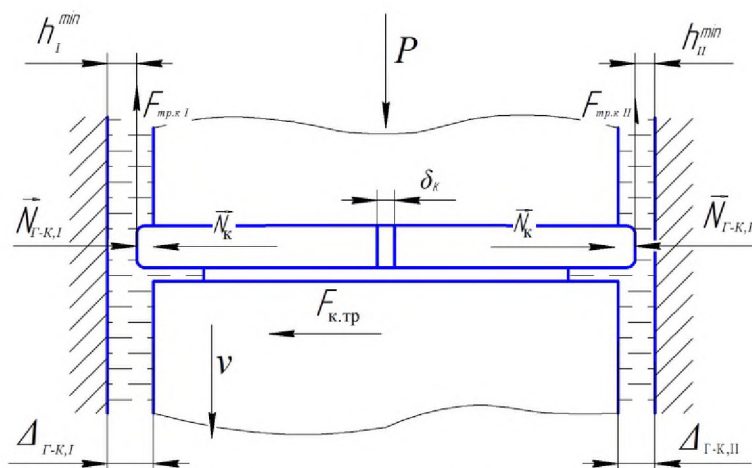


Рис. 1. Схема силового навантаження трибоспряження "гільза циліндра-поршневе кільце".

Відповідно до прийнятої схеми (рис. 1) можливі два випадки рівноваги кільця відносно стінок циліндру: 1) зазор в замку кільця не вибрано $\delta_k > 0$, 2) зазор в замку кільця вибраний $\delta_k = 0$.

У першому випадку справедлива сукупність рівнянь рівноваги кільця:

$$\begin{cases} N_{Г-к, I} + N_{Г-к, II} = P \\ N_{Г-к, I} - N_{Г-к, II} = F_{к.тр} \end{cases} \quad (1)$$

З системи рівнянь (1), знаходимо гідродинамічні реакції $N_{Г-к, I}$ і

$N_{\Gamma-K,II}$, по яких визначають мінімальні товщина шару оливи $h_{\Gamma-K,I}^{\min}$ і $h_{\Gamma-K,II}^{\min}$:

$$\begin{cases} N_{\Gamma-K,I} = \frac{1}{2}(P + F_{к.тр}) \\ N_{\Gamma-K,II} = \frac{1}{2}(P - F_{к.тр}) \end{cases} \quad (2)$$

По значеннях $h_{\Gamma-K,I}^{\min}$ і $h_{\Gamma-K,II}^{\min}$ можна визначити величину зазору в замку кільця:

$$\delta_K = \Delta_K - (h_{\Gamma-K,I}^{\min} + h_{\Gamma-K,II}^{\min}), \quad (3)$$

де: Δ_K – монтажний зазор спряження "поршень-гільза циліндра":

$$\Delta_K = \Delta_{\Gamma-K,I} + \Delta_{\Gamma-K,II}.$$

Якщо отримане з рівняння (3) значення $\delta_K > 0$, то розв'язок вважається прийнятним, в іншому випадку – $\delta_K \leq 0$, приймають $\delta_K = 0$, тобто зазор в замку кільця є вибраним і сума гідродинамічних реакцій перевищує силу розтиску. Якщо $\delta_K = 0$, то з цього рівняння (3), маємо:

$$h_{\Gamma-K,II}^{\min} = \Delta_K - h_{\Gamma-K,I}^{\min}. \quad (4)$$

Оскільки перше рівняння системи (1) не має сенсу, то ліва частина другого рівняння залежить тільки від одного невідомого параметра $h_{\Gamma-K,I}^{\min}$, тобто можна його знайти, а за формулою (3) знаходимо і $h_{\Gamma-K,II}^{\min}$. За прийнятою моделлю спряження "гільза циліндра-поршневе кільце" передбачається можливість виникнення трьох режимів тертя: граничного; змішаного і гідродинамічного. Для ідентифікації вказаних режимів порівнюють значення $h_{\Gamma-K,I}^{\min}$ і $h_{\Gamma-K,II}^{\min}$ з рівноважною шорсткістю $R_{кп}$ робочих поверхонь деталей спряження:

– при граничному режимі тертя поршневе кільце торкається стінки гільзи циліндра по усьому периметру: $h_{\Gamma-K,I}^{\min} \leq R_{кп} \leq h_{\Gamma-K,II}^{\min}$;

– при змішаному режимі тертя поршневе кільце торкається стінки гільзи циліндра одним перерізом: $h_{\Gamma-K,I}^{\min} \leq R_{кп} < h_{\Gamma-K,II}^{\min}$;

– при гідродинамічному режимі тертя поршневе кільце не торкається стінки гільзи циліндра: $R_{кп} < h_{\Gamma-K,I}^{\min} \leq h_{\Gamma-K,II}^{\min}$.

Оскільки периметр поршневого кільця у порівнянні з його висотою значно перевищує, то в прийнятій схемі пружно зв'язаних перерізів моделі "гільза циліндра-поршневе кільце" можна знехтувати бічним витокм оливи відносно поршневого кільця та витокм оливи у напрямі радіальної швидкості [16].

