

УДК 621.21

Ю. А. Буренніков, к. т. н., доц.; Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.; С. В. Репінський

ПРО МОЖЛИВІСТЬ ЗМЕНШЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ З НАСОСОМ ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

Представлено математичну модель автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності, що об'єднує спосіб комбінованого керування, при якому забезпечується стабілізація витрати від насоса, а також робота насоса з постійною потужністю. Визначено гідравлічні втрати потужності в запропонованій системі. Проаналізовано можливості їх зменшення для запобігання підвищених втрат потужності в гідроприводі.

Ключові слова: гідропривід, насос змінної продуктивності, регулятор насоса, регулятор витрати, регулятор тиску, математична модель, гідравлічний ККД, потужність, керуючий перепад тиску, похибка стабілізації.

Широке застосування різних способів автоматичного керування насосами змінної продуктивності дає можливість отримувати гідромеханізми з різноманітними властивостями, призначеними для обслуговування відповідних технологічних процесів. Важливим питанням при проектуванні і розробці таких систем керування є визначення і оцінка втрат потужності, а також аналіз можливостей їх зменшення для покращення енергетичних характеристик.

Енергетичні характеристики системи керування насосом залежать від розподілу потужності в системі керування під час роботи і можуть бути оцінені величиною гідравлічного ККД.

Метою роботи є розробка заходів по зменшенню гідравлічних втрат в системі керування насосом змінної продуктивності для запобігання підвищених втрат потужності в гідроприводі.

Розрахункова схема системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності представлена на рис. 1. Система керування містить насос змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором, який забезпечує стабілізацію витрати від насоса, а також роботу насоса з постійною потужністю [1 – 4].

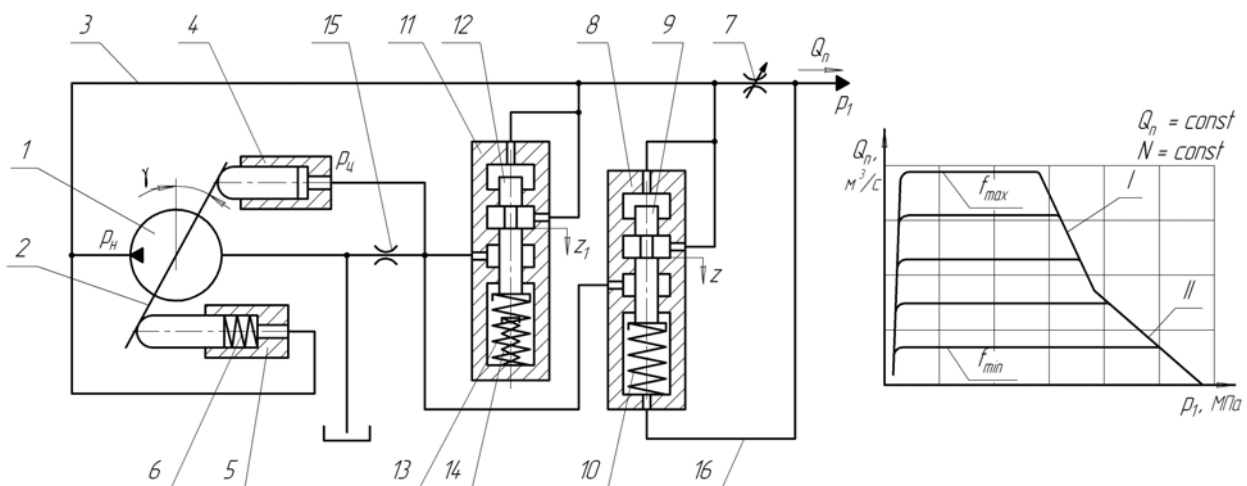


Рис. 1. Розрахункова схема системи керування і статична характеристика насоса

Схема включає аксіально-поршневий насос змінного робочого об'єму 1, регульований дросель 7, регулятор витрати 8 із золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 16 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 в поршень керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії поршнів 4, 5 і пружини 6. На зливі з

поршня керування 4 встановлений дросель 15. Регулятор тиску 11 із золотником 12 і пружинами 13 та 14 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії і забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності.

У встановленому режимі система керування працює так. Тиск p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10, впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск $p_{Ц}$ у поршні 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H в поршні 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб вона могла підтримувати постійний перепад тиску на дроселі 7. При значному рості величини тиску p_H спрацьовує регулятор тиску 11 із золотником 12, пружинами 13 та 14, і робоча рідина надходить до поршня керування 4, переводячи планшайбу 2 так, що насос працює в режимі постійної потужності.

