

УДК 625.7.08.002.5

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.98

ВСТАНОВЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОПРИВОДІ ЕКСКАВАТОРА ЧЕТВЕРТОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ ЗА РІЗНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Пімонов І. Г., Погорілий І. В., Федючков М. В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У статті розглянуто гідропривід сучасного екскаватора, на якому встановлено вплив температури робочої рідини на потужність, у залежності від технічного стану гідро елементів. Проведені дослідження показали, що нові насоси й які мають експлуатаційний знос, мають різну раціональну температуру робочої рідини.

Ключові слова: робоча рідина, внутрішні витоки, ефективність машин, стабілізація температури, потужність.

Вступ

Неможливо уявити сучасні будівельні машини без оснащення їх гідравлічним приводом. Робота гідроприводу у значній мірі визначає ефективність експлуатації, як окремої машини, так і всього парку, який складається з нових і старих машин [1, 4]. Ефективність гідрофікованих машин забезпечується у процесі їх конструювання, виготовлення, а також експлуатації, де важливу роль відіграють параметри робочої рідини: ступінь її забруднення і температура (в'язкість) [3, 5]. Вплив температури робочої рідини на ефективність роботи гідроприводу і можливість управління працездатністю гідроприводу за допомогою температури досліджені недостатньо.

Аналіз публікацій

Робочі рідини гідроприводів використовуються як робоче тіло для приведення в дію різних агрегатів і механізмів. Додатково робочі рідини гідроприводів забезпечують мащення поверхонь тертя деталей елементів гідросистеми; тим самим забезпечується теплообмін між елементами гідросистеми та віддавання тепла у навколишнє середовище і захист елементів гідроприводу від корозії.

Для гідравлічних приводів екскаваторів слід використовувати рухливі і практично нестисливі рідини, що здатні працювати в широкому діапазоні температур (від +90 до -40 °С і нижче) та за підвищеного тиску (до 100 МПа). Тому рідини для гідросистем повинні: мати високу температуру кипіння і низьку температуру замерзання, добрі змащувальні властивості, невелику в'язкість і добрі в'язкісно-температурні властивості, які б забезпечували добре перетікання; не утво-

рювали пробок за робочих температур і не змінювалися в об'ємі з її зміною.

Одним з перспективних напрямів у визначенні раціональної температури робочої рідини є розробка нових конструкцій теплообмінників, нагрівачів діагностичних приладів, які зможуть давати оцінку технічного стану окремих елементів та гідроприводу в цілому. Встановлення раціональної температури робочої рідини як необхідний параметр гідравлічної системи є обов'язковим у разі використання сучасних методів підвищення ефективності експлуатації, технічного обслуговування та ремонту гідравлічних приводів.

Мета і постановка завдання

Метою статті є встановлення раціональних параметрів температури робочої рідини у гідроприводі екскаваторів четвертої розмірної групи, в залежності від технічного стану гідроелементів та умов експлуатації.

Основна частина

Для дослідження цього впливу використаємо ланцюг послідовно сполучених агрегатів гідроприводу екскаватора ЕО-4125: насос – розподільник – гідродвигун (гідроциліндр) – розподільник - фільтр – бак, та розділимо на лінійні ділянки і місцеві опори. Для визначення потужності, що підводиться до гідро двигуна, залежно від температури (в'язкість) робочої рідини і загального об'ємного ККД гідроприводу використовувалася наступна математична модель

$$N_{\text{дв}}(t_k, \eta_q) = N_{\text{н}}(t_k, \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta p_i(t_k, \eta_q) \cdot Q_i(t_k, \eta_q), \quad (1)$$

де $N_n(t_k, \eta_q)$ – гідравлічна потужність насоса залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі; $\Delta p_i(t_k, \eta_q)$, $\Delta Q_i(t_k, \eta_q)$ – відповідно втрати тиску і витрата на i -х ділянках залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі.

Граничні значення внутрішніх витоків у насосі приблизно в 50 разів перевищують значення внутрішніх витоків у розподільнику і в сотні разів – у гідроциліндрі [2, 5, 7] і визначають, в основному, об'ємний ККД всього гідроприводу. Загальне допустиме зниження об'ємного ККД гідроприводу визначається можливістю виконання функціонального призначення, економічною доцільністю використання або забезпеченням безпеки [2, 7]. Керуючись цими положеннями були розглянуті насоси з $\eta=0,98, 0,8$ і $0,65$ (новий, граничний стан за економічним критерієм і технічний граничний стан унаслідок втрати працездатності) в інтервалі температур від 10 до 70 °С.

