УДК 621.891
DOI: 10.15276/pidtt.1.69.2025.04
Косолапов В. Б.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ ПІДТРИМАННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Анотація. *У статті проаналізовано вплив стану мастильної плівки робочої рідини гідроприводів на продуктивність дорожньо-будівельних машин циклічної дії з гідростатичною трансмісією, зокрема фронтального навантажувача ПМТС-1200. Основну увагу приділено впливу швидкості виконання робочих операцій машиною на загальну продуктивність. Для визначення швидкості з урахуванням силового навантаження двигуна використовується рівняння балансу потужності машини.*

Аналіз факторів, які впливають на продуктивність навантажувача, показує, що ключовими величинами є коефіцієнти подачі гідронасоса і об'ємного ККД гідромотора. Визначення цих коефіцієнтів базується на зміні витоків робочої рідини через щілини в поршневих парах і розподільчій парі качаючого вузла. Ці показники визначалися за період із мінімальною інтенсивністю зміни ККД гідронасоса і гідромотора, тобто в усталеному режимі зношування. Також враховувалося падіння їхнього ККД під час припрацювання.

Експериментальні дослідження проводилися із застосуванням гідравлічної рідини МГЕ-46В, властивості якої визначені стандартом ТУ 38 001347-83. Дослідження несучої здатності мастильної плівки проводилися на пристрої з контактом "кулька-кулька" при різних температурах і навантаженнях. Результати показали, що несуча здатність мастильної плівки зменшується зі збільшенням напрацювання рідини, найбільша зміна відбулася за температури 293 К.

Дослідження зносу поверхонь тертя проводилися на чотирикульковій машині тертя МАСТ-1. Виявлено, що функція зносу є нелінійною, і інтенсивність зносу зі збільшенням напрацювання в межах від 0 до 1000 годин збільшується майже на 65%. Залежність зносу від несучої здатності мастильної плівки визначена графоаналітичним методом, що дозволило моделювати зміни в поршневій парі аксіально-поршневого насоса.

© Косолапов В. Б., 2025

Розрахунок продуктивності навантажувача показав, що зниження несучої здатності мастильної плівки призводить до значного, нелінійного зниження продуктивності машини. Чим більший азор поршневої пари, тим швидше знижується продуктивність при зменшенні несучої здатності мастильної плівки. Тому необхідний контроль несучої здатності мастильної плівки для підтримки високої продуктивності навантажувача.

Ключові слова: *гідростатична трансмісія, несуча здатність мастильної плівки, – гідромеханічний ККД, об'ємний ККД, знос, поверхняя тертя.*

Вступ. Підвищення ефективності використання дорожньо-будівельних машин значною мірою визначається гідрофікацією приводу робочих органів і приводу їх ходової системи. Нині в конструкціях ходової системи бульдозерів: Caterpillar D6K2 XL, SEM 822D, Shantui DH17F, асфальтоукладальників: ДС-173, ДС-179, СД-404, котків: КС-1, ДУ-71, навантажувачів: ТМ-3, ПМТС-1200, BOBCAT T35.130S, екскаваторів: ATLAS 140W, Case WX175E SR, Avant 200, Hyundai R140LC широко застосовують гідростатичні трансмісії [1…4].

Аналіз публікацій. Трансмісія багатьох дорожньо-будівельних машин виконана з застосуванням гідростатичної трансмісії (наприклад ГСТ-90) [5, 6, 7, 8]. У процесі експлуатації приводу трансмісії в міру зношування робочих поверхонь збільшуються зазори та зменшується тиск нагнітання, що веде до зростання витоків робочої рідини (РР), а отже, до зниження об'ємного та загального коефіцієнт корисної дії (ККД), і, загалом, продуктивності машин. [9, 10]

Усі гідроагрегати гідростатичної трансмісії періодично працюють в умовах несталих режимів навантаження, за яких виникає граничний режим змащення. Руйнування граничної мастильної плівки має велике значення для практики, тому що може призвести до катастрофічних наслідків під час роботи трибосистем унаслідок безпосереднього контакту рухомих сполучених поверхонь, що призводить до схоплювання, заїдання і підвищеного зносу сполучених деталей [7]. Максимальне зовнішнє навантаження, за якого відбувається руйнування мастильної плівки, називається її несучою здатністю [11]. Дослідженню зміни величини несучої здатності адсорбованої на поверхнях тертя мастильної плівки у процесі експлуатації будівельних і дорожніх машин присвячено досить багато робіт. [12, 13, 14]. Однак, досі не повною мірою сформовано зв'язок між несучою здатністю мастильної плівки на поверхнях тертя, її зміною у процесі експлуатації будівельних і дорожніх машин та ефективністю їх роботи.