Статична характеристика насоса із запропонованою системою керування представлена залежністю, показаною на рис. 1, де f_{max}, f_{min} – максимальна і мінімальна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7. Наявність двох пружин 13 і 14 забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, яка характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується роботою пружини 13, а ділянка II – одночасною роботою пружин 13 і 14.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи керування насосом змінної продуктивності включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи системи і рівняння нерозривності потоків для відповідних ліній. Рівняння математичної моделі складені з такими припущеннями: довжина гідролінії мала, тому вважалось, що вплив гідравлічних втрат і хвильових процесів на динаміку приводу незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування – безкавітаційні; гідродинамічні сили, що діють на золотники регулятора, і їх маси не враховувались. З урахуванням прийнятих припущень рівняння математичної моделі системи керування насосом мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma &= \mu \cdot f_{op} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_1) + \\ &+ \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + \\ &+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{Ц} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}, \quad (2)$$

$$b_P \frac{dz}{dt} = p_H \cdot f_P - p_1 \cdot f_P - c_P(z_P + z) - T_P \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt}, \quad (3)$$

$$b_{P1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{P1} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - T_{P1} \cdot \text{sign} \frac{dz_1}{dt}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + \\ + \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{Ц}}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_{Ц} \frac{dp_{Ц}}{dt}, \end{aligned} \quad (5)$$

де p_H – тиск на виході насоса; γ – кут повороту планшайби насоса; $p_{Ц}$ – тиск у поршні керування положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні; F_4 – площа поршня керування 4; F_5 – площа поршня керування 5; I – момент інерції планшайби насоса; b_γ – коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса; d_7 – діаметр поршнів насоса; d_8 – діаметр розміщення поршнів у роторі насоса; k – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; ℓ – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса; M_C – момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижче наведеною формулою в Н·м [2]:

$$M_C = 26,4 - 3,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,9 \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \times \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right),$$

де Q_n – витрата робочої рідини, що поступає до виконавчого гідродвигуна; z – величина переміщення золотника 9 регулятора витрати 8; z_1 – величина переміщення золотника 12 регулятора тиску 11; $f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ – площа торців золотника 9 регулятора витрати 8; d_p –

діаметр торців золотника 9 регулятора витрати 8; $f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$ – площа торців золотника 12 регулятора тиску 11; d_{p1} – діаметр торців золотника 12 регулятора тиску 11; c_p – жорсткість пружини 10 регулятора витрати 8; c_{p1} – сумарна жорсткість пружин 13 та 14 регулятора тиску 11; z_p, z_{p1} – початкові величини стиснення пружин регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно; $f(z), f_1(z_1)$ – площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно; b_p, b_{p1} – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора витрати і тиску відповідно; T_p, T_{p1} – сили сухого тертя золотників регулятора витрати і тиску відповідно; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати через дроселюючі елементи; f_{dp} – площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7; f_0 – площа відкриття робочого вікна дроселя 15 в зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса; W_H – об'єм робочої рідини в ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса; $W_{Ц}$ – об'єм робочої рідини в поршні керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає до нього; β_1, β_2 – сумарні коефіцієнти стискання робочої рідини об'ємами W_H і $W_{Ц}$ відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати і тиску відповідно апроксимувалися виразами:

$$f(z) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z \leq z_{\min},$$

$$f(z) = k_z \cdot z \text{ при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max};$$

$$f_1(z_1) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z_1 \leq z_{1\min},$$

$$f_1(z_1) = k_{z1} \cdot z_1 \text{ при } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max};$$

де $z_{\min}, z_{1\min}$ – величина переміщення золотника, при якому відкривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно; $z_{\max}, z_{1\max}$ – величина переміщення золотника, при якому закривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно; k_z, k_{z1} – коефіцієнти площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно.

Ефективність використання потужності запропонованої системи керування можна оцінити

за величиною гідравлічного ККД, який обчислюється за формулою:

$$\eta_z = \frac{N_{кор}}{N_{кор} + N_{1втр} + N_{2втр}},$$

де $N_{кор} = p_1 \cdot \mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}}$ – корисна потужність, яка визначається тиском p_1 на вході

виконавчих гідродвигунів і потоком $Q_n = \mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}}$ через регульований дросель до

виконавчих гідродвигунів; $N_{1втр} = p_{ц} \cdot \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{ц}}{\rho}}$ – втрати потужності у системі керування

регульованим насосом, які визначаються тиском $p_{ц}$ в поршні керування положенням план-

шайби насоса і потоком $Q_z = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{ц}}{\rho}}$ через дросель у зливній гідролінії поршня керу-

вання; $N_{2втр} = p_H \cdot p_H \cdot K'_H$ – гідравлічні втрати потужності, які визначаються тиском на

виході насоса p_H і об'ємним коефіцієнтом корисної дії K'_H насоса; $K'_H = 3,3 \cdot 10^{-12} \text{ с} \cdot \text{м}^4 / \text{кг}$ [2].

