

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ГІДРОФІКОВАНИХ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Дослідженнями встановлюється, що раціональне, по критерію найбільшої корисної потужності, значення температури (в'язкості) робочої рідини залежить від технічного стану насоса. Найбільша корисна потужність досягається оптимізацією співвідношення між втратами тиску, внутрішніми витоками в складових гідроприводу і витратами потужності системи охолодження на забезпечення раціональної температури робочої рідини. Застосування раціонального температурного режиму доцільно і є невикористаним резервом енергозбереження і підвищення ефективності експлуатації гідроприводів мобільних машин.

Ключові слова: будівельна машина, гідропривід, енергозбереження, корисна потужність, раціональний температурний режим.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень та публікацій. Енергозбереження є актуальною проблемою у всіх галузях виробництва, включаючи експлуатацію гідрофікованих будівельних машин. Ефективність і енергозбереження гідроприводу будівельних машин забезпечується чистотою робочої рідини (РР), режимами навантаження, застосуванням сучасної діагностики, а також раціональним температурним режимом його роботи. Серед багатьох наукових праць, присвячених температурному режиму гідроприводів, недостатньо досліджено цей режим стосовно гідроагрегатів, що мають експлуатаційний знос [1, 2, 3].

Метою роботи є підвищення ефективності будівельних машин визначенням і використанням раціонального температурного режиму, що забезпечує найбільшу корисну потужність гідроприводу (на прикладі гідроприводу екскаватора ЕО-4225 [4]).

Основний матеріал і результати. Корисна потужність гідроприводу визначається

$$N_{кр} = N_T - N_{вв.н} - N_{гм} - N_{гп} - N_B, \quad (1)$$

де N_T – теоретична потужність насоса; $N_{вв.н}$ – втрати потужності внаслідок внутрішніх перетоків в насосі; $N_{гм}$ – гідромеханічні втрати потужності в насосі; $N_{гп}$ – втрати потужності в магістралях і агрегатах гідроприводу по колу «насос – бак – насос»; N_B – витрати потужності на забезпечення раціональної температури РР (на привод системи охолодження).

Теоретична потужність насоса визначається як потужність, що еквівалентна при номінальному перепаду тиску в насосі p продуктивності насоса $Q_{тн}$ [1]

$$N_T = nq_0 p = Q_{тн} p, \quad (2)$$

де n – частота обертання валу насоса; p – номінальний робочий тиск, створений насосом; $Q_{тн}$ – теоретична подача насоса.

Втрати потужності внаслідок внутрішніх перетоків в насосі

$$N_{вв.н} = Q_{вв.н} \cdot [p, \nu(T), n, S] p = \left[\frac{\pi d_n z_n S_n^3 g}{12\gamma L \nu} - \frac{\pi d_n z_n w_n S_n}{2} + \left[p \frac{\pi [A^3 S_n^3] g}{6\gamma \nu \ln(r_2/r_1)} - \frac{3\gamma (2\pi n)^2}{20g} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \frac{\pi [A^3 S_n^3] g}{6\gamma \nu \ln(r_2/r_1)} \right] \right] p, \quad (3)$$

де $Q_{вв.н}$ – внутрішні витоки в насосі; $\nu(T)$ – в'язкість робочої рідини в залежності від температури; S – параметри, що характеризують зазори в насосі; d_n – діаметр поршня насоса; z_n – кількість поршнів у насосі, що подають робочу рідину; S_n – зазор між гільзою

і поршнем; γ – об’ємна вага; L – довжина ущільнюючої частини поршня насоса; r_2, r_1 – зовнішній і внутрішній радіуси віконць розподільника насоса; $w_{\text{п}}$ – середня швидкість поршнів насоса; A – коефіцієнт співвідношення поршневих зазорів і зазорів в розподільнику насоса.

Залежність в’язкості робочої рідини (МГС–46В) від температури визначається (Ст)

$$\nu = \frac{e^{\frac{a+b}{T}+c \ln T}}{100} = \frac{e^{-277+\frac{17523}{T}+40 \ln T}}{100}, \quad (4)$$

де a, b, c , – безрозмірні коефіцієнти залежності; T – температура робочої рідини, °К.