Гідродинамічні реакції $N_{\Gamma-K,I}$ і $N_{\Gamma-K,II}$ в загальному випадку знаходяться інтегруванням гідродинамічного тиску $p(x)$. Гідродинамічний тиск в шарі оливи між поршневим кільцем і гільзою циліндра у

зазначених умовах можна визначити з рівняння Рейнольдса для одновимірного потоку в квазістаціонарній формі [17]:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = -6\eta v \frac{dh}{dx}, \quad (5)$$

з граничною умовою:

$$p(0) = p_1, \quad p(1) = p_2, \quad \text{при } v > 0, \quad p(0) = p_2, \quad p(1) = p_1, \quad \text{при } v < 0. \quad (6)$$

Зважаючи на задання функції $h = h(x)$, розв'язання рівняння (5) здійснюється чисельним методом. Отриманий гідродинамічний тиск $p(x)$ набуває як позитивних, так і негативних значень. Негативні значення, відповідно до критерію Зоммерфельду, замінюють на нульові. Припустивши постійний розподіл гідродинамічного тиску $p(x)$ уздовж півкола кільця, можна визначити несучу здатність кожного півкільця:

$$N_{зд} = 2r_k \int_0^{x_1} p(x)_{I,II} dx. \quad (7)$$

Встановлено [17], що знос спряжень дизеля при змішаному і, особливо граничному режимах тертя, носить переважно адгезійно-механічний характер. При цьому в граничному режимі процеси тертя і зношування взаємозв'язані між собою.

Використаємо модель Дж. Арчарда [4], яка пов'язує інтенсивність зношування з фактичною площею контакту (ФПК):

$$\frac{u_V}{L_{mp}} = \frac{1}{3} \cdot k_{зн} S_{кф}, \quad (8)$$

де: u_V – об'ємний знос; L_{mp} – шлях тертя; $k_{зн}$ – коефіцієнт ймовірності зношування ($k_{зн} \approx 10^{-12}$); $S_{кф}$ – фактична площа контакту.

При пластичній деформації поверхонь тертя ($S_{кф} \approx N/\sigma_T$), маємо:

$$u_V = \frac{1}{3} \cdot k_{зн} \cdot \frac{N}{\sigma_T} L_{mp}, \quad (9)$$

де: N – нормальне навантаження; σ_T – межа текучості зношуваного матеріалу.

Враховуючи, що шлях тертя $L_{mp} = v \cdot t$, v – швидкість ковзання деталі; t – час, а лінійний знос $u_e = u_V/S_u$, S_u – площа зносу, з (9) отримаємо:

$$u_e = \frac{1}{3} k_{зн} \frac{N}{S_u \sigma_T} v t = \frac{1}{3} k_{зн} \frac{p}{\sigma_T} v \cdot t, \quad (10)$$

де: $p = N/S_u$ – тиск у фрикційному контакті.

Для оцінки інтенсивності зношування в режимі граничного тертя, згідно роботи Роуву [32], використовується формула:

$$\frac{u_V}{L_{mp}} = k_{zn} \frac{(1+3f_{zmp}^2)^{1/2}}{\sigma_T} \cdot \frac{N}{v} \cdot \frac{d_a}{t_a} \cdot \exp\left(-\frac{Q_a}{RT}\right), \quad (11)$$

де: f_{zmp} – коефіцієнт граничного тертя, значення якого визначається на основі експериментальної кривої Герсі-Штрибека; d_a , t_a – діаметр площі впливу і період основної форми коливань адсорбованої молекули, відповідно; Q_a – теплота адсорбції; R – універсальна газова стала, $R=8,31 \cdot 10^3$ Дж/К·моль; T – абсолютна температура трибоспряження деталей. Значення d_a , t_a , Q_a , R – беруться з фізичних довідників.

Провівши деякі перетворення формул (10) і (11) отримаємо формули для об'ємного і лінійного зносу:

$$u_V = k_{zn} (1+3f_{zmp}^2)^{1/2} \frac{P}{\sigma_T} \cdot t \cdot \frac{d_a}{t_a} \cdot \exp\left(-\frac{Q_a}{RT}\right) \cdot S_u L_{mp}. \quad (12)$$

$$u_e = k_{zn} (1+3f_{zmp}^2)^{1/2} \frac{P_H}{\sigma_T} \cdot t \cdot \frac{d_a}{t_a} \cdot \exp\left(-\frac{Q_a}{RT}\right) \cdot \frac{S_u}{L_{mp}}. \quad (13)$$

Ці формули враховують параметри адгезійних механізмів в граничних плівках оливи, і можуть бути використані для випадку змішаного і граничного тертя, у тому числі при модифікуванні оливи присадкою та обробкою потоком енергії фізичних полів, тобто використанні триботехнологій відновлення (ТТВ).

Враховуючи і вплив ТТВ на умови мащення і тертя в даному спряженні проводять перетворення формул для розрахунку сили тертя і величини зношування поршневих кілець з урахуванням зміни в'язкості оливи та змочувальну її здатності. При цьому покращуються властивості оливи, знижується коефіцієнт тертя і мінімізується зношування робочих поверхонь деталей ЦПГ.