Система рівнянь, що описує поведінку системи керування насосом змінної продуктивності, досліджувалась за допомогою програмного пакету MATLAB Simulink.

На рис. 2 подані залежності гідравлічного ККД системи керування насосом змінної продуктивності при різних перепадах керуючого тиску $\Delta p = p_H - p_1$ на регульованому дроселі. У процесі досліджень величини p_H , $p_{ц}$, Q_n і Q_z визначалися за результатами розв'язання рівнянь нелінійної математичної моделі при початкових умовах змінних, близьких до усталених. З точки зору енергетичних характеристик більш вигідною є робота приводу при тисках p_1 до 20 МПа і великих значеннях $f_{др}$, що визначає величину потоку Q_n до виконавчих гідродвигунів. При чому, для запобігання підвищених втрат потужності, бажано, щоб керуючий перепад тиску Δp на регульованому дроселі був якомога меншим.

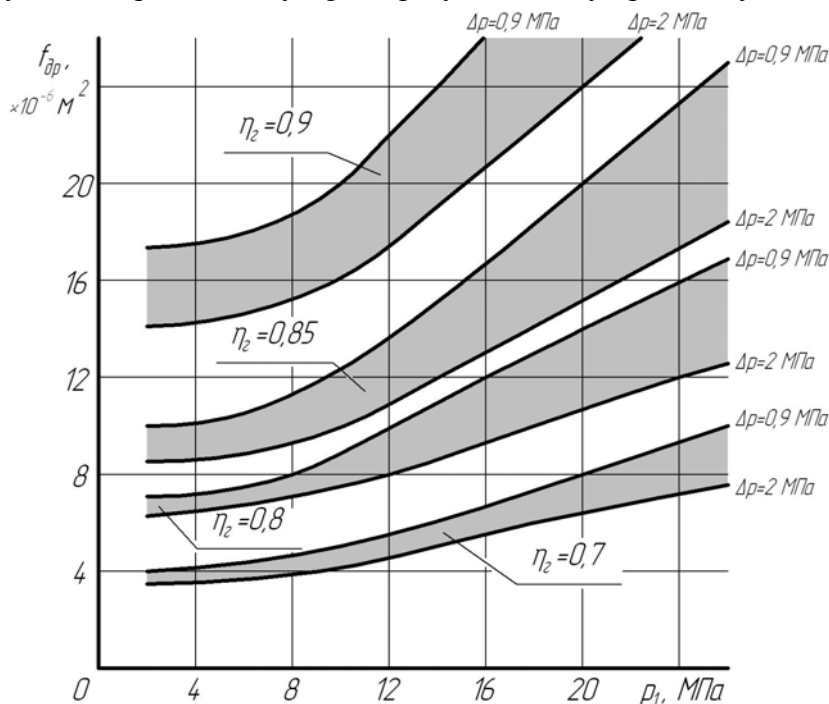


Рис. 2. Залежність гідравлічного ККД від перепаду тисків на регульованому дроселі

При математичному моделюванні робочих процесів у запропонованій системі керування насосом змінної продуктивності визначено вплив керуючого перепаду Δp на величину похибки δ стабілізації потоку до споживача (рис. 3). Похибка стабілізації потоку до споживача оцінювалася по співвідношенню $\delta = \frac{Q_{n\max} - Q_{n\min}}{Q_{n\min}} \cdot 100\%$, де $Q_{n\max}$, $Q_{n\min}$ –

відповідно максимальна і мінімальна величина потоку до виконавчих гідродвигунів при роботі регулятора витрати. Умови виконання деяких технологічних процесів вимагають, щоб величина δ не перевищувала встановлених значень, інакше виникають помилки при відпрацюванні керуючих сигналів, знижується точність машини. Аналіз отриманої залежності (рис. 3) показує, що при зменшенні величини керуючого перепаду Δp похибка стабілізації δ збільшується. Так, при зменшенні Δp з 2,0 МПа до 0,5 МПа величина δ зростає з 1,8 до 6%.

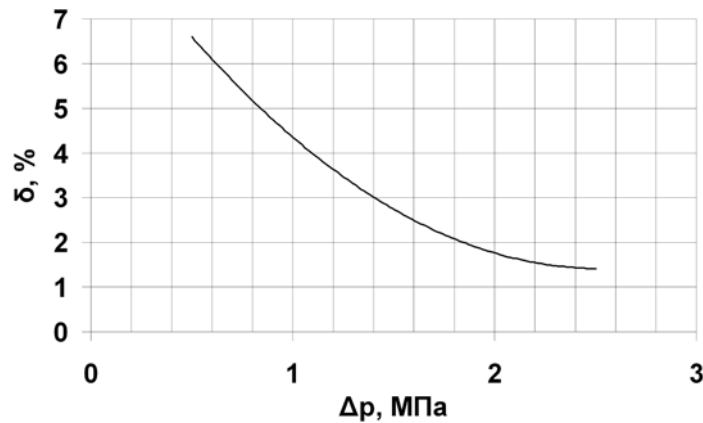


Рис. 3. Вплив величини керуючого перепаду тиску Δp на регульованому дроселі на величину похибки стабілізації δ

Таким чином, зменшення величини керуючого перепаду Δp , яке поліпшує енергетичні характеристики, одночасно значно підвищує похибку стабілізації δ , що може виявитися небажаним і потребує розробки заходів з усунення зазначеного негативного впливу зменшення керуючого перепаду тиску.

