

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГАЛЬМІВНОГО КЛАПАНА В МЕХАТРОННОМУ ГІДРОПРИВОДІ МАНІПУЛЯТОРА З ЧАСТОТНО-КЕРОВАНИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Розроблено математичну модель мехатронного гідроприводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна і гальмівним клапаном в зливній гідролінії гідродвигуна. В результаті математичного моделювання в програмному середовищі MATLAB Simulink побудовано статичну характеристику гідроприводу, яка підтверджує працездатність розробленої математичної моделі та прийнятих припущень.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, гідронасос, асинхронний електричний двигун, частотне керування, перетворювач частоти, клапан гальмівний, математичне моделювання.

Abstract

A mathematical model of the mechatronic hydraulic drive of the manipulator with frequency control of the induction motor and the brake valve in the drain hydraulic line of the hydraulic motor is developed. As a result of mathematical modeling in the MATLAB Simulink software environment, a static characteristic of the hydraulic drive is built, which confirms the efficiency of the developed mathematical model and accepted assumptions.

Keywords: volumetric hydraulic drive, hydraulic pump, asynchronous electric motor, frequency control, frequency converter, the brake valve, mathematical modeling.

Вступ

Стійкою тенденцією розвитку приводів маніпуляторів робочих машин є перехід на оснащення їх мехатронними приводами на основі контролерів [1-5].

Метою роботи є розробка математичної моделі мехатронного гідроприводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна і гальмівним клапаном в зливній гідролінії гідродвигуна, а також підтвердження працездатності розробленої математичної моделі та прийнятих припущень.

Результати дослідження

Розрахункова схема мехатронного приводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна показана на рис. 1 [4]. Схема включає стійку 1, стрілу 2, рукоять 3, захват 4, гідроциліндри 5, 7, 8, 9 та механізм повороту 10. Маніпулятор змонтований на рамі 11. Насос постійного робочого об'єму Н подає робочу рідину через гідролінію 19, гідророзподільники Р2 та Р1, робочу гідролінію 21 в гідроциліндр 5, приводячи до руху стрілу 2 маніпулятора. Злив робочої рідини з гідроциліндра 5 забезпечується через робочу гідролінію 22, гідророзподільник Р1, гідролінію 23, гальмівний клапан 12 та зливну гідролінію 24. Гідророзподільники Р1 та Р2 керуються відповідними електромагнітами, Р2 має пружинне повернення.

Насос Н приводиться в дію асинхронним електродвигуном АД, що живиться від перетворювача частоти ПЧ з датчиком швидкості обертання 18 вала електродвигуна. Рівень подачі насоса Н пропорційний частоті обертання АД і визначає швидкість руху штока 6, а значить і швидкість руху стріли 2 маніпулятора. Роботою приводів маніпулятора керує контролер 14. Вбудований регулятор перетворювача ПЧ обробляє задане і реальне значення частоти обертання і відповідно їм корегує частоту АД.

