

## ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ГІДРОСИСТЕМАХ УПРАВЛІННЯ РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

**Ремарчук М.П., д.т.н., професор**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства  
ім. П. Василенка)*

*Зменшення втрат енергії в гідравлічних системах машин для земляних робіт забезпечується впровадженням нових розробок на стадії проектування, виготовлення і експлуатації цих машин.*

**Постановка проблеми.** Розподілення потужності двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) при його використанні в якості джерела енергії для гідросистем управління робочим обладнанням машин для земляних робіт (МЗР), як самоналагоджувальної системи, залежить від загального навантаження всіх споживачів. При цьому розподіл потужності між всіма споживачами забезпечується пропорційно їхньому навантаженню. Зменшення потужності, яка витрачається на виконання корисної роботи із-за збільшення витрат тиску і витоку рідини в гідросистемі машини, призводить до неефективних витрат палива в умовах експлуатації, величина яких може бути визначена через загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) машини.

**Аналіз наукових робіт.** Проблеми енергозбереження присвячені наукові роботи [1, 2, 3, 4] Навроцького В.К., Морсіна В.М., Бузіна Ю.М. і інших авторів. В своїй монографії [1] Навроцький В.К. достатньо глибоко обґрунтував можливості енергозбереження при використанні ДВЗ в якості джерела енергії для гідросистем землерийних машин. Так, впровадження автоматичного регулятора режиму роботи ДВЗ [1], розробленого для крана-маніпулятора вантажопідйомністю 6,3т, дозволяє забезпечити економію палива майже на 37% від традиційних витрат. Відомо, що стендові ресурсні випробування забезпечують з достатньою точністю і за короткий проміжок часу визначення фактичних техніко-економічних показників гідросистем і окремих гідроелементів на завершальній стадії їх виготовлення і відповідно потребують значних енергетичних затрат. Проблеми зменшення енерговитрат на даній стадії життєдіяльності гідросистем машин присвячена більшість наукових робіт Морсіна В.М., зокрема робота [2]. Впровадження винаходів автора, які направлені на підвищення ефективності стендових випробувань гідрофікованих машин, забезпечує збереження енергії до 60% від витрат, необхідних при випробуваннях на номінальній потужності машин. Енергетичні витрати, які обумовлені технологічним процесом взаємодії робочого обладнання машини з зовнішнім середовищем при розробці, наприклад, ґрунту, розглядаються в роботах [3, 4] Ю.М. Бузіна. Критерієм ефективності робочого процесу для землерийних машин ним рекомендується максимальне значення

показника  $\varepsilon_{\Pi}(t)$ , м<sup>3</sup>/кг, який характеризує відношення максимальної кількості ґрунту  $\Pi_T(t)$ , м<sup>3</sup>, розробленого на одиницю затраченого енергоносія (палива)  $G_T(t)$ , кг. Одночасно цей показник являється цільовою функцією, який визначається за формулою  $\varepsilon_{\Pi}(t) = \Pi_T(t)/G_T(t) \Rightarrow \max$ .

**Ціль та постановка задачі.** З аналізу представлених досліджень витікає, що із багатьох напрямків по енергозбереженню значна увага приділялась в основному найбільш енергоємним процесам, таким як дослідження і розробка автоматичного регулятора режиму роботи ДВЗ, проведенню стендових випробовувань гідросистем, а також робочим процесам машин. Відсутність наукових робіт, присвячених питанню зменшення енерговитрат безпосередньо в гідросистемах управління робочим обладнанням машин на різних стадіях їх життєвого циклу зумовили постановку даної задачі з оцінкою енергозбереження по величині загального ККД гідросистеми машини є ціллю даної роботи.

