

УДК 665.73

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.92.1.167

ОЦІНКА ВПЛИВУ НАРОБІТКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ГІДРОМОТОРА ТРАНСМІСІЇ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Косолапов В. Б.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Здійснено експериментальні дослідження впливу наробітку робочої рідини (РР) на швидкість зміни об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД) гідромотора об'ємного гідропривода трансмісії (ОГТ) фронтального навантажувача. Продемонстровано, що збільшення наробітку РР у процесі експлуатації машини визначає за інших рівних умов збільшення швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора ОГТ.

Ключові слова: фронтальний навантажувач, об'ємний гідропривід трансмісії, робоча рідина, гідромотор, несна здатність мастильної плівки, зношування, ККД.

Вступ

Важливою умовою підвищення експлуатаційних характеристик будівельних і дорожніх машин (БДМ) є застосування гідроприводів. Нині як привід робочих органів БДМ, а також як привід трансмісій використовують об'ємний гідропривід (ОГ). Так, наприклад, на фронтальних навантажувачах середнього вагового класу компаній Liebherr, Komatsu, JCB використовують гідростатичні трансмісії. Застосування ОГ є важливою умовою підвищення експлуатаційних характеристик фронтального навантажувача [1, 2, 3, 4].

Аналіз публікацій

За даними численних досліджень визначено, що до 70 % відмов у роботі сучасних мобільних машин припадає на частку гідропривода [5, 6]. У процесі експлуатації ОГ через зношування робочих поверхонь збільшуються зазори в рухливих спряженнях елементів гідропривода, а отже, збільшуються витoki РР і відбувається зниження продуктивності машини. Зношування робочих поверхонь агрегатів гідропривода є результатом силової взаємодії мікрорельєфу сполучених поверхонь у присутності мастильного матеріалу, яким є РР [6, 7, 8].

Відомо, що ресурс агрегатів гідропривода визначається фізико-хімічними властивостями РР і частково її здатністю зменшувати питоме навантаження в контактних сполучених рухливих поверхнях [7, 8]. Гідроагрегати БДМ, зокрема фронтального навантажувача, працюють в умовах несталих режимів навантаження. Для цього режиму роботи використовують граничний режим змащення в рухливих трибосполученнях. За граничного режиму змащення в присутності мастильного

матеріалу поділ поверхонь тертя відбувається завдяки мастильній плівці, яка утворюється на їхніх поверхнях з поверхнево-активних речовин (ПАР), що належать до складу РР [8, 9]. Руйнування граничної мастильної плівки супроводжується появою схоплювання та заїдання рухливих сполучених поверхонь. Наслідком цього є підвищене зношування деталей гідроагрегатів [6]. Ця обставина зумовлює значення якості як поверхневого шару поверхонь рухливих сполучень, так і РР на працездатність елементів гідроприводу, що застосовують. Здатність мастильної плівки РР розділяти поверхні тертя визначається міцністю структурованих шарів ПАР, адсорбованих на сполучених поверхнях, тобто їхньою несною здатністю [9, 10].

У процесі експлуатації гідропривода трансмісії відбувається старіння РР [6, 8, 9], тобто відбувається погіршення її експлуатаційних властивостей, зокрема зменшення несної здатності мастильної плівки, яке призводить до підвищення зношування поверхонь рухливих сполучень ОГТ [10].

Мета і постановка завдання

Метою роботи є аналіз впливу наробітку РР на швидкість зміни об'ємного ККД аксіально-поршневого гідромотора трансмісії фронтального навантажувача. Для досягнення поставленої мети необхідно експериментально дослідити вплив терміну наробітку РР на зміни об'ємного ККД гідромотора фронтального навантажувача.

Результати досліджень

Найчастіше в гідроприводах БДМ застосовують аксіально-поршневі регульовані насоси та аксіально-поршневі нерегульовані

гідромотори. Ці гідроагрегати є найбільш коштовними елементами гідропривода, а також такими, що визначають працездатність гідроприводів машини загалом.