Гідромеханічні втрати потужності в насосі, при припущенні, що вони визначаються втратами тиску в його каналах, дорівнюють

$$N_{\text{гм}} = Q_{\text{н}}(T, S_{\text{п}}) p (1 - \eta_{\text{гм}}) \left(\frac{\nu_T}{\nu_0} \right)^n \left(\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{нТ}}} \right)^m, \quad (5)$$

де $Q(T, S_{\text{п}})$ – продуктивність насоса в залежності від температури РР і його технічного стану; $\eta_{\text{гм}}$ – гідромеханічний ККД; ν_T, ν_0 – співвідносно в’язкості РР при температурі T і номінальній температурі; $Q_{\text{н}}, Q_{\text{нТ}}$ – співвідносно продуктивності насоса при номінальній температурі і при температурі T робочої рідини; n, m – показники ступеня, значення яких залежить від режиму течії в каналах насоса.

Нехтуючи внутрішніми витоками в розподільнику і гідроциліндру і розбивши гідропривод на k ділянок, втрати потужності в магістралях і агрегатах гідроприводу по колу «насос – бак – насос» можна визначити

$$N_{\text{гп}} = \sum_{i=1}^k Q_{\text{н}}(T, S_{\text{п}}) \cdot p_k(T, S_{\text{п}}), \quad (6)$$

де $p_k(T, S_{\text{п}})$ – втрати тиску в кожній з k ділянок в залежності від температури РР і технічного стану насоса.

Загальні втрати тиску в магістралях гідроприводу визначалися як підсумок втрат тиску на окремих ділянках руху РР включаючи: металеві трубопроводи, рукава високого тиску (РВТ), місцеві опори при поворотах трубопроводів, при переходах з металевого трубопроводу до РВТ, при входах в гідророзподільник, гідроциліндр, фільтр, маслоохолоджувач та в самих перелічених гідроагрегатах.

Всього було розглянуті 32 ділянки. При визначенні втрат тиску на окремих ділянках використовувалися залежності, які наведені в роботах [1, 2, 3].

Витрати потужності на забезпечення раціональної температури РР приблизно можна визначити за залежністю

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{нд}}}{N_{\text{пт}}} = \frac{m_{\text{гп}} \cdot c_{\text{гп}} \cdot (T_{\text{рр}} - T^{\text{рац}})}{N_{\text{пт}}}, \quad (7)$$

де $N_{\text{нд}}$ – надлишкова теплова потужність, що акумульована в гідроприводі і викликає підвищення температури РР понад раціонального значення; $N_{\text{пт}}$ – середня, розсіяна кіловатом приводу вентилятора системи охолодження, теплова потужність, що акумульована в РР [5]; $m_{\text{гп}}$ – приведена маса гідроприводу; $c_{\text{гп}}$ – приведена теплоємність гідроприводу; $T_{\text{рр}}, T^{\text{рац}}$ – температура РР і її раціональне значення.

$$m_{\text{гп}} = m_{\text{го}} + m_{\text{рр}}, \quad (8)$$

де $m_{\text{го}}$ і $m_{\text{рр}}$ – маса основного і допоміжного гідрообладнання, гідравлічної апаратури, кондиціонерів і робочої рідини [3].

Середня питома теплоємність $c_{\text{гп}}$ матеріалів гідрообладнання і робочої рідини визначається за формулою [3]

$$c_{\text{гп}} = \frac{c_{\text{рр}} \cdot m_{\text{рр}} + c_{\text{го}} \cdot m_{\text{го}}}{m_{\text{рр}} + m_{\text{го}}}, \quad (9)$$

де $c_{\text{рр}}$ – теплоємність робочої рідини; $c_{\text{го}}$ – середня питома теплоємність матеріалів гідрообладнання (сталі); $m_{\text{рр}}$ – маса рідини; $m_{\text{го}}$ – маса гідрообладнання.

Теоретичні дослідження на основі залежності (1) зв'язку потужності з температурою (в'язкістю) РР для насосів з різним технічним станом дозволили визначити, що найбільшу корисну потужність насоси з об'ємним ККД $\eta = 0,96 \dots 0,9$ дають при в'язкості, що відповідає температурі РР близько $40 \dots 50$ °С. З погіршенням технічного стану насосу і до досягнення межі допустимого зменшення об'ємного ККД за економічним критерієм до $\eta = 0,7$, найбільшу потужність насоси дають при температурі робочої рідини $35 \dots 42$ °С.

В середньому кожний кіловат приводу маслоохолоджувача відбирає від РР $5 \dots 10$ кВт теплової енергії [1, 4]. Тому забезпечення раціональної температури РР в діапазоні об'ємних ККД до $\eta = 0,7$ збільшує необхідну потужність приводу вентилятора на $30 \dots 50$ %, тобто на $1,5 \dots 2$ кВт. При цьому корисна потужність насосу збільшується $5 \dots 9$ кВт.