**Теоретичні дослідження.** Потужність ДВЗ розподіляється між споживачами [5] і її величина залежить від конструктивних особливостей машини та від характеру навантаження самих споживачів, як показано на рис. 1. Розподіл потужності ДВЗ між всіма споживачами в процесі роботи можна представити у вигляді узагальнюючої структурної схеми, яка включає трансмісію Т, додаткову систему ДС та гідросистеми ГС і ГС1, з'єднаних послідовно з робочим обладнанням РО і РО1. Для забезпечення працездатності всієї машини використовується додаткова система ДС. Для безаварійної роботи, з умови техніки безпеки, бажано одночасно включати не більше двох гідросистем ГС, ГС1, які живляться, в основному, від двохпоточного насоса.

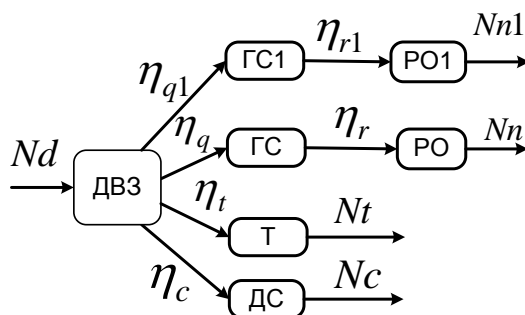


Рисунок 1 - Розподіл потужності ДВЗ між споживачами машини

Позначення на структурній схемі:  $\eta_q, \eta_{q1}$  - загальний ККД гідросистеми ГС і ГС1, відповідно;  $\eta_c$  - загальний ККД додаткової системи МЗР;  $\eta_r, \eta_{r1}$  - загальний ККД рухомих сполучень робочого обладнання РО і РО1, відповідно;  $\eta_t$  - загальний ККД трансмісії;  $N_n, N_{n1}$  - потужність, яка передається робочому обладнанню МЗР;  $N_d$  - потужність ДВЗ;  $N_t$  - потужність, яка використовується трансмісією МЗР;  $N_c$  - потужність, яка використовується додатковими системами для забезпечення функціонування МЗР в цілому.

Величина ККД для представленої структурної схеми визначається за

формулою:

$$\eta_{i,j} = \frac{(1-\eta_j) \cdot y_m \cdot \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_t \cdot \eta_{q1} \cdot (\eta_q - \eta_i)}{[d_c \cdot \eta_r \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_t \cdot \eta_{q1} + d_t \cdot \eta_c \cdot \eta_r \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{q1} + d_{q1} \cdot \eta_r \cdot \eta_t] \cdot (\eta_q - \eta_i) + a_q \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{q1} \cdot \eta_c \cdot \eta_t}, \quad (1)$$

де  $\eta_j$  - величина зниження загального ККД ДВЗ за рахунок спрацювання його механізмів і деталей;  $\eta_i$  - величина зниження рівня загального ККД гідросистеми машини за рахунок зношення вузлів і деталей гідросистеми;  $y_m$  - частка потужності ДВЗ, яка використовується для виконання корисної роботи і залежить від зовнішнього навантаження і складає величину  $y_m \geq (d_c + d_t + d_{q1})$ ;  $d_c$  - частка потужності ДВЗ, що забезпечує працездатність машини в цілому і використовується додатковими системами, зокрема для управління основною гідросистемою, рульовою системою керування машини та іншими системами;  $d_t$  - частка потужності ДВЗ, яка використовується безпосередньо трансмісією машини;  $d_{q1}$  - частка потужності ДВЗ, яка використовується паралельно працюючою гідросистемою, в основному, при наявності в гідросистемі машини двопоточного насоса;  $a_q$  - частка потужності ДВЗ, яка залишається для використання для основної гідросистеми машини після перерозподілу потужності між трансмісією, додатковою системою і паралельно працюючою гідросистемою та з урахуванням загального навантаження ДВЗ і визначається за формулою  $(y_m - d_c - d_t - d_{q1})/y_m$ .

Представлена структурна схема відповідає роботі бульдозера або автогрейдера. При умові коли  $d_t=0$ , а  $\eta_t=1$ , то формула (1) по визначенню ККД МЗР спрощується і може відповідати роботі екскаватора або навантажувача. Якщо  $d_{q1}=0$ , а  $\eta_{q1}=1$ , то формула (1) також спрощується і відповідає гідросистемі машини з однопоточним насосом. Із цього витікає, що розрахункова залежність (1) є універсальною по визначенню ККД МЗР.