Аксіально-поршневий нерегульований гідромотор є найбільш навантаженим агрегатом ОГТ фронтального навантажувача. Це зумовлене сукупністю зовнішніх навантажень і внутрішніх збурювань трансмісії, що діють на машину. Тому як об'єкт цього дослідження розглядався гідромотор МП-90. Як РР застосовувалося гідравлічне мастило MANITOU HUILE HYDRAULIQUE ISO HV46 з різним наробітком. Відбір проб здійснювався із системи привода трансмісії фронтального навантажувача ПМТС-1200. Властивості РР відповідають стандарту ISO HV 46. Несна здатність мастильної плівки РР визначалася за методикою на пристрої, які наведені в роботах [8, 9].

Випробування гідромотора МП-90 здійснювалися на стенді, схема якого наведена на рис. 1.

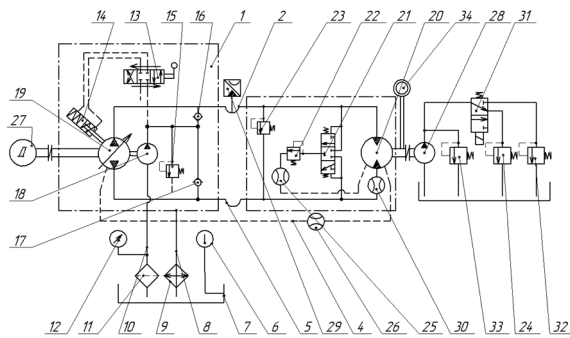


Рис. 1 Схема стенда діагностики гідромотора:

1 – насос; 2 – гідролінія нагнітання; 3 – гідромотор; 4 – лінія дренажу; 5 – гідролінія низького тиску; 6 – показник температури; 7 – бак; 8 – зливальна лінія; 9 – масляний радіатор; 10 – лінія всмоктування; 11 – фільтр; 12 – вакуумметр; 13 – розподільник керування; 14 – сервоциліндр; 15 – запобіжний клапан підживлення; 16, 17 – зворотні клапани; 18 – аксіально-плунжерний насос; 19 – насос підживлення; 20 – аксіально-плунжерний гідромотор; 21 – човниковий золотник підживлення; 22 – клапан підживлення; 23, 24, 32, 33 – запобіжні клапани; 25 – витратомір (лічильник рідини ШЖУ-40/1,6), 26 – витратомір (лічильник рідини ШЖУ-40/0,6), 27 – електродвигун; 28 – навантажувальний насос; 29 – датчик тиску; 30 – витратомір (індикатор ИРЕ-200); 31 – розподільник; 34 – датчик частоти обертання

Стенд працює в такий спосіб: гідромотор, що випробовують, встановлюють на стенді згідно з рис. 1. РР прогрівається до робочої температури (323 К), важіль керування сервоциліндра 4 встановлюють в крайнє положення.

Тиск у лінії нагнітання 2 створюється гальмуванням вихідного вала гідромотора 20 навантажувальною станцією. Гальмування здійснюється в динамічному режимі, тобто вал гідромотора 20 обертається під заданим навантаженням. Циклограма навантаження гідромотора на стенді наведена на рис. 2. Для автоматизації контролю параметрів і керування в лінію нагнітання 2 встановлений датчик тиску з аналоговим електричним вихідним сигналом 29.

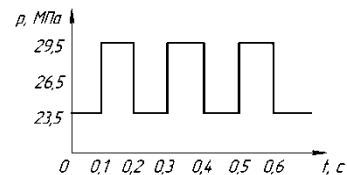


Рис. 2 Циклограма навантаження гідромотора на стенді діагностики.

Температура РР контролюється термометром 6. У лінію низького тиску 5 вбудований витратомір 30 (індикатор витрати ИРЕ-200). У лінію дренажу 4 вбудований витратомір 26 (лічильник рідини ШЖУ-40/0,6). Паралельно заглушеному каналу клапана підживлення 22 (корпус гідромотора 20) підключено витратомір 25 (лічильник рідини ШЖУ-40/1,6).