Мета дослідження. Метою даної роботи є визначення впливу підтримання оптимальної несучої здатності мастильної плівки робочої

рідини гідроприводів (РР) дорожньо-будівельних машин на ефективність їх експлуатації.

Основний матеріал дослідження. Більшість дорожньо-будівельних машин є машинами циклічної дії. Продуктивність таких машин визначається як

$$W = \frac{Q_м \cdot k_ч}{t_ц} \cdot n_ц \tag{1}$$

де $Q_м$ – корисне навантаження;

$k_ч$ – коефіцієнт використання машини з часом.

$n_ц$ – кількість циклів, виконаних протягом розрахункового періоду,

$t_ц$ – тривалість циклу робочої операції.

Аналіз формули (1) показує, що значний, або і вирішальний вплив на продуктивність дорожніх машин має швидкість їхнього руху. Після підстановки в рівняння робочого балансу потужності машини відповідних складових і перетворення рівняння, отримуємо залежність для визначення робочої швидкості руху з урахуванням силового завантаження двигуна машини:

$$v_p = \frac{N_e - \dfrac{N_{ВВП_{хх}}}{\eta_{ВВП}}}{\dfrac{G_к \cdot (f_к \pm i)}{(\eta_{1о} \cdot \eta_{1гм} \cdot \eta_{2о} \cdot \eta_{2гм} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5) \cdot (1 - \delta_б)} + \dfrac{N_{тп}}{\eta_{ВВП}}}, \tag{2}$$

$$\left[\frac{G_к \cdot (f_к \pm i)}{(\eta_{1о} \cdot \eta_{1гм} \cdot \eta_{2о} \cdot \eta_{2гм} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5) \cdot (1 - \delta_б)} + \frac{N_{пп} \cdot Q_{кн}}{\eta_{ПР}} \right] \cdot v_p = N_e$$

де N_e – ефективна потужність двигуна;

$N_{ВВП_{хх}}$ – втрата потужності при холостому ходу робочих механізмів машини;

$N_{тп}$ – втрата потужності на технологічний процес машини;

$N_{пп}$ – питома потужність на технологічний процес машини;

$G_м$ – експлуатаційна вага машини;

$f_к$ – коефіцієнт опору переміщенню (пневматиків, гусениць) машини;

i – ухил місцевості;

$\delta_б$ – коефіцієнт буксування;

$\eta_{1о}$ – коефіцієнт подачі насоса;

$\eta_{1м}$ – гідромеханічний ККД насоса;

$\eta_{2о}$ – об'ємний ККД мотора;

$\eta_{2гм}$ – гідромеханічний ККД мотора;

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

η_3 – ККД коробки зміни швидкостей;

η_4 – ККД головної передачі та диференціала;

η_5 – ККД бортових передач;

$N_{пп}$ – питома потужність на технологічний процес;

$Q_{гр}$ – маса корисного навантаження

B – робоча ширина захвату робочого органу

$\eta_{ПР}$ – ККД, що враховує втрати потужності в приводі робочого органу

Аналіз виразу (2) показує, що величинами, які впливають на робочу швидкість машини, є коефіцієнт подачі насоса і об'ємний ККД мотора.

Коефіцієнт подачі насоса, з урахуванням виразу для визначення загальної витрати витоку робочої рідини через кільцеву щілину поршневої пари [6] і початкового припрацювання поверхонь, визначається як

$$\eta_{1o} = \eta_0 - \frac{\Delta P \cdot \left(\delta_0 + \Delta\delta\right)^3}{3 \cdot \mu \cdot L^2 \cdot D_{BT} \cdot \omega}, \tag{3}$$

де η_0 – коефіцієнт подачі насоса після припрацювання трибосистем;

ΔP – перепад тиску рідини в порожнинах перед поршнем і за поршнем;

L – довжина поршня або щілини;

μ – динамічна в'язкість рідини;

D_{BT} – діаметр втулки;

ω – номінальна кутова швидкість;

δ_0 – початковий зазор між поршнем і втулкою;

$\Delta\delta$ – зміна зазору поверхонь поршня і втулки в процесі експлуатації.