При подальшому погіршенні технічного стану насосу і наближення його стану до межі працездатності, що відповідає об'ємному ККД $\eta = 0,65 \dots 0,6$, раціональна температура наближається до $30 \dots 20$ °С, забезпечення якої визиває підвищення витрати потужності в системі маслоохолодження може бути недоцільною. Але і в цьому випадку зменшення температури РР дає підвищення корисної потужності насосу.

Висновки

1. Дослідженнями встановлено, що раціональне, по критерію найбільшої корисної потужності, значення температури (в'язкості) робочої рідини не постійне і залежить від технічного стану насосу.

2. Найбільша корисна потужність може бути досягнута оптимізацією співвідношення між втратами тиску і внутрішніми витоками в складових гідроприводу, які визначаються температурою робочої рідини, а також витратами потужності системи охолодження на забезпечення раціонального значення цієї температури.

3. Застосування раціонального температурного режиму доцільно і є невикористаним резервом енергозбереження і підвищення ефективності експлуатації гідроприводів мобільних машин.

Література

1. Баишта, Т.М. *Машиностроительная гидравлика [Текст]: справ. пособие / Т.М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.*
2. Васильченко, В.А. *Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст]: справ. / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.*
3. Каверзин, С.В. *Стабилизация температуры рабочей жидкости гидроприводов строительных машин [Текст]: / С.В. Каверзин, А.С. Каверзина, С.В. Подсосов // Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 2001. – 249 с.*
4. *Техническое описание и инструкция по эксплуатации ЭО-4125 [Текст]: каталог / ООО «Ковровский экскаваторный завод» – М.: Ковровец, 1980. – 110 с.*
5. Рожкин, В.М. *Калориферы для гидроприводов экскаваторов [Текст] / В.М. Рожкин // Строительные и дорожные машины. – М., 1977. – Вып. 5. – С. 4–5.*

© І.Г. Пімонов, Г.Г. Пімонов

И.Г. Пимонов, к.т.н., доц., Г.Г. Пимонов, к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Исследованиями устанавливается, что рациональное, по критерию полезной наибольшей мощности, значение температуры (вязкости) рабочей жидкости зависит от технического состояния насоса. Наибольшая полезная мощность достигается оптимизацией соотношения между потерями давления, внутренними утечками в составляющих гидропривода и расходами мощности системы охлаждения на обеспечение рациональной температуры рабочей жидкости. Применение рационального температурного режима целесообразно и является неиспользованным резервом энергосбережения и повышения эффективности эксплуатации гидроприводов мобильных машин.

Ключевые слова: строительная машина, гидропривод, энергосбережение, полезная мощность, рациональный температурный режим.

I.G. Pimonov, Ph.D, Associate Professor, G.G. Pimonov, Ph.D, Associate Professor

Kharkov National Automobile and Highway University

SUBSTANTIATION OF ENERGY-SAVING TEMPERATURE REGIME OF HYDRAULIC CONSTRUCTION MACHINES

The research proved that rational (by the criterion of useful maximum power) value of temperature (viscosity) of the working liquid depends on technical condition of the pump. The biggest useful power can be achieved by optimization of the ratio of pressure losses and internal leakage in hydraulic drive components to the power consumption of the cooling system in order to provide rational temperature of the working liquid. Using rational temperature mode is a reasonable and unused reserve of energy saving and increasing efficiency of running hydraulic drives of mobile machines.

Keywords: construction machine, hydraulic drive, energy saving, useful power, rational temperature regime.

УДК 621.87

В.О. Дзюра, к.т.н., доц.

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ПІДНІМАННЯ НА ЗУБ ПРОТЯЖКИ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ НАПІВКРУГЛИХ КАНАВОК ЗА УМОВИ РІВНОМІРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЗУБІВ

Отримано залежності для визначення величини піднімання на зуб протяжки для оброблення напівкруглих канавок за умови рівномірного навантаження зубів для забезпечення стабільності процесу різання. Отримано залежності для визначення площі зрізу одним зубом протяжки.

Ключові слова: протяжка, площа зрізу, навантаження, канавки, зуби.

Вступ. У деталях машин, що входять до складу вузлів сучасних машин використовується велика кількість профільних отворів різного функціонального призначення.