Вплив температури робочої рідини на внутрішні витрати гідроагрегатів гідроприводу визначається за наступною залежністю [3]

$$Q = Q_m + Q_p + Q_{гц} = \pi d_n N \left[\frac{\Delta p S_n^3}{12\mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m L} - \frac{U_{ср} S_n}{2} \right] + \frac{\pi \Delta p S_p}{12\mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m \ln \frac{R}{r}} + Q_p + Q_{гц}, \quad (2)$$

де Q_n , Q_p , $Q_{гц}$ – відповідно внутрішні перетікання в насосі, розподільнику та гідроциліндрі; $\Delta p = p_1 - p_2$ – різниця тисків на вході й виході насоса; S_n , S_p – відповідно зазори в поршневному і в розподільному блоках насоса; N – кількість поршнів у насосі; $U_{ср}$, d_n – середня швидкість руху і діаметр поршня насоса; R , r – відповідно відстані від осі до зовнішньої та внутрішньої кромки розподільного отвору насоса; L – довжина ущільнювальної частини поршня насоса; m – показник ступеня, залежний від властивостей робочої рідини; μ – динамічна в'язкість робочої рідини.

Гідророзподільники, фільтри гідроприводу є складними гідравлічними опорами і не

піддаються аналітичному розрахунку. Тому гідравлічні характеристики цих гідроагрегатів визначаються експериментальним шляхом і вказуються в технічній документації (паспортних даних агрегата).

За витрат і в'язкості, що відрізняються від зазначених у паспортних даних, втрати тиску дорівнюють [1, 3]

$$\Delta p_{Q_i} = \Delta p_{Q_n} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \left(\frac{\nu_i}{\nu_n} \right)^n, \quad (3)$$

де Δp_{Q_n} – втрати тиску в гідроагрегаті за номінальної витрати й номінальної в'язкості; Δp_{Q_i} – втрати тиску в гідроагрегаті за розрахункової витрати й за розрахункової в'язкості.

При цьому для ламінарного режиму показники ступеня $m = 1$, $n = 1$, а при турбулентному – $m = 2$, $n = 0$. Внаслідок великої кількості місцевих опорів у цих гідроагрегатах виникає нестійкий перехідний режим руху робочої рідини. Тому беруть $m = 1,75 \dots 1,85$, $n = 0,15 \dots 0,25$.

Втрати гідравлічної потужності на окремих ділянках гідроприводу

$$\Delta N_i = \Delta p_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

Зі збільшенням температури робочої рідини її в'язкість зменшується і зменшуються втрати тиску і потужності в магістралях гідроприводу. Однак при цьому збільшуються внутрішні перетікання гідроагрегатів, що веде до збільшення втрат потужності.

Нові насоси ($\eta = 0,98$), дійсно, найбільшу потужність подають до гідродвигуна за температури 50 °С (крива 1, рис. 1).

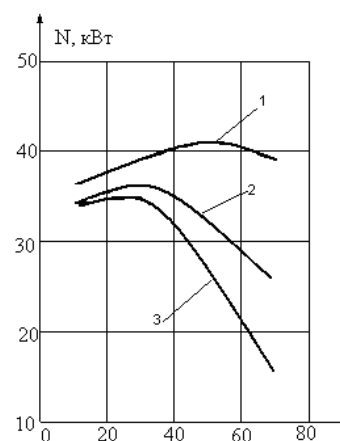


Рис. 1. Вплив температури робочої рідини на потужність, що надходить до гідродвигуна

Однак під час експлуатаційного зносу насоса і зменшення його коефіцієнта подачі зменшується і температура, за якої найбільша потужність надходить до гідродвигуна. Для насосів, що мають коефіцієнт подачі рівний 0,8, ця температура дорівнює 30 ... 35 °С (крива 2, рис. 1), а для насосів, що мають $\eta = 0,65$, – 10..20 °С (крива 3, рис. 1).

Висновки

Таким чином, проведені дослідження показали, що нові насоси й які мають експлуатаційний знос, мають різну раціональну температуру робочої рідини. За раціональних значень температури до гідродвигуна зношеними насосами може бути подана майже вдвічі більша потужність, ніж при 50 °С, рекомендованої для нових насосів (крива 1, 2 і 3, рис. 1). Приводна потужність насоса при цьому практично не змінюється.

Література

1. Факторы, влияющие на средний возраст парка машин. Обзор по материалам зарубежной печати. // Строительные и дорожные машины. 2008. №3. С. 28–29.
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин // Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
3. Пимонов И.Г., Фомин Р.А. Повышение эффективности диагностирования гидроприводов строительных машин // Научный вестник строительства. – Харьков: ХДТУБА.–2009. Випуск 52. –С.361– 365.
4. Аврунин Г.А., Пимонов И.Г., Мороз И.И. Регулирование температуры рабочей жидкости в объемных гидроприводах мобильных машин / Винницкий национальный аграрный университет, Ассоциация специалистов промышленной гидравлики и пневматики. Промислова гідроліка і пневматика, 2016. №1
5. Лур'є З.Я. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідроприводу із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини
6. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г.А. Аврунин, Є.Н. Цента // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2019. – № 2 (2019). – С. 68–76.
7. Orbital Motors Type OMP, OMR and OMH. – Danfoss. – Technical Information. – ENGINEERING TOMORROW. – powersolutions.danfoss.com.– 2 | Danfoss | January 2018. – 520L0262 | BC00000084en- US0402. – 116 p.