Таким же чином визначаємо об'ємний ККД мотора

$$\eta_{2o} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P \cdot \left(\delta_0 + \Delta\delta\right)^3}{3 \cdot \mu \cdot L^2 \cdot D_{BT} \cdot \omega}} - \Delta\eta_{пп}, \tag{4}$$

де $\Delta\eta_{пп}$ - значення, що враховує падіння об'ємного ККД мотора під час припрацювання поверхонь.

Моделювання виконували, спираючись на паспортні характеристики фронтального навантажувача ПМТС-1200. Основну увагу в дослідженні приділяли гідравлічній рідині МГЕ-46В, яку використовували з різним ступенем напрацювання у гідроприводі цього навантажувача. Відібрані зразки рідини були взяті з системи приводу трансмісії навантажувача.. Властивості робочої рідини відповідали стандартам ТУ 38 001347-83.

Експериментальні дослідження. Експериментальні дослідження стійкості мастильної плівки в залежності від напрацювання проводилися за методикою, описаною у роботі [15]. Умови експерименту включали покрокове навантаження контакту "кулька-

кулька" масою 0,010 кг. Температура робочої рідини варіювалася в межах від 293 до 353 К з кроком 30 К. Час витримки трибосполучення у середовищі робочої рідини після видалення оксидного шару становив 600 секунд. Результати експерименту з визначення залежності несучої здатності змащувальної плівки від напрацювання РР в процесі її експлуатації наведено на рис. 1.

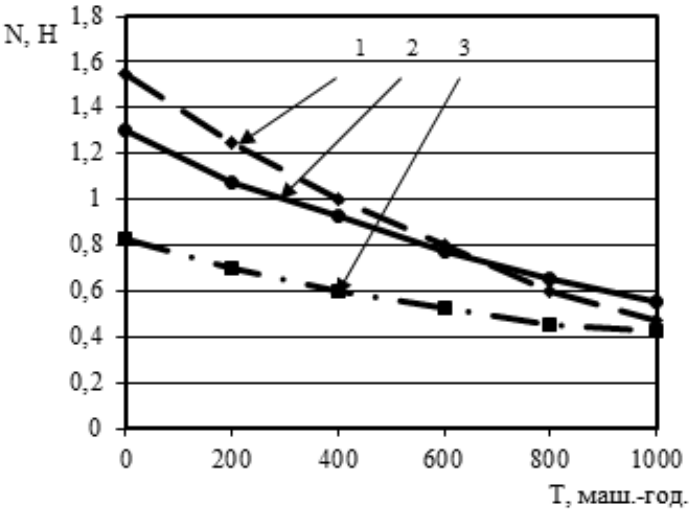

Рисунок 1 - Графік залежності несучої здатності мастильної плівки від напрацювання РР (1 - 293 К, 2 - 323 К, 3 - 353 К)

Як видно з графіка, представленого на рис. 1, функції несучої здатності змащувальної плівки мають монотонно спадний характер зі збільшенням напрацювання РР. Найбільш інтенсивне зниження несучої здатності плівки спостерігається за температури 293 К. За температури 353 К значення несучої здатності плівки мастильної плівки мінімальні.

У наступному експериментальному дослідженні аналізувалася зносостійкість поверхонь тертя в залежності від напрацювання робочої рідини (РР). Він проводився на піраміді кульок, що використовувалися в чотирикульковій машині тертя МАСТ-1 за таких умов: температура робочої рідини складала t = 323 К; швидкість обертання кульок становила v = 1,84·10-3 м/с; навантаження в контакті варіювали в межах N = 1 Н; напрацювання робочої рідини змінювали від Т = 0 до 1000 маш.-год.; чистота робочої рідини відповідала не нижче 10 класу за ГОСТ 17216-2001; час навантаження трибосполучення складав 1800 секунд.