Навантаження споживачів  $d_t$ ,  $d_{q1}$ ,  $d_q$ , в ході виконання МЗР робочого процесу, є випадковим, таким чином значення загального ККД машини також являється величиною випадковою. Крім того, розрахункова залежність (1) дозволяє визначити вплив початкового значення загального ККД гідросистеми машини  $\eta_q$  і його зменшення на величину загального ККД машини. Визначення при проектуванні гідросистеми МЗР максимально можливої початкової величини загального ККД  $\eta_q$  [6] залежить від вибору параметрів насоса і гідродвигунів (гідроциліндра і гідромотора). Згідно результатів виконаних досліджень, для гідросистем екскаватора, як найбільш розповсюдженої МЗР, загальний ККД рекомендується визначити за наведеними нижче формулами. Спочатку необхідно визначити швидкість переміщення штока або кутову швидкість вала гідромотора з урахуванням перехідного режиму роботи гідросистеми машини, які по величині, на основі теоретичних досліджень,

являються близькими до оптимальних. При використанні цих значень потім визначаються параметри насоса і гідродвигунів за формулами:

- гідросистема “насос – гідроциліндр”

$$g_0 = \sqrt{(R_H \cdot x)/m}, \quad (2)$$

$$V_{kp} = \frac{R_H \cdot g_0 \cdot 60 + (q_a + q_u) \cdot p_H \cdot k_0 + \varepsilon^2 \cdot p_2 \cdot (q_a + q_u)}{n \cdot \eta_{OH} \cdot [p_H \cdot k_0 - (1 - \varepsilon^2) \cdot p_2]}, \quad (3)$$

$$D_p = \sqrt{(4 \cdot (V_k \cdot n \cdot \eta_{OH} - q_a - q_u)) / (\pi \cdot g_0 \cdot 60)}, \quad (4)$$

- гідросистема “насос – гідромотор”

$$\omega_0 = \sqrt{(M_c \cdot \varphi) / J_{np}}, \quad (5)$$

$$V_{kp} = \frac{[M_c \cdot \omega_n + (p_H \cdot k_0 - p_2) \cdot (q_a + q_m) / 60] \cdot 2\pi}{\sigma_0 \cdot \eta_{OH} \cdot (p_H \cdot k_0 - p_2)}, \quad (6)$$

$$V_m = \frac{V_k \cdot \omega_n \cdot \eta_{OH} - (q_a + q_m) / 60}{\omega_0}, \quad (7)$$

де  $g_0$  - швидкість переміщення штока гідроциліндра сталого режиму роботи, близька до оптимального значення, м/с;  $R_H$  - стале, корисне навантаження, яке передає шток гідроциліндра, Н;  $x$  - величина переміщення поршня (штока), м;  $m$  - маса рухливих частин робочого обладнання і робочої рідини, які приведені до поршня, кг;  $V_{kp}$  - розрахунковий об'єм робочої камери насоса, см<sup>3</sup>/об;  $q_a$ ,  $q_u$ ,  $q_m$  - початкові втрати рідини в гідроапаратах, в гідроциліндрі і в гідромоторі, відповідно, см<sup>3</sup>/хв;  $p_H$  - номінальний тиск робочої рідини, Н/мм<sup>2</sup>;  $k_0$  - коефіцієнт, який визначається, за формулою  $(1 - \Delta p_H / p_H) \cdot (1 - k)$ ;  $\Delta p_H$  - втрати тиску на ділянці від насоса до робочої камери гідродвигуна, Н/мм<sup>2</sup>;  $k$  - коефіцієнт втрат від сил тертя у гідродвигуні;  $\varepsilon$  - коефіцієнт, визначається як відношення діаметра штока до діаметра поршня;  $p_2$  - тиск рідини у неробочій порожнині гідроциліндра;  $n$  - частота обертів вала насоса, тобто вала ДВЗ, об/хв.;  $\eta_{OH}$  - об'ємний ККД насоса;  $D_p$  - розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра, мм;  $V_k$  - об'єм робочої камери серійного насоса, см<sup>3</sup>/об;  $\omega_0$  - кутова швидкість вала гідромотора сталого режиму роботи, яка близька до оптимального значення, рад/с<sup>2</sup>;  $M_c$  - сталий, корисний момент на валу гідромотора, Нм;  $\varphi$  - обертовий кут вала, рад;  $J_{np}$  - приведений момент інерції обертової маси, кгм<sup>2</sup>/рад;  $\omega_n$  - кутова швидкість вала насоса, рад/с<sup>2</sup>;  $V_m$  - розрахунковий об'єм робочої камери гідромотора, см<sup>3</sup>/об.