References

1. Faktory, vliyayushie na srednij vozrast parka mashin. Obzor po materialam zarubezhnoj pecha-

ti. // Stroitelnye i dorozhnye mashiny. 2008. №3. S. 28 - 29

2. Vasilchenko V.A. Gidravlichesкое oborudovanie mobilnyh mashin // Spravochnik. - M.: Mashinostroenie, 1983. - 301 s.
3. Pimonov I.G., Fomin R.A. Povyshenie effektivnosti diagnostirovaniya gidroprivodov stroitelnyh mashin. Nauchij visnik budivnictva. – Harkiv: HDTUBA - 2009. Vipusk 52. – s.361 – 365
4. Avrunin G.A., Pimonov I.G., Moroz I.I. Regulirovanie temperatury rabochej zhidkosti v obemnyh gidroprivod ah mobilnyh mashin. Vinnic-kij nacionalnij agrarnij universitet, Asocia-ciya specialistiv promislovoyi gidravliki i pnevma-tiki. Promislova gidravlika i pnevmatika, 2016. №1
5. Lur'ye Z.Ya. Metod polipshennya dinamichnih harakteristik procesu pusk u ob'yemnogo gidroprivoda z zamknennim lancyugom cirkulyaciyi robochoyi ridini /
6. Ya. Lur'ye, V. B. Samorodov, G.A. Avrunin, Ye.N. Centa // Visnik Nacionalnogo tehničnogo univer-sitetu «HPI». Seriya: Gidravlični mashini ta gid-roagregati: – H.: – NTU «HPI». – 2019. – № 2 (2019). – S. 68-76.
7. Orbital Motors Type OMP, OMR and OMH. – Danfoss. – Technical Information. – ENGINEERING TOMORROW. – powersolutions.danfoss.com.– | Danfoss | January 2018. – 520L0262 | BC00000084en- US0402. – 116 p.

Пимонов І.Г., к.т.н., доцент,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (050)217-05-24, igor_lena_p@ukr.net,

Погорілий І.В., аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (057)738-77-97, kaf_bdm@ukr.net

Федючков М.В., аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (057)738-77-97, kaf_bdm@ukr.net

Establishment of rational parameters of temperature of working liquid in the hydraulic drive of the excavator of the fourth dimensional group at different equipment

Abstract. The article considers the hydraulic drive of a modern excavator on which the influence of the working fluid temperature on the power is established, depending on the technical condition of the hydraulic elements. Studies have shown that new pumps and which have operating wear, have different rational temperature of the working fluid. It is impossible to imagine modern construction machines without equipping them with a hydraulic drive. The operation of the hydraulic drive largely determines the efficiency of operation of both a single machine and the entire fleet, which consists of new and old

machines . The efficiency of hydrated machines is ensured in their design, manufacture, and operation, where an important role is played by the parameters of the working fluid: the degree of its contamination and temperature (viscosity). The influence of the temperature of the working fluid on the efficiency of the hydraulic drive and the ability to control the efficiency of the hydraulic drive with the help of temperature have not been studied enough. One of the promising areas in determining the rational temperature of the working fluid is the development of new designs of heat exchangers, heaters, diagnostic devices, which will be able to assess the technical condition of individual elements and the hydraulic drive as a whole. Establishing a rational temperature of the working fluid as a necessary parameter of the hydraulic system is mandatory when using modern methods to increase the efficiency of operation, maintenance and repair of hydraulic drives. With increasing temperature of the working fluid, its viscosity decreases and the loss of pressure and power in the mains of the hydraulic drive. However, this increases the internal flow of hydraulic units, which leads to an increase in power loss. Studies have shown that new pumps and which have operational wear, have different rational temperature of the

working fluid. At rational values of temperature to the hydraulic motor the worn out pumps can give almost twice more power, than at 50 ° C, recommended for new pumps. The driving power of the pump, thus, practically does not change.

Key words: *working fluid, internal leaks, machine efficiency, temperature stabilization, sadness.*

Pimonov I.G., PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Construction and Road Machines, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine,

+380502170524, igor_lena_p@ukr.net

Pohorilyi I.V., PhD Student of the Department of Construction and Road Machines r, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine,

+38(057)738-77-97, kaf_bdm@ukr.net

Fedyuchkov M.V., PhD Student of the Department of Construction and Road Machines r, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine, +38(057)738-77-97, kaf_bdm@ukr.net