Результати експериментального дослідження залежності зносу поверхонь тертя від напрацювання РР в умовах граничного змащення представлені на рис. 2.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

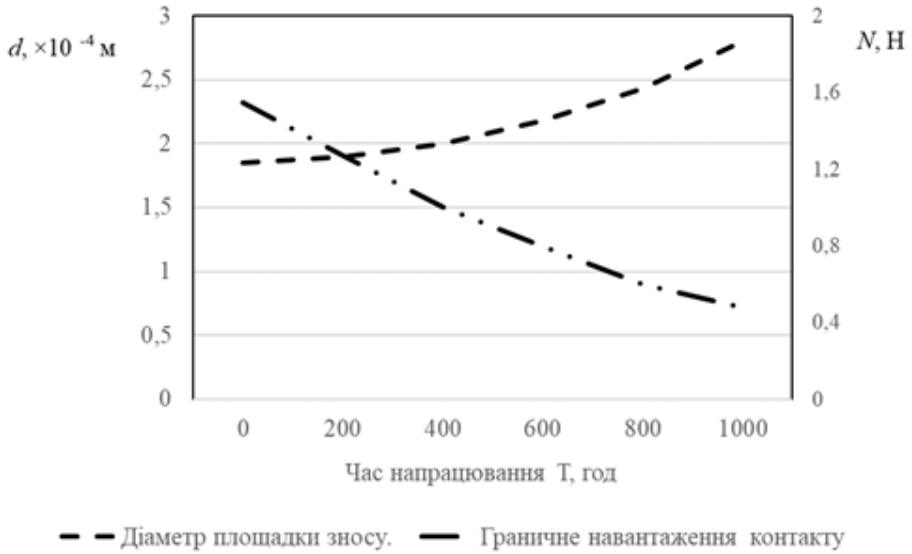

Рисунок 2 - Графік залежності діаметра плями зносу та несучої здатності мастильної плівки від напрацювання РР за температури робочої рідини t = 323 К

Аналіз результатів випробувань гідравлічної рідини МГЕ-46В на рис. 2 показав, що функція зносу та несучої здатності мастильної плівки від напрацювання РР демонструє нелінійний характер і зі збільшенням напрацювання інтенсивність зносу сполучення збільшується приблизно на 65%. Графік функція зносу добре корелюється зі зменшенням несучої здатності адсорбованої мастильної плівки на поверхнях пар тертя.

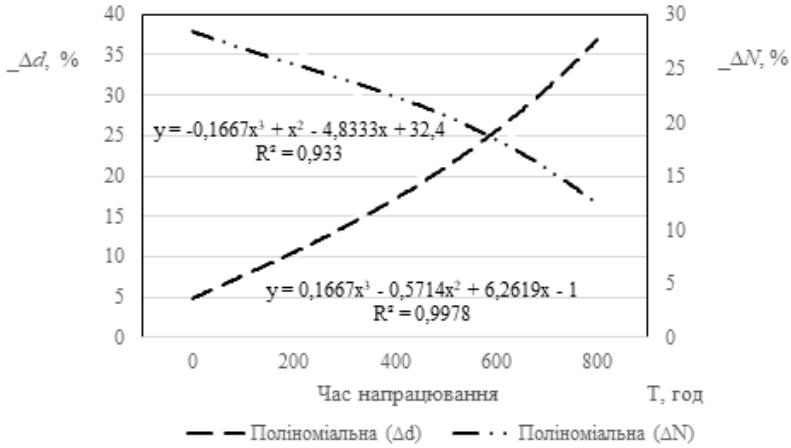

Рисунок 3 – Графік залежності інтенсивності зміни діаметра плями зносу та несучої здатності мастильної плівки від напрацювання РР за температури робочої рідини t = 323 К

Відомо, що чотирикулькова машина тертя МАСТ-1 моделює контакт вищих кінематичних пар, до яких належить контакт поршневої

пари аксіально-поршневого насоса в умовах граничного змащення [16]. Це твердження дає змогу прийняти правомірною умову адекватності зміни зносу кульок і зазору поршневої пари аксіально-поршневого насоса.

Умова адекватності має наступний вигляд

$$\frac{d_i}{d_0} = \frac{\delta_i}{\delta_0}, \tag{5}$$

де d_i – діаметр плями зносу при і-му напрацюванні РР;

d_0 – діаметр плями зносу при використанні РР в стані постачання;

δ_i – зазор поршневої пари під час і-того наробітку РР;

δ_0 – зазор поршневої пари при використанні РР в стані постачання.