Для аналізу механічних втрат потужності на тертя в основних спряженнях дизеля, зв'язку їх з паливною економічністю доцільно використовувати відносні зміни значень параметрів: механічного ККД; потужності механічних втрат; погодинної та питомої витрати палива; коефіцієнта тертя. Виходячи з теорії теплових процесів дизеля можна вважати, що погодинна витрата палива і індикаторна потужність практично не змінюються при зміні механічних втрат ДВЗ. При цьому механічний ККД двигуна визначається за формулою:

$$\eta_m = \frac{g_i}{g_e}, \quad (14)$$

де: g_i і g_e – відповідно питома індикаторна та питома ефективна витрата палива.

При зміні механічних втрат двигуна, внаслідок протікання процесів тертя і зношування, змінюється питома ефективна витрати палива, і відповідно змінюється ККД:

$$\eta'_m = \frac{g_i}{g'_e}. \quad (15)$$

Враховуючи (14) і (15) відносна зміна механічного ККД дорівнює:

$$\delta_{\eta_m} = \frac{\eta'_m - \eta_m}{\eta_m} = \frac{g_e - g'_e}{g'_e}. \quad (16)$$

Для показника g_e існує аналогічна формула відносної зміни, яка для позитивності величини береться зі зворотнім знаком:

$$\delta_{g_e} = \frac{g_e - g'_e}{g_e}. \quad (17)$$

Враховуючи (17) в (16) і, провівши деякі перетворення, маємо:

$$\delta_{\eta_m} = \frac{\delta_{g_e}}{1 - \delta_{g_e}}, \text{ або } \delta_{g_e} = \frac{\delta_{\eta_m}}{1 + \delta_{\eta_m}}. \quad (18)$$

Оскільки, згідно прийнятих припущень, погодинна витрата і індикаторна потужність в дизелі зберігаються: $G_t = const$ і $N_i = const$, то питома ефективна витрата палива становить:

$$g_e = \frac{G_t}{N_e} = \frac{G_t}{N_i - N_{MB}}, \quad (19)$$

де: N_e , N_i – ефективна та індикаторна потужності, N_{MB} – потужність механічних втрат.

Після певних технічних дій, наприклад, модифікування моторної оливи присадкою та обробкою фізичним полем механічні втрати змінюються. Відповідно змінюються і значення питомої ефективної витрати палива:

$$g'_e = \frac{G_t}{N_i - N'_{MB}}, \quad (20)$$

де: $N'_{MB} = N_{MB}(1 - \delta_{N_{MB}})$; $\delta_{N_{MB}} = \frac{N_{MB} - N'_{MB}}{N_{MB}}$ – відносна зміна потужності механічних втрат.

Підставляючи (19) і (20) в (17), а також, враховуючи вираз для $\delta_{N_{MB}}$, отримуємо:

$$\delta_{g_e} = \frac{\delta_{N_{MB}}}{\frac{N_e}{N_{MB}} + \delta_{N_{MB}}}. \quad (21)$$

Оцінка точності формули (21), показує, що похибка розрахунку складає не більше 9% при нормативній похибці вимірювання g_e , рівній 1%.

Якщо двигун працює з постійною ефективною потужністю $N_e = const$, а його індикаторна потужність змінюється пропорційно зміні погодинної витрати палива: ($N_i \sim G$), то, внаслідок дії сил, та реалізації певних режимів тертя, змінене значення потужності

механічних втрат складе:

$$N'_{MB} = (1 - k_{\text{пр}} \delta_f) N_{MB}, \quad (22)$$

де: $k_{\text{пр}}$ – відносна частка переважаючого режиму тертя (граничного, змішаного або гідродинамічного); $\delta_f = (f - f')/f$ – відносна зміна коефіцієнта тертя в спряженні деталей ДВЗ.

Значення індикаторної потужності при цьому дорівнює:

$$N'_i = N_e + N'_{MB} = N_e + (1 - k_{\text{пр}} \delta_f) N_{MB}, \quad (23)$$

а її відносна зміна становить:

$$\delta_{N_i} = \frac{N_i - N'_i}{N_i}. \quad (24)$$

Після підстановки (23) в (24) і відповідних перетворень, отримаємо:

$$\delta_{N_i} = k_{\text{пр}} \delta_f \left(1 - \frac{N_e}{N_i} \right) = k_{\text{пр}} \delta_f (1 - \eta_m). \quad (25)$$

Оскільки $N_i \sim G_t$, то відносна погодинна витрата палива становить:

$$\delta_{G_t} = k_{\text{пр}} \delta_f (1 - \eta_m). \quad (26)$$

Формула (26) дозволяє оцінити зміну відносної погодинної витрати палива при зміні коефіцієнту тертя деталей двигуна, викликаній методами модифікування моторної оливи додаванням присадки та обробкою енергії фізичного поля, з урахуванням частки переважаючого режиму тертя та відносних змін коефіцієнту тертя і механічного ККД. Виявлено, що основним чинником, що впливає істотно на величину механічних втрат і рівень зносу, є стан і фізико-хімічні показники якості оливи, передусім в'язкість та лужне число (кислотне число), склад оливи, її чистота та наявність присадок. На практиці переважно використовують оливи з пологою в'язкісно-температурною характеристикою, що досягається поєднанням мінеральної малов'язкої основи з присадками-загусниками. Серед цієї групи олив підвищеною енергозберігаючою ефективністю відрізняються композиційні оливи, оброблені потоком енергії фізичного поля (електричне, магнітне, електричне). Такі оливи проявляють антифрикційну дію в умовах граничних температур або навантажень для звичайної базової оливи, тобто при граничному режимі тертя. Застосування модифікованих мастильних композицій дозволяє знизити витрату палива.