Експериментальні дослідження щодо впливу наробітку РР на швидкість зміни об'ємного ККД гідромотора навантажувача МП-90 здійснювалися за таких умов:

- температура РР – $t = 323$ К;
- частота обертання приводного вала насоса – $n = 25$ с⁻¹;
- наробіток РР варіювався в межах $T = 0 \dots 720$ мотогодин із кроком 200 мотогодин;
- чистота РР не нижче 10 класу за ДСТ 17216-2001;
- час випробування дорівнював 40 годин;
- тиск у лінії нагнітання – 26,5 МПа, амплітуда коливання – 6 МПа, частота коливання – 0,2 с (циклограма на рис. 2).

Для здійснення випробувань використовувалися два нові гідромотори МП-90, виготовлені за ТУ 3 України 5786106.010-93. Об'ємний ККД гідромотора визначали за залежністю [11]:

$$\eta_{ом} = \frac{V_0 \cdot n_m}{Q_B + Q_D - Q_{кл}}, \quad (1)$$

де V_0 – робочий об'єм гідромотора; n_m – частота обертання вихідної ланки гідромотора; Q_B – витрата, що вимірювалася витратоміром 30 на виході з гідромотора; Q_D – виток РР у дренажну лінію; $Q_{кл}$ – виток РР через клапан підживлення.

Швидкість зміни об'ємного ККД гідромотора визначали за виразом

$$v_{ом} = \frac{\eta_{ом}^H - \eta_{ом}^K}{T_{оп}}, \quad (2)$$

де $\eta_{ом}^H, \eta_{ом}^K \sim$ початкова й скінченна величини об'ємного ККД гідромотора; $T_{оп}$ – тривалість одного випробування.

За результатами випробування була отримана емпірична функція регресії, що описує залежність швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора ОГТ від несної здатності мастильної плівки РР:

$$v_{ом} = -\frac{10,6 \cdot 10^{-9}}{1 - 0,38 \cdot e^{2,7 \cdot N}}. \quad (3)$$

Графік залежності швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора $v_{ом}$ від несної здатності мастильної плівки РР N відповідно до функції регресії (3) наведено на рис. 3.

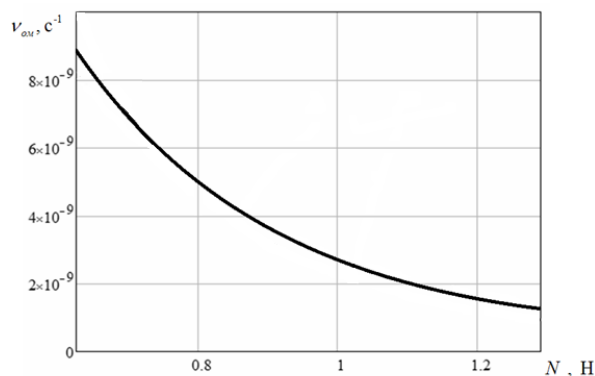


Рис. 3. Залежність швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора від несної здатності мастильної плівки РР

Аналіз емпіричної функції регресії (рис. 3) демонструє, що в разі зменшення несної здатності мастильної плівки РР спостерігається збільшення швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора. Цей чинник свідчить про збільшення швидкості зношу-

вання поверхонь рухливих сполучень гідромотора, а отже, про збільшення витоків

Висновки

Зменшення несної здатності мастильної плівки РР у процесі експлуатації БДМ визначає за інших рівних умов збільшення швидкості зміни об'ємного ККД гідромотора, зумовленого підвищенням зношуванням поверхонь сполучень.

Для запобігання підвищеного зношування рухливих поверхонь сполучень ОГТ у процесі експлуатації БДМ необхідно застосовувати РР, несна здатність мастильної плівки якої є вище за гранично припустиме значення.