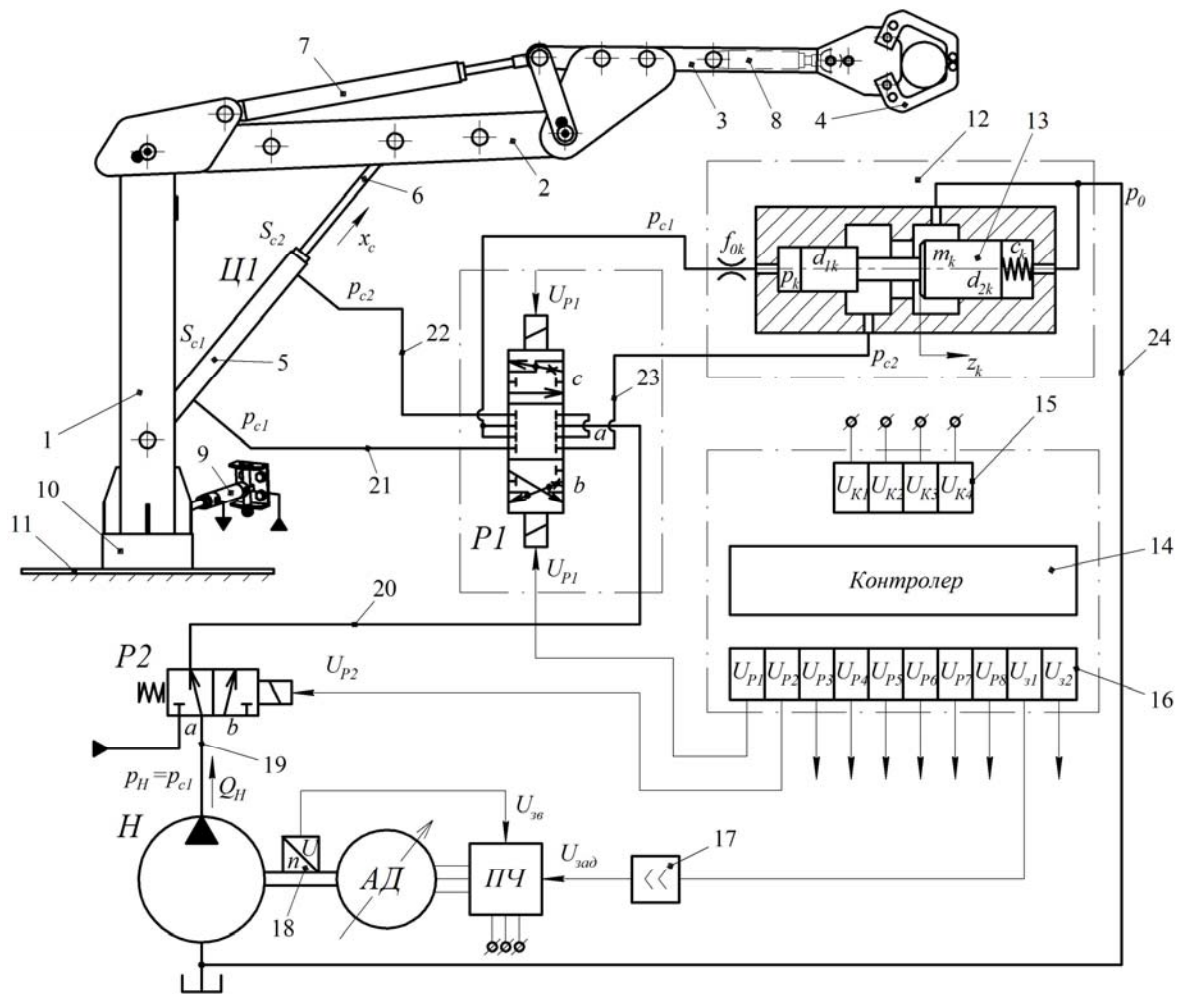


Рис. 1. Схема мехатронного гідроприводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна

Гальмівний клапан призначений для контролю опускання вантажу гідроциліндром, тобто у тому випадку коли дія навантаження збігається з напрямком переміщення гідроциліндра. Управління гальмівним клапаном 12 здійснюється від лінії нагнітання гідроциліндра. Відкриття клапана залежить від керуючого тиску p_k , який пропорційний зовнішньому навантаженню. Внаслідок цього підтримується сталість швидкості гідроциліндра при опусканні вантажу незалежно від значення попутного зовнішнього навантаження. При цьому гальмування гідроциліндра забезпечується за рахунок дроселювання робочої рідини в зливній гідролінії 23.

Золотник 13, встановлений в корпусі клапана, утримується в положенні «Закрито» пружиною, зусилля якої змінюється регульовальним гвинтом. Для забезпечення стійкої роботи, яка виключає коливання золотника клапана, в лінії керування встановлений дросель з прохідним перетином f_{0k} .

Математична модель приводу з урахуванням прийнятих припущень [4, 5] включає такі рівняння.