Одним із методів зменшення похибки стабілізації є відповідний вибір конструктивних параметрів регулятора. На рис. 4 показаний вплив діаметра золотника d_p , коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z і жорсткості пружини c_p регулятора витрати на величину похибки стабілізації δ . На рисунку по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів $\Pi = \Pi_0 / \Pi_{\max}$, де Π_0 – дійсне поточне значення параметрів, Π_{\max} – максимальне значення параметрів. Максимальні значення параметрів мали величини рівні верхнім границям з такого діапазону зміни параметрів: $d_p = (4,0 \dots 10,0) \cdot 10^{-3}$ м; $k_z = (0,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}$ м; $c_p = (0,8 \dots 4,0) \cdot 10^4$ Н/м. Початкові значення змінних мали такі величини: $d_p = 6,0 \cdot 10^{-3}$ м; $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м; $c_p = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м. Найбільш помітний вплив на величину δ має d_p . Так, при збільшенні d_p з $5 \cdot 10^{-3}$ м до $8 \cdot 10^{-3}$ м величина δ зменшується з 3,5 до 1,2%. Збільшення величин k_z і c_p також зумовлює зменшення δ , але в значно меншій мірі, ніж при збільшенні d_p .

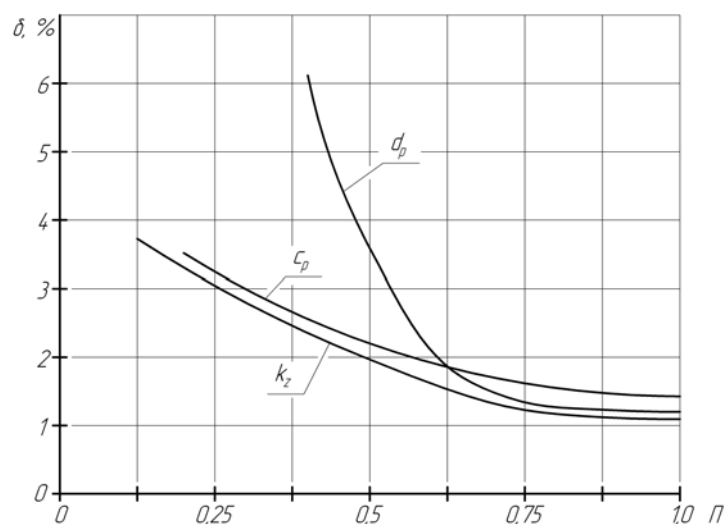


Рис. 4. Вплив конструктивних параметрів регулятора витрати на величину похибки стабілізації δ

Виконані дослідження гідравлічних втрат системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності дозволяють зробити такі **висновки**:

1. Перехід на менші значення величини керуючого перепаду тиску на регульованому дроселі забезпечує зниження гідравлічних втрат тиску та відповідно підвищення гідравлічного ККД гідроприводу. Але перехід на більш низький керуючий перепад з 2 до 0,5 МПа супроводжується при цьому підвищенням похибки стабілізації δ величини потоку до споживачів з 1,8 до 6%.

2. Встановлено, що компенсувати зазначений негативний вплив зменшення керуючого перепаду тиску Δp на похибку стабілізації δ потоку можливо шляхом відповідного вибору конструктивних параметрів регулятора витрати, а саме: за рахунок діаметра золотника d_p , коефіцієнта площі відкриття робочого вікна k_z і жорсткості пружини c_p регулятора витрати.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник ВПІ. – 2004. – № 5. – с. 88 – 92
2. Козлов Л.Г. Удосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.
3. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості // Вісник ВПІ. Спеціальний випуск за матеріалами XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика – 2006). – 2006. – № 6. – С. 211 – 217
4. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В., Петров О.В., Лозінський Д.О. Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3 (109). Частина 1. – С. 20 – 26

Буренніков Юрій Анатолійович – директор інституту машинобудування та транспорту;

Козлов Леонід Геннадійович – декан факультету технології, автоматизації та комп'ютеризації машинобудування;

Репінський Сергій Володимирович – асистент кафедри технології та автоматизації машинобудування.

Вінницький національний технічний університет