При модифікуванні моторної оливи присадками слід враховувати температурний режим трибоспряжень. В роботах [2, 5] показано ефективність мідьвмісних присадок, що створюють антифрикційні покриття на поверхнях тертя, а також використання при цьому переваг трибохімічних, електротрибохімічних та

магнітотрибохімічних процесів в зонах тертя. Аналіз балансу механічних втрат в ДВЗ, показав, що зниження механічних втрат в ЦПГ дозволяє підвищити його техніко-економічні показники. Це доведено їх стендовими випробуваннями.

Випробування двигунів серії ЯМЗ і КамАЗ проводили на стенді КИ-1363В відповідно ГОСТ 18509-88 "Дизелі тракторні і комбайнові. Методи стендових випробувань" на кафедрі "Експлуатації і ремонту машин" Центральноукраїнського національного технічного університету. Стенд – балансирний, асинхронний з фазовим ротором. Стендове випробування на базовій оливі здійснювали, відповідно до режимів, наведених в технічних вимогах дизелів ЯМЗ і КамАЗ, з використанням композиційних олив модифікованій обробкою потоком енергії фізичних полів.

В процесі випробувань визначали техніко-економічні показники двигунів: потужність, крутний момент, витрату палива, прорив газів в картер (ГОСТ 18509-88), а після 60-ти годинних випробувань і чад оливи. Через кожні 20 хв. брали проби базової та модифікованої оливи з їх наступним дослідженням фізико-хімічних параметрів та продуктів спрацювання.

Величину зносу основних деталей ЦПГ знаходили мікрометражем і ваговим способом до і після стендових випробувань. Результати вимірювань характеристик процесу зношування гільз циліндрів дизелів ЯМЗ-236 наведені на рис. 2.

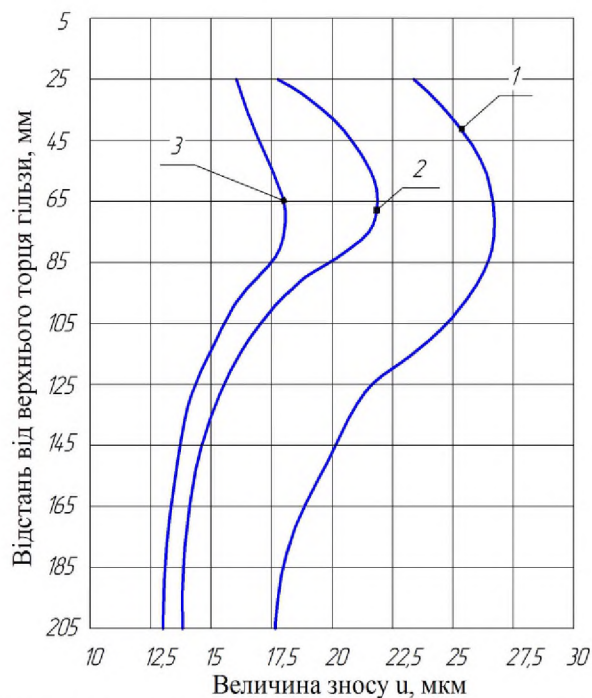


Рис. 2. Середній знос гільз циліндрів двигуна ЯМЗ-236 по довжині робочої поверхні ($t=60$ год.): 1 – базова олива М-10Г₂; 2 – композиційна олива ($c_V=4\%$ гліцерату міді); 3 – композиційна

олива модифікована потоком енергії магнітного поля (МП) напруженістю $H=2,5 \cdot 10^4$ А/м.

Аналіз зносного стану гільз циліндрів дизелів ЯМЗ, випробуваних на композиційній оливі, показав, що їхній знос (рис. 2, крива 2) у середньому знизився в 1,25 рази, на композиційній оливі модифікованій МП (рис. 2, крива 3) – у 1,5 рази, у порівнянні зі зносом у базовій оливі М-10Г₂к (рис. 2, крива 1). Це свідчить про високі протизносні властивості поверхневого шару гільзи при випробуваннях в середовищі композиційної оливи модифікованій МП. Результати зносу верхніх компресійних кілець представлено на рис. 3.