Рівняння сил, що прикладені до поршня гідроциліндра

$$m_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = p_{c1} \cdot S_{c1} - R - b_c \frac{dx_c}{dt} \quad (1)$$

Рівняння нерозривності потоку в напірному трубопроводі гідроциліндра

$$Q_H = S_{c1} \cdot \frac{dx_c}{dt} + Q_{f0k} + \beta_p(p) \cdot (W_H + W_{c1}) \cdot \frac{dp_{c1}}{dt} \quad (2)$$

де $Q_{f0k} = \mu \cdot f_{0k} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_{c1} - p_k|} \cdot \text{sign}(p_{c1} - p_k)}$ – витрата рідини в напірну камеру золотника

клапана гальмівного.

Рівняння нерозривності потоку в зливному трубопроводі гідроциліндра

$$S_{c2} \cdot \frac{dx_C}{dt} + Q_{d1k} = Q_k + \beta_p(p) \cdot W_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt}, \quad (3)$$

де $Q_k = \mu \cdot k_{zk} \cdot z_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_{c2} - p_0|} \cdot \text{sign}(p_{c2} - p_0)}$ – витрата рідини через клапан гальмівний на

злив; $Q_{d1k} = \mu \cdot f_{d1k} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_k - p_{c2}|} \cdot \text{sign}(p_k - p_{c2})}$ – витіки рідини через кільцевий зазор

золотника клапана гальмівного зі сторони напірної камери.

Рівняння нерозривності потоку в трубопроводі між нерегульованим дроселем клапана гальмівного та напірною камерою золотника клапана гальмівного

$$Q_{f0k} = S_{k1} \cdot \frac{dz_k}{dt} + Q_{d1k} + \beta_p(p) \cdot W_k \cdot \frac{dp_k}{dt}. \quad (4)$$

Рівняння подачі рідини на виході насоса

$$Q_H = q_H \cdot n_H \cdot \eta_{Hоб}. \quad (5)$$

Рівняння сил, що прикладені до золотника клапана гальмівного

$$m_k \frac{d^2 z_k}{dt^2} = p_k \cdot S_{k1} - p_0 \cdot S_{k2} - c_k \cdot (z_k + z_{k0}) - b_k \frac{dz_k}{dt}. \quad (6)$$

Крутний момент на приводному валу насоса

$$M_{крH} = \frac{q_H}{2\pi\eta_{Hмех}} \cdot (p_H - p_{вс}). \quad (7)$$

Головний зворотний зв'язок за частотою обертання вала насоса та система електричного привода типу ПЧ-АД описується рівняннями:

$$U_{зв} = k_{зв} \cdot n_H; \quad (8)$$

$$\Delta U = U_{зад} - U_{зв}; \quad (9)$$

$$U_{\kappa} = R_{ув}(s) \cdot \Delta U; \quad (10)$$

$$T_{ПЧ} \frac{df}{dt} + f = K_{ПЧ} \cdot U_{\kappa}; \quad (11)$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{p_{\Pi}} f; \quad (12)$$

$$T_e \frac{dM}{dt} + M = \beta \cdot (\omega_0 - \omega); \quad (13)$$

$$J_{\Pi P} \frac{d\omega}{dt} = M - M_{крH}. \quad (14)$$

Позначення, що прийняті в рівняннях математичної моделі (1)-(14) пояснено в [4].

Запропонована математична модель розв'язується в програмному середовищі MATLAB Simulink. В результаті математичного моделювання отримано статичну характеристику гідроприводу з частотним керуванням АД, яка показана на рис. 2. При визначенні статичної характеристики фіксувалося розрахункове значення подачі насоса Q_H при зміні приведенного навантаження на шток гідроциліндра R від 1 до 10 кН з кроком 1 кН.