Література

1. Wan, Lirong & Dai, Hanzheng & Zeng, Qingliang & Sun, Zhiyuan & Tian, Mingqian. (2020). Characteristic Analysis and Co-Validation of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission Based on the Wheel Loader. Applied Sciences. 10. 5900. 10.3390/app10175900.
2. K. Pettersson, K.-E. Rydberg and P. Krus. 'Comparative Study of Multiple Mode Power Split Transmissions for Wheel Loaders'. In: The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2011), May 18–20. Tampere, Finland, 2011.
3. K. Pettersson and P. Krus. 'Optimering av komplexa hydraulmekaniska transmissioner för hjullastare'. In: Hydraulikdagarna 2012. Linköping, Sweden, 2012.
4. Єфіменко О. В., Плугіна Т. В., Мусаєв З. Р. Оцінка адекватності розрахункової моделі натурної машини короткобазового колісного навантажувача. Технологія приборостроєння. 2018. С. 60–62.
5. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.
6. Зорин В. А. Основы работоспособности технических систем : учебник для студ. высш. учеб заведений. Москва: Издательский центр «Академия», 2009. 208 с.
7. Popov V. L. Contact mechanics and friction: Physical principles and applications. New York, 2017. Springer, 2010.
8. Лыиков Е. Н., Косолапов В., Воронин С. В. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и влияние на износ технических систем Харьков: ЭДЭНА, 2009. 274 с.
9. Косолапов В. Б., Литовка С. В. Влияние несущей способности смазочной пленки рабочей жидкости гидропривода на ее противоизносные свойства. Промислова гідравліка і пневматик. 2010. № 2 (28). С. 20–23.

10. Литовка С. В. Влияние эксплуатационных параметров рабочей жидкости гидропривода на стойкость адсорбционной пленки к внешней нагрузке в режиме граничного трения. Проблемы трибологии. 2010. № 4 (59). С. 22–25.
11. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. Москва: Машиностроение, 1982. 216 с.

References

1. Wan, Lirong & Dai, Hanzheng & Zeng, Qingliang & Sun, Zhiyuan & Tian, Mingqian. (2020). Characteristic Analysis and Co-Validation of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission Based on the Wheel Loader. Applied Sciences. 10. 5900. 10.3390/app10175900.
2. K. Pettersson, K.-E. Rydberg and P. Krus. 'Comparative Study of Multiple Mode Power Split Transmissions for Wheel Loaders'. In: The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2011), May 18–20. Tampere, Finland, 2011.
3. K. Pettersson and P. Krus. 'Optimering av komplexa hydraulmekaniska transmissioner för hjullastare'. In: Hydraulikdagarna 2012. Linköping, Sweden, 2012.
4. Yefimenko O. V., Plugina T. V., Musayev Z. R. Ocinka adekvatnosti rozrahunkovoyi modeli naturnoyi mashini korotkobazovogo kolisnogo navantazhuvacha. Tehnologiya priborostroeniya. 2018. S.60–62.
5. Pronikov A. S. Parametricheskaya nadezhnost mashin. Moskva: Izd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 2002. 560 s.
6. Zorin V. A. Osnovy rabotosposobnosti tehnikeskikh sistem : uchebnik dlya stud. vyssh. ucheb, zavedenij. Moskva: Izdatelskij centr «Akademiya», 2009. 208 s.
7. Popov V. L. Contact mechanics and friction: Physical principles and applications. New York, 2017. Springer, 2010.
8. Lysikov E. N., Kosolapov V., Voronin S. V. Nadmolekulyarnye struktury zhidkih smazochnyh sred I vliyanie na iznos tehnikeskikh sistem. Xarkiv: EDENA, 2009. 274 s.
9. Kosolapov V. B., Litovka S. V. Vliyanie nesushej sposobnosti smazochnoj plenki rabochej zhidkosti gidroprivoda na ee protivoiznosnye svoystva. Promislova gidravlika i pnevmatik. 2010. № 2 (28). S. 20–23.
10. Litovka S. V. Vliyanie ekspluatatsionnyh parametrov rabochej zhidkosti gidroprivoda na stojkost adsorbciionnoj plenki k vneshnej nagruzke v rezhime granichnogo treniya. Problemi tribologiyi. 2010. № 4(59). S. 22–25.
11. Kondakov L. A. Rabochie zhidkosti i uplotneniya gidravlicheskih sistem. Moskva: Mashino-stroenie, 1982. 216 s.