Відповідно до залежності несучої здатності мастильної плівки від напрацювання РР (рис. 1) і діаметра плями зносу від напрацювання РР (рис. 2) графоаналітичним методом визначено залежність зносу від несучої здатності мастильної плівки (рис. 4).

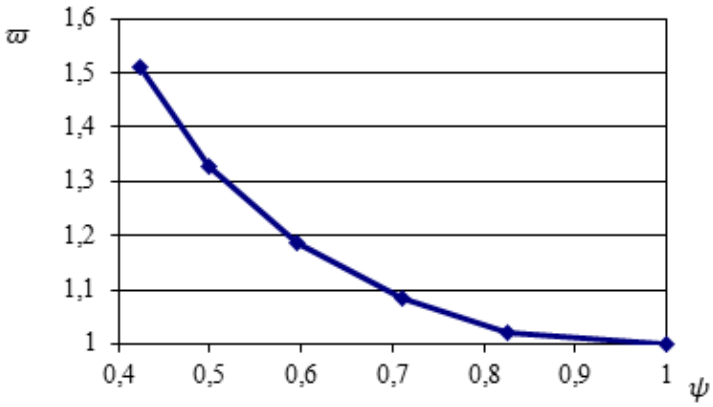

Рисунок 4 - Залежність відносного зазору поршневої пари від відносної несучої здатності мастильної плівки РР

Для адекватної оцінки експериментальних даних значення величин наводимо у відносних одиницях. Дані наводимо за температури РР 323 К.

Відносна несуча здатність мастильної плівки виразиться як

$$\psi = \frac{N_i}{N_0}, \tag{6}$$

де N_i – несуча здатність змащувальної плівки за і-го напрацювання РР;

N_0 – несуча здатність змащувальної плівки РР у стані постачання.

Відносний діаметр плями зносу

$$\varpi = \frac{d_i}{d_0}. \tag{7}$$

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Результати проведених досліджень залежності відносного діаметра плями зносу від відносної несучої здатності змащувальної плівки РР наведено на графіку (рис. 3).

За даними, наведеними на рисунку 3, було отримано залежність, що описує закономірність зміни відносного зазору поршневої пари від відносної несучої здатності мастильної плівки РР

$$\frac{\delta_i}{\delta_0}\left(\frac{N_i}{N_0}\right) = 2{,}1094 \cdot \left(\frac{N_i}{N_0}\right)^2 - 3{,}8447 \cdot \frac{N_i}{N_0} + 2{,}7432 \quad , \qquad (8)$$

величина достовірності апроксимації R2 = 0,9936.

Здійснюємо розрахунок продуктивності навантажувача за початкового та поточних значень зазору поршневої пари за формулою (1) і обчислюємо відносну продуктивність

$$\Delta W = \frac{W_i}{W_0} \quad , \qquad (9)$$

де W_i – продуктивність навантажувача при поточному зазорі поршневої пари;

W_0 – продуктивність навантажувача при початковому зазорі поршневої пари.

Результати розрахунків відносної продуктивності навантажувача представлено на рисунку 5.

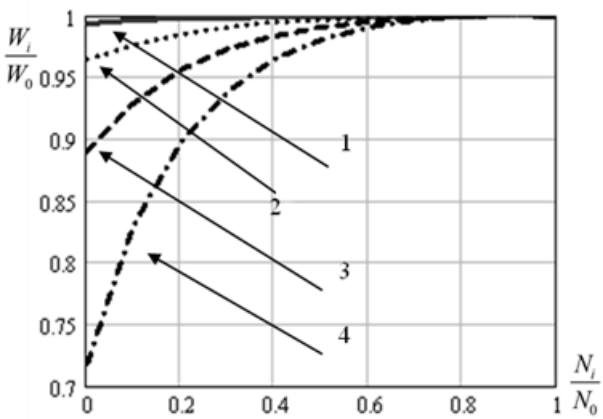

Рисунок 5 - Графік залежності відносної продуктивності навантажувача ΔW від відносної несучої здатності мастильної плівки РР ΔN при зміні зазору δ_0 в поршневій парі

(1. – $\delta_0 = 10 \cdot 10^{-6}$ м, 2. – $\delta_0 = 20 \cdot 10^{-6}$ м, 3 – $\delta_0 = 30 \cdot 10^{-6}$ м, 4 – $\delta_0 = 40 \cdot 10^{-6}$ м)