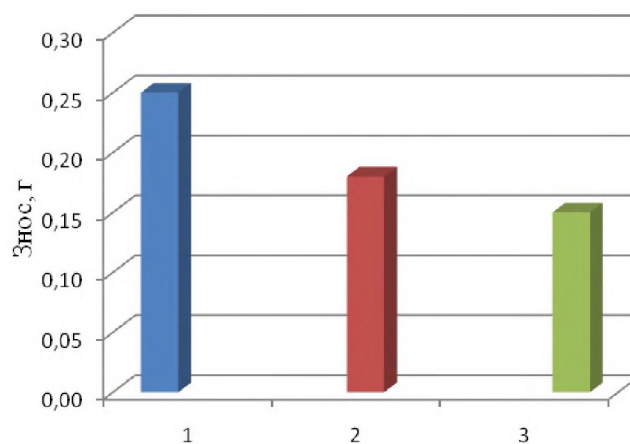


Рис. 3. Гістограма зносу верхніх компресійних кілець дизелів ЯМЗ-238 при стендових випробуваннях ($t=60$ год.): 1 – базова олива М-10Г₂к; 2 – композиційна олива ($c_v=4\%$); 3 – композиційна олива модифікована МП ($H= 2,5 \cdot 10^4$ А/м).

Знос верхніх компресійних кілець, при обкатці на композиційній оливі був у 1,5 рази менший, а на композиційній модифікованій оливі фізичним полем – у 1,7 рази менший ніж на базовій оливі М-10Г₂к. Використання композиційної модифікованої оливи у 1,3...1,6 рази знижує знос спряження "гільза циліндра-поршневе кільце" дизельних двигунів у порівнянні з базовою оливою М-10Г₂к.

За результатами стендових досліджень побудовані залежності крутного моменту, потужності, питомої та погодинної витрат палива від частоти обертання колінчастого валу (рис. 4).

Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики свідчить, що додавання 4% гліцерату міді в моторну оливу і обробка МП ($H= 2,5 \cdot 10^4$ А/м) забезпечили стійке поліпшення техніко-економічних показників двигуна в усьому діапазоні швидкісного режиму. Збільшення крутного моменту склало 1...20 Н·м (0,5...3,5%), при цьому найбільший приріст отриманий в режимі максимальної частоти обертання. Ефективна потужність (похідна від крутного

моменту) – відповідно збільшилась при використанні модифікованої композиційної оливи на 0,1..5,0 кВт (0,1...3,0%).

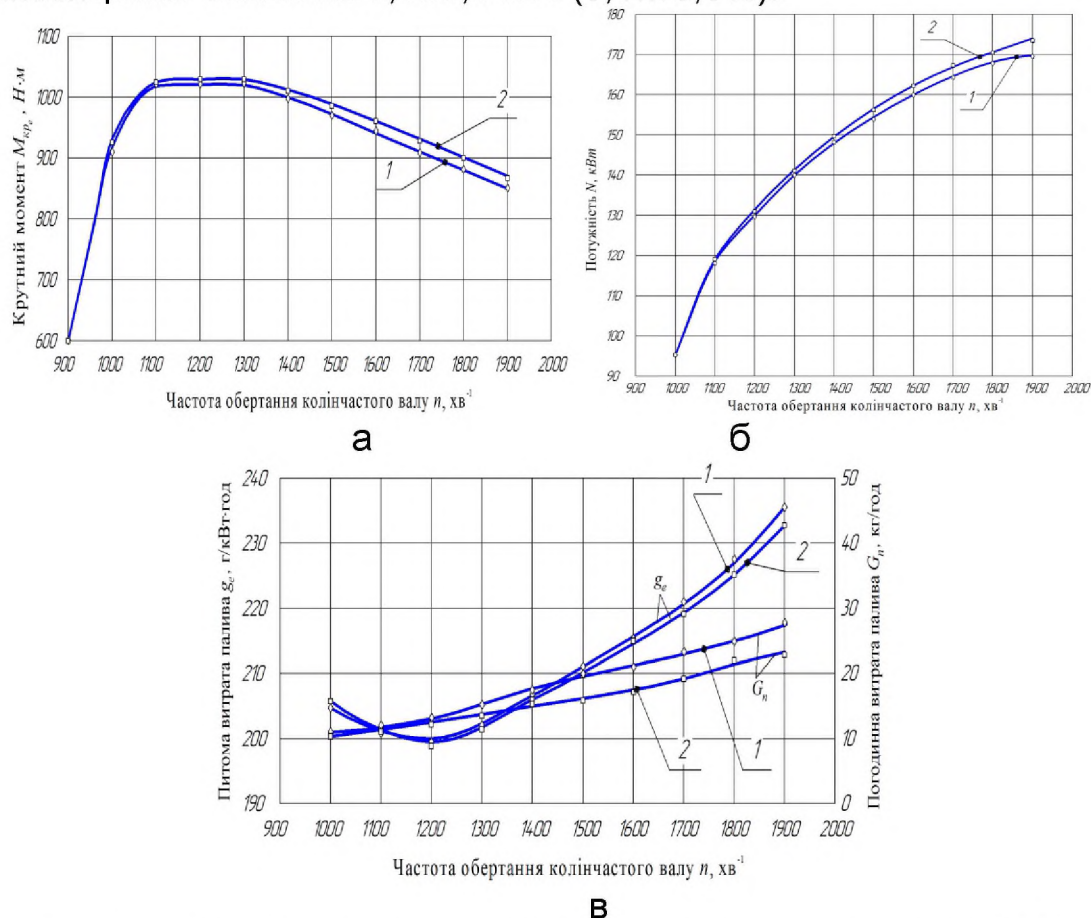


Рис. 4. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля ЯМЗ-236: а – крутний момент; б – номінальна потужність; в – питома та погодинна витрата палива: 1 – випробування на базовій оливі; 2 – випробування на композиційній оливі модифікованій МП ($c_v=4\%$; $H=2,5\cdot 10^4$ А/м).