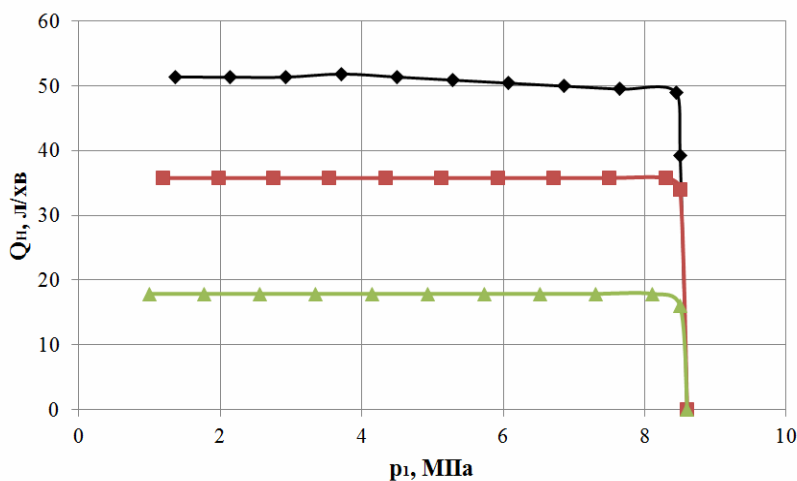


Рис. 2. Статична характеристика насоса з частотним керуванням приводного асинхронного електродвигуна при зустрічному навантаженні

Параметри гальмівного клапана при моделюванні мали такі значення: $d_{1k} = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $d_{2k} = 20 \cdot 10^{-3}$ м; $c_k = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м; $f_{0k} = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м²; $\Delta_{d1k} = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м.

Інші параметри гідропроводу: $q_H = 40 \cdot 10^{-6}$ м³; $\eta_{Ноб} = 0,9$; $\eta_{Нмех} = 0,9$; $P_{ЕД} = 4$ кВт; $n = 1435$ об/хв.; $D_c = 40 \cdot 10^{-3}$ м; $d_{st} = 25 \cdot 10^{-3}$ м; $m_c = 60$ кг; $W_H = 2,0 \cdot 10^{-3}$ м³; $W_{c1} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м³; $W_{c2} = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м³; $b_c = 1000$ кг/с; $\rho = 890$ кг/м³; $\mu = 0,6$.

Отриманий графік статичної характеристики показує, що мехатронний привод маніпулятора на основі системи типу ПЧ-АД зі зворотним зв'язком за швидкістю обертання і гальмівним клапаном в зливній гідролінії гідроциліндра забезпечує стабільність заданої частоти обертання вала насоса незалежно від величини навантаження на виконавчому гідроциліндрі.

Висновки

Розроблено математичну модель мехатронного приводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна і гальмівним клапаном в зливній гідролінії гідроциліндра. За допомогою математичного моделювання в програмному середовищі MATLAB Simulink отримано статичну характеристику насоса, яка показує, що задана частота обертання вала насоса підтримується стабільною незалежно від величини навантаження на виконавчому гідроциліндрі, що підтверджує працездатність розробленої математичної моделі та прийнятих припущень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Моделювання електромеханічних систем : підручник / О. П. Чорний, А. В. Луговой, Д. Й. Родькін, Г. Ю. Сисюк, О. В. Садовой. – Кременчук, 2001. – 410 с.
2. Перельмутер В. М. Прямое управление моментом и током двигателей переменного тока / В. М. Перельмутер. – Харьков : Основа, 2004. – 210 с.
3. Репінський С. В. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження : монографія / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 199 с.
4. Математична модель мехатронного гідроприводу маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, О. В. Паславська, М. М. Мошноріз, А. А. Бартецький // Вісник машинобудування та транспорту. – 2019. – № 1(9). – С. 107–114.
5. Характеристики мехатронного приводу під час просторового руху маніпулятора [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Паславська, О. В. Піонткевич // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2017. – № 2. – Режим доступу : <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/507>.

Паславська Оксана Віталіївна – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: o.v.paslavska@gmail.com;

Козлов Леонід Геннадійович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: osna2030@gmail.com;

Репінський Сергій Володимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: repinskyisv@gmail.com.

Paslavska Oksana V. – Graduate Student of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineer, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: o.v.paslavska@gmail.com;

Kozlov Leonid G. – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineer, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: osna2030@gmail.com;

Repinskyi Serhii V. – Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineer, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: repinskyisv@gmail.com.