Пропонується при визначенні параметрів насоса і гідродвигунів враховувати тільки сталу складову навантаження. Оскільки, миттєва потужність, яка витрачається на початкове переміщення штока на ділянці першого закиду тиску, по величині близька до потужності сталого режиму роботи. Поясненням цьому являється те, що в умовах перехідного режиму роботи сповільнено зростає подача рідини від насоса, а початкове переміщення

робочого обладнання забезпечується за рахунок різкого підвищення тиску. При переході на сталий режим роботи зменшується тиск на вході в робочу порожнину циліндра, а потужність компенсується збільшенням подачі рідини від насоса до максимально можливого рівня. Таким чином, для визначення і вибору основних параметрів насоса і гідроциліндра при використанні розрахункових залежностей (2), (3), (4), (5), (6) і (7) достатньо враховувати тільки корисне навантаження прикладене до штока гідроциліндра. Підтвердженням цьому є результати досліджень навантаження гідроциліндрів стріли екскаватора-стенда.

Аналіз осцилограм дозволив визначити, що в перехідному режимі роботи перший закид тиску, в порівнянні зі сталою величиною тиску, збільшується в межах 1,32...1,35 рази. Розбіжність між величинами зростання першого закиду тиску, встановленими при експериментальних дослідженнях і теоретично визначеними величинами, не перевищує 12%. Із цього можна зробити висновок, що прийняті припущення при виконанні теоретичних досліджень являються допустимими для практичного використання. Для зменшення енерговитрат при одночасному підвищенні ККД при проектуванні машин, з участю автора, розроблені різні вдосконалення як елементів гідросистем МЗР, так і самих гідросистем в цілому, які наведені нижче.

Зниження витрат енергії можна досягти в гідросистемах машин за рахунок часткового зменшення витрат тиску при заміні золотникових гідророзподільників на клапанні, які конструктивно відповідають зворотним керованим клапанам односторонньої і двосторонньої дії, (патент України №16977).

Для малопотужних гідросистем МЗР з ціллю поліпшення працездатності та підвищення величини загального ККД розроблена конструкція гідророзподільників із плоским золотником, (а. с. №1665116 і №1837127).

Зниження динамічних навантажень в гідросистемах зі стріловим робочим обладнанням досягається за рахунок забезпечення зустрічних потоків при опусканні стрілового обладнання (патент Росії №1781484), а також за рахунок процесу демпфірування навантажень у крайніх положеннях штока гідроциліндра (а. с. №1418517). Підвищення механічного ККД гідроциліндра можна досягти за рахунок зниження сил тертя в рухливих сполученнях гідроциліндра при використанні рідинного тертя (а. с. №1355817, №1566140, №1681091, патент України № 49331).

Для встановлення реальної працездатності дослідних зразків гідроциліндрів, по результатам яких приймаються рішення для подальшого використання при проектуванні гідросистем машин розроблені способи, які забезпечують енергозбереження при проведенні прискорених випробувань гідроциліндрів, (а. с. №1370334 і №1550235), а також спосіб випробувань вузлів тертя на зносостійкість в присутності абразивних часток (а. с. №1809366).