Зниження питомої та погодинної ефективної витрати палива, обумовлене підвищенням ефективної потужності при використанні присадки гліцерату міді, та обробці оливи магнітним полем. При цьому в усьому діапазоні швидкісного режиму зменшення питомої витрати палива склало 2...16 $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$ (0,6...4,2%), а погодинної – на 15...18%. Для визначення стану працюючого дизеля замірювали кількість газів, що прориваються в картер. Визначено, що витрата картерних газів у дизелів ЯМЗ-238, випробуваних на композиційній оливі модифікованій фізичним полем, знизилась на 8,0...8,7%, у порівнянні з базовою оливою М-10Г₂к.

Отриману паливну економічність задовільно корелювали з характером зміни механічних втрат двигуна, визначених методом прокрутки [10]. Результати визначення зміни механічних втрат при стендових випробуваннях двигунів наведені на рис. 5.

Визначено, що зниження потужності механічних втрат має місце в усій області досліджених частот обертання колінчастого валу і склало 0,6...2,0 Вт (7,0...13%). За методом відключення циліндрів на частоті обертання колінчастого валу 2500 хв⁻¹ визначено, що механічний ККД двигуна до застосування мідьвмісної присадки і магнітної обробки моторної оливи дорівнював 0,74, а після застосування – зріс до 0,75 (на 1,4%).

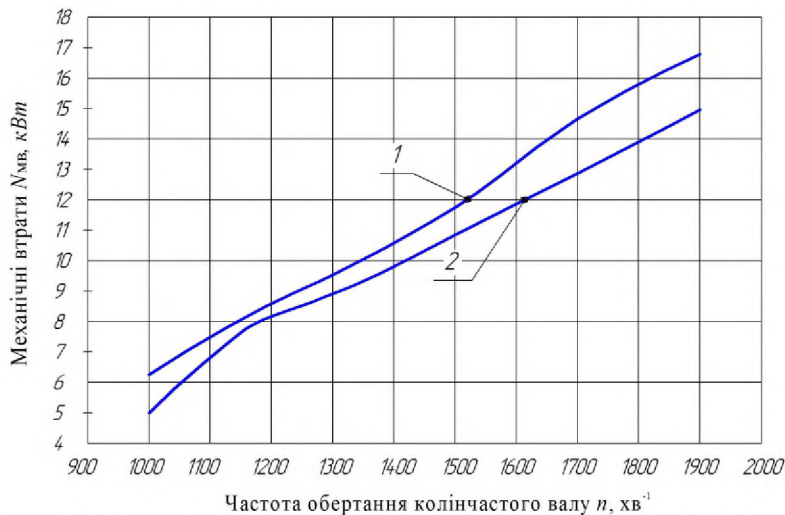


Рис. 5. Залежність механічних втрат дизеля від частоти обертання колінчастого валу: 1 – випробування на базовій оливі; 2 – випробування на композиційній оливі модифікованій МП ($c_V=4\%$; $H=2,5 \cdot 10^4$ А/м).

Отже з урахуванням граничної відносної похибки вимірювання ефективної потужності (0,5%) та питомої ефективної витрати палива (0,9%), отримане покращення показників потужності і економічності двигуна при використанні мідьвмісної присадки в моторній оливі і обробки потоком енергії фізичного поля є суттєвим.

Висновки

1. Виявлено, що розв'язання проблеми підвищення надійності мобільної сільськогосподарської і автотракторної техніки залежить перед усім від заходів, що істотно зменшують механічні втрати в основних спряженнях деталей дизелів. Це питання в роботі розв'язується впровадженням технологій триботехнічного відновлення з використанням композиційних моторних олив та їх обробки потоками енергії електричних та магнітних полів.

2. Теоретично обґрунтовано, що ресурсовідповідальним спряженням деталей є трибоспряження "гільза циліндра-поршневе кільце". Показано, що триботехнології відновлення змінюють режим тертя, формують на робочих поверхнях деталей шар антифрикційного матеріалу і істотно зменшують величину їх зносу.

3. З теоретичної точки зору показано, що зменшення зносу в трибоспряженнях впливає на механічний ККД двигуна, питому витрату палива, зменшення потужності механічних втрат, а також погодинну витрату палива.