Як видно з графіка на рисунку 4 вплив несучої здатності мастильної плівки РР на продуктивність навантажувача досить суттєва. В залежності від параметрів трибосполучення, зокрема при зміні зазору

в межах 10…30 мкм при зменшенні несучої здатності мастильної плівки РР, прогнозована зміна відносної продуктивності може становити від 5% до 25%. При зміні відносної несучої здатності мастильної плівки РР в межах 0…35%, незалежно від величини зазначеного діапазону зазорів у поршневій парі, змін відносної продуктивності навантажувача ΔW не прогнозуються. Найбільші зміни відносної продуктивності в бік її зменшення, відповідно до графіку на рисунку 4, очікуються за величини відносної несучої здатності мастильної плівки РР менше 0,2. Тобто при зменшенні несучої здатності більше ніж на 80%. Таким чином, можна виділити три діапазони на графіку залежності відносної продуктивності навантажувача ΔW від відносної несучої здатності мастильної плівки РР ΔN при зміні зазору δ_0 в поршневій парі. Перший діапазон $\frac{N_i}{N_0}$ в межах 1…0,75. В цьому діапазоні змін відносної продуктивності навантажувача ΔW практично не прогнозуються. Другий діапазон $\frac{N_i}{N_0}$ в межах 0,75…0,2 передбачає досить повільні зміни відносної продуктивності, в межах до 4%. І третя зона $\frac{N_i}{N_0}$, зона зі швидким зменшенням відносної продуктивності, яку можна вважати не бажаною, менше 0,2, де зміни досягають 20%.

Висновки

1. Експериментальні дослідження стійкості мастильної плівки в залежності від напрацювання
2. Зміна відносної несучої здатності мастильної плівки РР в межах 1…0,75. зміна відносної продуктивності навантажувача ΔW практично не відбуваються.
3. Зміна відносної несучої здатності мастильної плівки РР в межах 0,75…0,2 передбачає повільні зміни відносної продуктивності, в межах до 4%.
4. Зміна відносної несучої здатності мастильної плівки РР менше 0,2 супроводжується швидким зменшенням відносної продуктивності, а її зміни досягають 20%.
5. На підставі наведеного аналізу, за для підтримки продуктивності машини і відповідно підтримання високого рівня ефективності експлуатації машини виникає необхідність організації контролю несучої здатності мастильної плівки РР.
6. Контроль несучої здатності мастильної плівки робочої рідини дозволяє своєчасно визначити необхідність її заміни, що значно знижує темп зносу рухомих сполучень качаючого вузла у гідронасосах та гідромоторах ГСТ, підвищуючи ефективність експлуатації дорожньо-будівельних машин в цілому.

Список використаних джерел

1. Офіційний сайт Milton CAT [Електронний ресурс] / Режим доступу https://www.miltoncat.com/machinery-equipment/new Дата звернення: 20.06.2024)
2. Офіційний сайт Komatsu [Електронний ресурс] / https://www.komatsu.com/en/industries/construction/
3. Офіційний сайт Hyundai Construction Equipment [Електронний ресурс] / Режим доступу https://www.hyundai-ce.eu/en/products/excavators/compact-excavators/hx17a-z (Дата звернення: 20.06.2024)
4. Офіційний сайт BOBCAT [Електронний ресурс] / Режим доступу https://www.bobcat.com/na/en/industry/construction (Дата звернення: 20.06.2024)
5. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів : монографія / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Н.О. Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – 352 с.
6. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Аврунiна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
7. Шевченко В.О. Структура адаптаційних заходів щодо пристосування землерийно-транспортної машини до умов експлуатації. Збірник тез та доповідей міжнародної конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії". 11–12 березня 2024 року – Харків: ФОП Бровін О.В., 2024. – С.184-188
8. Разарьонов Л. В. Особливості навантаження гідростатичного тягового приводу короткобазового навантажувача при виконанні розвороту / Л.В. Разарьонов. // зб. наукових. пр.: Будівництво. Матеріалознавство. Машинобудування. Серія: Підйомно-транспортні, будівельні та дорожні машини й устаткування. – Дн – ск: ВГУЗ ПГАСА. – 2013. – №72. – С. 193–198.
9. Хмара Л.А. Дорожні машини: Машини для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг: навч. посібник. Ч.II / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко [та ін.]. - Київ-Дніпропетровськ: НТУ . – 2013.-399 с.
10. Косолапов В.Б. Оцінка впливу наробітку робочої рідини на вихідні параметри гідромотора трансмісії фронтального навантажувача // Вестник ХНАДУ : сб. научн. тр. – Харьков : ХНАДУ. – 2020. – Вып. 88. – с. 115 – 119
11. Термінологічний словник-довідник з трибології, надійності та нанотехнологій / [Івщенко Л. Й., Черкун В. Ю., Кубіч В. І., Черкун В. В.]; за заг. ред. Л. Й. Івщенка – Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. – 116 с.