Підтвердження працездатності запропонованих конструктивних рішень здійснювалось на діючих машинах і на спеціально створених стендах. Зокрема ці стенди дозволяють розширити діапазон досліджень в напрямку зниження

енерговитрат в гідросистемах управління робочим обладнанням МЗР значної потужності при використанні методу інтегральних аналогів.

В експлуатаційних умовах енергозбереження можна забезпечити внесенням вдосконалень при проектуванні і виготовленні гідросистем з бульдозерним робочим обладнанням за рахунок зменшення автоколивань (а. с. № 1713843) та за рахунок рекуперації енергії у машин зі стрілопідйомним механізмом. На енергозбереження гідрофікованих МЗР в експлуатаційних умовах впливає організація системи їх діагностування. Відомо [3], що ефективність робочого процесу машини визначається критерієм, який характеризується відношенням максимальної продуктивності на одиницю використаного палива (або потужності) необхідних для досягнення цієї продуктивності. З точки зору автора статті, мінімальне значення цього ж критерія дозволяє визначити допустимий рівень використання машини і встановити граничний рівень зниження загального ККД при використанні залежності (1). Таким чином, критерієм оцінки ефективності використання гідросистем машин на всіх стадіях її життєвого циклу (проектування, виготовлення і експлуатація) може бути прийнята величина загального ККД.

Сучасні мікропроцесорні системи дозволяють розробку приладів для визначення в умовах експлуатації загального ККД гідросистеми при використанні методик представлених в роботах [7], а також контролювати навантаження гідросистеми по ККД за цикл, час та добу з одночасним врахуванням витрат палива та розрахувати залишковий ресурс роботи гідросистеми МЗР.

Визначення величини загального ККД і залишкового ресурсу роботи гідросистеми машини по методикам [7] дозволяє перейти на організацію технічного обслуговування по фактичному стану замість обслуговування по термінам наробітку.

**Висновок.** Представлені розробки забезпечують зниження енергетичних втрат в гідросистемах управління робочим обладнанням МЗР, включаючи етапи проектування, виготовлення і експлуатацію, тобто на всіх стадіях життєвого циклу машини, що дозволяє знизити витрати палива в процесі використання цих машин.

## Список літератури

1. Навроцкий В.К. Энергосбережение в объемных дизельных гидроприводах машин. / В.К. Навроцкий // М: «Станкин», 2000. – 229 с.
2. Морсин В.М. Способы и средства энергосберегающего эксперимента для отработки силового гидропривода: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.02.03 / ЦНИП Департамента СДМ. – М., 1992. – 30 с.
3. Бузин Ю.М. Энергетическая основа рабочего процесса землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. – 2002.- №4. С. 32-35
4. Бузин Ю.М. Системный подход – основа анализа и синтеза рабочего

- процесса землеройно-транспортной машины / Ю.М. Бузин // Строительные и дорожные машины. – 2002.- №10. С. 36-41
5. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / Лебедев А.Т. // М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
  6. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал – Вінниця ВДАУ - 2003. №1. С. 20-24
  7. Ремарчук М.П. Енергозбереження в системах управління робочим обладнанням підйомно-транспортних і дорожніх машин / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика: Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця ВДАУ, 2004. – №2(4) –С. 7-12

#### **Аннотация**

### **ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГИДРОСИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ**

Ремарчук Н.П.

*Уменьшение потерь энергии в гидравлических системах машин для земляных работ обеспечивается внедрением новых разработок на стадии проектирования, изготовления и эксплуатации этих машин.*

#### **Abstract**

### **SAVING ENERGY IN HYDRAULIC SYSTEMS OF CONTROL WORKING EQUIPMENT MACHINES FOR EXCAVATION WORKS**

Remarchuk M.P.

*Reduction of losses of energy in hydraulic systems of machines for excavation works is achieved by implementation of innovations at the stage of design, manufacture and operation of these machines.*