4. Теоретичні обґрунтування підтверджені отриманими результатами стендових випробувань. На прикладі дизелів ЯМЗ-236 виявлено, що при використанні технологій триботехнічного відновлення знос гільз циліндрів знизився у 1,5 рази, а верхніх компресійних кілець – у 1,7 рази. Побудовані залежності крутного моменту, потужності, питомої та погодинної витрат палива свідчать про покращення технічного стану дизелів. Визначено, що зниження потужності склало 7,0...13,0% механічних втрат і має місце в усій області досліджених частот обертання колінчастого валу.

Список літератури

1. Путинцев С. В. Механические потери в поршневых двигателях / Электронное учебное издание. Учебное пособие по дисциплине "Специальные главы конструирование и САПР". Москва. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2011. 288 с.
2. Аулін В. В., Лисенко С. В., Кузик О. В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення: монографія. Кіровоград. Видавництво Лисенко В. Ф. 2016. 304 с.
3. Беляев Ю. Н. Результаты стендовых испытаний автомобильного дизеля КамАЗ–740 с усовершенствованной смазочной системой // Улучшение эффективных, экологических и ресурсных показателей энергетических установок сельскохозяйственных тракторов и автомобилей. Сб. научных трудов СПГАУ. Санкт-Петербург. 1997. С. 119.
4. Кузьменко А. Г., Дыха А. В. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей: монография. Хмельницкий. ХНУ. 2007. 344 с.
5. Аулин В., Замота Т., Лысенко С. Повышение эксплуатационной износостойкости деталей машин их триботехническим восстановлением и управлением процессами приработки // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2016. Vol. 18. No 2. P. 89—96.
6. Аулін В. В., Лисенко С. В., Лівіцький О. М., Кузик О. В. Керування зносним станом деталей ДВЗ при триботехнічному відновленні з реалізацією ефекту самоорганізації // Вісник інженерної академії України. 2008. №1. С. 106—109.
7. Путинцев С. В., Сун Лисинь, Аникин С. А. Выбор зависимостей для расчета сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания // Известия вузов. Машиностроение. 2002. № 4. С. 50—55.
8. Stanley R., Taraza D., Henein N. Simplified Friction Model of Piston Ring Assembly // SAE Techn. Pap. Ser. 1999. № 0974. 18 p.
9. Зорин В. А. Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов. Москва. ООО "Магистр–Пресс". 2005. 536 с.
10. Канарчук В. Е. Адаптация материалов к динамическим воздействиям. Киев. Наукова думка. 1986. 264 с.
11. Меден А. И. Распределение потерь в элементах шатунно-поршневой группы дизеля // Развитие комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Москва. Машиностроение. 1974. С. 41—62.

12. Браун Э. Д., Буше Н. А., Буяновский И. А. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для технических вузов. Москва. Центр "Наука и техника". 1995. 778 с.
13. Блау П. Д. Модель приработки и других переходных процессов в трении скольжения // Проблемы трения и смазки. Труды американского общества инженеров-механиков. 1988. №2. С. 108—116.
14. Замота Т. Н., Аулин В. В. Управление процессами приработки основных сопряжений деталей машин при изготовлении и ремонте: монография. Кировоград. Лысенко В. Ф. 2015. 302 с.
15. Путинцев С. В., Аникин С. А., Иванов О. В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник МГТУ имени Н. Э. Баумана. Спец. вып. сер. «Машиностроение». 2007. С. 150—156.
16. Furuhashi S., Takiguchi M. Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine // Int. J. Tribology. 1981. №6. P. 737—742.
17. Путинцев С. В. Анализ режима трения деталей цилиндро-поршневой группы автомобильного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. 1999. № 2–3. С. 65—68.

References

1. Putintsev S. V. (2011). Mechanical losses in piston engines / Electromechanical school edition. Tutorial on the discipline specific chapters design and CAD. Moscow. MGTU im. N. E. Bauman. 288.
2. Aulin V. V., Lysenko S. V., Kuzik V. A. (2016). Tribology basis for improving the reliability of mobile agricultural vehicles and technologies of tribotechnical recovery: monograph. Kirovograd. Publisher Lysenko, V. F. 304.
3. Belyaev Yu. N. (1997). The results of bench testing of automotive diesel KAMAZ–740 with an improved lubrication system // Improve effective environmental and resource indicators power installations for agricultural tractors and cars. SB. scientific papers, SPGEU. Saint-Petersburg. 119.
4. Kuzmenko A. G. (2007). Patient Contact, friction and wear of lubricated surfaces]. Khmel'nitsky. Henna. 344.
5. Aulin V., Zamotat T., Lysenko S. (2016). Increase of operational durability of machine parts their tribological restoration and management of processes running // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 18. No 2. 89-96.
6. Aulin V. V., Lysenko S. V., Lowski A. M., Kuzik V. A. (2008). Management of Slonim condition of the motor parts when tribotechnology recovery with the implementation of the effect of self-organization // Bulletin of engineering Academy of Ukraine. No 1. 106-109.
7. Putintsev S. V., Anikin S. A. (2002). Choice of functions to calculate the friction forces in the main pairings of the internal combustion engine // proceedings of the universities. Engineering. No 4. 50-55.
8. Stanley R., Taraza D., Henein N. (1999). Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly // SAE Techn. Pap. Ser. No 0974. 18.
9. Zorin V. A. (2005). Fundamentals of operability of technical systems: textbook for universities. Moscow. OOO Magistr–Press. 536.
10. Kanarchuk V. E. (1986). Adaptation of materials to dynamic impact. Kiev. Scientific thought. 264.
11. Meden A. S. (1974). The distribution of losses in the elements of the connecting rod-piston group of the diesel // Development of combined internal combustion engines. Moscow. Engineering. 41-62.