12. Литовка С. В. Вплив робочих параметрів рідини гідроприводу на стійкість адсорбційної плівки до зовнішнього навантаження в режимі граничного тертя / С.В. Литовка // Проблеми трибології. – 2008. – № 4 (59). – С. 22–25.
13. Літовка С. В. Оцінка впливу несучої здатності мастильної плівки робочої рідини на вихідні параметри об'ємного гідроприводу трансмісій сільськогосподарської техніки / С.В. Литовка, В.Б. Косолапов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка – 2011. – Вип. 107. – Т.2 – С. 114 – 119
14. Еластогідродинамічні аспекти мащення в умовах локальних контактів тертя. : дис. канд. техн. наук : 05.02.04 / Глухонець Андрій Олексійович ; – Національний транспортний ун=т. = Київ, 2021. – 191 с.
15. Кузьменко А. Г. Метод испытаний на износ со смазкой по четырехшариковой схеме (теория износа шаров в ЧШМ) / А. Г. Кузьменко, А. В. Дыха // Проблеми трибології. 2000. № 3. С. 3040.
16. Методи контактної трибомеханіки мастильних шарів і моделі зношування при граничному терті : дис. д-ра техн. наук : 05.02.04 / Диха Олександр Володимирович ; Хмельниц. нац. ун-т. – Хмельницький, 2009. – 399 с.

INFLUENCE OF MAINTAINING THE OPTIMAL BEARING CAPACITY OF THE LUBRICATING FILM OF THE WORKING FLUID OF HYDRAULIC DRIVES OF ROAD CONSTRUCTION MACHINES ON THE EFFICIENCY OF THEIR OPERATION

Kosolapov V.
Kharkov National Automobile and Highway University;

Abstract *The article analyses the influence of the state of the lubricating film of the hydraulic fluid on the performance of road construction machines with cyclic action with hydrostatic transmission, in particular, the PMTS-1200 front-end loader. The main attention is paid to the influence of the speed of performing work operations by the machine on the overall productivity. The machine power balance equation is used to determine the speed taking into account the engine power load.*

An analysis of the factors that affect the performance of the loader shows that the key values are the flow rates of the hydraulic pump and the volumetric efficiency of the hydraulic motor. The determination of these coefficients is based on the change in working fluid leakage through the gaps in the piston pairs and the distribution pair of the pumping unit. These indicators were determined for the period with the minimum intensity of changes in the efficiency of the hydraulic pump and hydraulic motor, i.e. in the steady-state wear mode. A drop in their efficiency during run-in was also taken into account.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Experimental studies were carried out using MGE-46V hydraulic fluid, the properties of which are defined by TU 38 001347-83. The bearing capacity of the lubricating film was studied on a device with a ball-to-ball contact at different temperatures and loads. The results showed that the bearing capacity of the lubricating film decreases with increasing fluid consumption, with the greatest change occurring at a temperature of 293 K.

The wear of friction surfaces was studied on a four-ball friction machine MAST-1.

It was found that the wear function is nonlinear, and the wear intensity increases by almost 65% with the increase in operating time in the range from 0 to 1000 hours. The dependence of wear on the bearing capacity of the lubricating film was determined by the graph-analytical method, which made it possible to model changes in the piston pair of the axial piston pump.

The calculation of the loader's performance showed that a decrease in the bearing capacity of the lubricating film leads to a significant, nonlinear decrease in the machine's performance. The larger the piston pair's azor, the faster the productivity decreases with a decrease in the bearing capacity of the lubricating film. Therefore, it is necessary to control the load-bearing capacity of the lubricant film to maintain high productivity of the loader.

Keywords: *hydrostatic transmission, bearing capacity of the lubricating film, - hydromechanical efficiency, volumetric efficiency, wear, friction surface*