Косолапов Виктор Борисович, к.т.н., доц. кафедры будівельних і дорожніх машин,

тел. +38 066-777-77-77,
e-mail dr.tribolog@gmail.com.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

Оценка влияния наработки рабочей жидкости на выходные параметры гидромотора трансмиссии фронтального погрузчика

Аннотация. Выполнены экспериментальные исследования влияния наработки рабочей жидкости (РЖ) на скорость изменения объемного коэффициента полезного действия (КПД) гидромотора объемного гидропривода трансмиссии (ОГТ) фронтального погрузчика. Показано, что увеличение наработки РЖ в процессе эксплуатации машины определяет при прочих равных условиях увеличение скорости изменения объемного КПД гидромотора ОГТ.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, объемный гидропривод трансмиссии, рабочая жидкость, гидромотор, несущая способность смазочной пленки, износ, КПД.

Косолапов Виктор Борисович, к.т.н., доц. кафедры строительных и дорожных машин, тел. +38 066-777-77-77,
e-mail dr.tribolog@gmail.com

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, г. Харьков, 61002, Украина.

Assessment of the influence of the working fluid production on the output parameters of the transmission hydraulic motor of the front loader

Abstract. Problem. During the operation of the volumetric hydraulic drive of the front loader, as the surfaces of the movable interfaces of the hydraulic drive elements wear out, the gaps increase, and as a result, the leaks of the working fluid (WF) increase, and, therefore, the performance of the machine as a whole decreases. The resource of the hydraulic drive units is largely determined by the physicochemical properties of the WF, and in particular, the ability of the WF to reduce the specific load in the contact of the surfaces of the movable joints. During the operation of the transmission hydraulic drive, the aging of the fluid occurs. As a result, its operational properties deteriorate, including a decrease in the bearing capacity of the WF lubricant film. This leads to an increase in the wear of the interface surfaces of the volumetric hydraulic drive of the transmission (VHDT) and a decrease in the productivity of the machine. **Goal.** Experimental studies of the influence of the working fluid production on the rate of change of the volumetric efficiency of the hydraulic motor of the volumetric hydraulic drive of the front loader transmission have been carried out. **Methodology.** The tests of the MP-90 hydraulic motor were carried out at the stand. The object of the study was the hydraulic motor of the MP-90 frontal loader. Hydraulic oil MANITOU HUILE HYDRAULIQUE ISO HV46

with different operating time was used as the WF. Samples were taken from the transmission drive system of the PMTS-1200 front loader. The experimental ones were carried out under the following conditions: WF temperature, $t = 323$ K; rotational speed of the pump drive shaft, $n = 25$ s; the operating time of the WF varied within the range of $T = 0$ –720 motor-hours with a step of 200 motor-hours; the purity of RZ is not less than 10 class according to GOST 17216-2001; the test time was taken equal to 40 hours; pressure in the discharge line 26.5 MPa, vibration amplitude 6 MPa, vibration frequency 0.2 s. **Results.** It is shown that an increase in the operating time of the WF during the operation of the machine determines, other things being equal, an increase in the rate of change in the volumetric efficiency of the VHDT hydraulic motor. **Originality.** To prevent increased wear of the moving surfaces of the VHDT interfaces during the operation of the

front-end loader, it is necessary to use WF the bearing capacity of the lubricating film which is higher than the maximum permissible value. **Practical value.** The use of the results of the study will increase the VHDT of the hydraulic drive elements of the front loader and reduce the rate of decrease in its productivity during its operation.

Key words: energy-saving technologies, road panels, smart roads, road marking, alternative sources of electricity.

Kosolapov Viktor, Assoc. Prof., candidate of Engineering Sciences, Department of Construction and Road-Building Machinery, tel. 38 097-535-64-78, Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.