12. *Brown E. D., Bushe H. A. Buyanovskii S. A.* (1995). Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication): the textbook for technical universities. Moscow. Center for Science and technology. 778.
13. *Blau P. D.* (1988). Model of earnings and other transients in sliding friction // friction and lubrication. Proceedings of the American society of mechanical engineers. No 2. 108-116.
14. *Zamota T. N., Aulin V. V.* (2015). Management of the main processes running mate details of machines in manufacture and repair]. Kirovograd. Lysenko V. F. 302.
15. *Putintsev S. V., Anikin S. A., Ivanov A. V.* (2007). Modeling of the parameters of the dynamics, fluid dynamics and tribology of the piston internal combustion engine // Vestnik MSTU named after N. E. Bauman. Spec. vol. sir. "Engineering". 150-156.
16. *Furuhama S., Takiguchi M.* (1981). Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine // Int. Jalirb. Tribologie. No 6. 737-742.
17. *Putintsev S. V.* (1999). Analysis mode of friction parts of cylinder group automobile diesel engine // Proceedings of universities. Engineering. No 2-3. 65-68.

УМЕНЬШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ОСНОВНЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ МСХТ И АТТ ТРИБОТЕХНОЛОГИЯМИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ

V. V. Aulin, S. V. Лысенко, Т. Н. Замота

Аннотация. При решении проблемы повышения надежности дизелей мобильной сельскохозяйственной и автотранспортной техники важным является уменьшение механических потерь в основных сопряжениях их деталей. В работе на основе внедрения триботехнологии восстановления (ТТВ) с использованием медьсодержащих присадок к моторным маслам и обработкой их потоками энергий электрического и магнитного полей исследуется этот вопрос. Дано теоретическое обоснование трибоспряжения "гильза цилиндра-поршневое кольцо", которое является ресурсопределяющим. Показано изменение в нем режимов трения при использовании ТТВ. Приведены теоретический анализ механических потерь мощности на трение в основных сопряжениях дизеля. Стендовыми испытаниями подтверждено уменьшение потерь мощности и улучшения внешней скоростной характеристики дизеля ЯМЗ-236 при использовании ТТВ.

Ключевые слова: *дизель, сопряжения деталей, механические потери, режим трения, триботехнологии восстановления, стендовые испытания*

REDUCTION OF MECHANICAL LOSSES IN THE BASIC MATING PARTS OF DIESEL ENGINES MACM AND ATT BY TRIBOTECHNOLOGIES OF RECOVERY

V. V. Aulin, S. V. Lysenko, T. N. Zamota

Abstract. At the decision of problems of increase of reliability of diesel mobile agricultural and motor technics important is the reduction of

mechanical losses in the main its coupling parts. In the work based on the implementation of tribotechnology of recovery (TTR) using copper-containing additives for motor oils and the processing flow of energies electric and magnetic fields explores this question. The theoretical justification tribocoupling "cylinder liner-piston ring", which is resource limiting one. The change in this friction modes when using TTR is shown. The theoretical analysis of mechanical power losses due to friction in the main mate diesel is given. Bench tests confirmed the reduction of power losses and improvement of the external speed characteristics of a diesel engine YAMZ-236 when using TTR.

Key words: diesel engine, coupling parts, mechanical losses, friction mode, tribotechnology of recovery, bench testing

УДК 629.083

**ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМ ТА АГРЕГАТІВ ЗАСОБІВ
ТРАНСПОРТУ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДІВ ТЕОРІЇ ЧУТЛИВОСТІ**

В. В. Аулін, доктор технічних наук

А. В. Гриньків, аспірант*

***Центральноукраїнський національний технічний університет
e-mail: Aulin52@mail.ru***

Анотація. *Аналіз діагностичних параметрів дає можливість якісно керувати технічним станом систем та агрегатів і засобів транспорту в цілому, тому для вирішення питань аналізу діагностичної інформації запропоновано реалізувати та узагальнювати їх у вигляді діагностичних рядів. Дане представлення сформоване на основі періодичного контролю систем та агрегатів засобів транспорту.*

Аналіз діагностичних рядів полягає у проведенні операції екстраполяції. Самі діагностичні параметри запропоновано представляти у вигляді адитивної моделі, що поєднує його регулярну та ймовірнісну складові. Виходячи з представлень даної моделі та сформованої процедури згладжування для п'яти та семи точок діагностичних параметрів стає можливим отримувати тренд їх зміни. Теоретично відображено аналіз діагностичних параметрів не за числовими їх значеннями, а за різницею зміни їх

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. В. Аулін**

© В. В. Аулін, А. В. Гриньків, 2017