

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НА СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДУ СТРИЛИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Вінницький національний технічний університет

### Анотація

Запропоновано нову схему та конструкцію гальмівного клапана на базі якого побудовано новий гідропривод. Розглянуто вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача.

**Ключові слова:** стійкість, гідропривод, фронтальний навантажувач, математична модель.

### Abstract

A new scheme and construction of the brake valve, based on which a new hydraulic drive was built, was suggested. Parameter influence on the stability of the front loader arrow of hydraulic drive was considered.

**Keywords:** stability, hydraulic drive, front loader, mathematical model.

### Вступ

Основною комплектацією гідроприводів фронтального навантажувача є пропорційні гідророзподільники, регульовані насоси, гальмівні клапани. Така гідроапаратура забезпечує пропорційне керування [1], зменшення непродуктивних втрат потужності, стійкість перехідних процесів в різних режимах роботи [2], точне позиціонування вантажу без просідання та ін..

Розробка нової схеми та конструкції гальмівного клапана для гідроприводу стріли фронтального навантажувача забезпечить підвищення технічних та функціональних можливості гідроприводу [3].

Метою роботи є дослідити вплив параметрів на стійкість нового гідроприводу стріли фронтального навантажувача.

### Результати дослідження

Нова схема гальмівного клапана (рис. 1) включає робочі гідролінії 1, 2, 3, зливу гідролінію 4, основний клапан 5 та електромагнітний клапан 6. Для вирішення задачі математичного моделювання побудовано дві розрахункові схеми в залежності від позиції золотника пропорційного гідророзподільника. Перемикач слідкує за положення золотника пропорційного гідророзподільника і керує золотником електромагнітного клапана, який включає схему гідроприводу на опускання або піднімання вантажу.

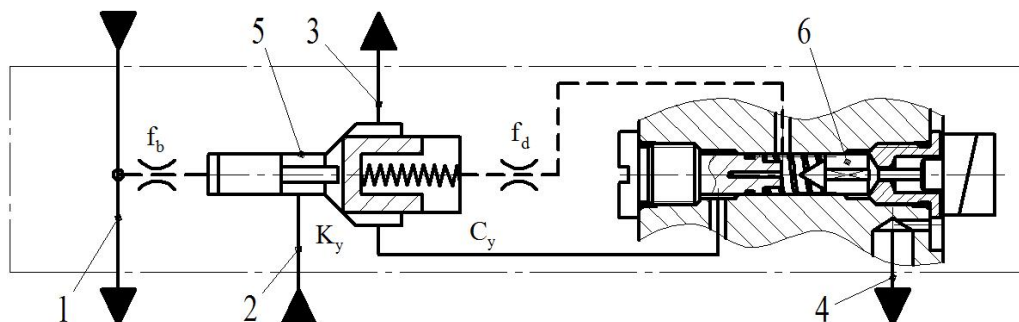


Рис. 1. Схема гальмівного клапана розроблена на кафедрі ТАМ

Для кожної схеми гідроприводу розроблено математичні моделі з однаковими параметрами. Однак, діапазони змін параметри між собою розділені на дві групи: діапазони змін параметрів клапанів гідроприводу  $d_{y1}=(10...20) \cdot 10^{-3}$  м;  $d_{y2}=(10...20) \cdot 10^{-3}$  м;  $d_z=(5...10) \cdot 10^{-3}$  м;  $K_y=(1...20) \cdot 10^{-3}$  м;  $K_z=(1...20) \cdot 10^{-3}$  м;  $f_b=(0,5...1) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $f_d=(0,5...1) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $f_o=(0,5...2,5) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $m_y=0,05...0,2$  кг;  $C_y=(1...5) \cdot 10^4$  Н/м;  $C_z=(1...2) \cdot 10^4$  Н/м;  $b_y=30...300$  Н·с/м;  $b_z=30...300$  Н·с/м;  $W_b=(0,01...0,1) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_d=(0,01...0,1) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $T_y=0,1...1$  Н;  $T_z=0,1...1$  Н, та діапазон змін параметрів, що характеризують умови роботи гідроприводу  $W_n=(0,5...5,0) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_c=(0,5...5,0) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_p=(0,5...5,0) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_{pl}=(0,5...5,0) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_o=(0,1...1,0) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $m_l=100...1000$  кг;  $b_l=30...300$  Н·с/м;  $T_c=10...100$  Н;  $Fp=(1256...2826) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $Fc=(765...2120) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

Щоб визначити зони стійкої роботи, потрібно змінювати три параметри у визначеному діапазоні і слідкувати за перехідним процесом, якщо він не затухаючий – стійкість не досягається [4]. Попередні дослідження перехідних процесів показали, що параметри, які характеризують умови роботи гідроприводу на стійкість роботи суттєво не впливають. Також було встановлено, що параметри регулятора насоса забезпечують стійку роботу в досліджуваних діапазонах при опусканні. Це зумовлено меншим потоком та низькими тисками в гідроприводі чим при підніманні вантажу. Вплив параметрів регулятора насоса на стійкість роботи при підніманні вантажу представлені на рис. 2 а). На рис. 2 б) та с) представлені графіки впливу параметрів гальмівного клапана на стійкість при підніманні та опусканні вантажу відповідно.

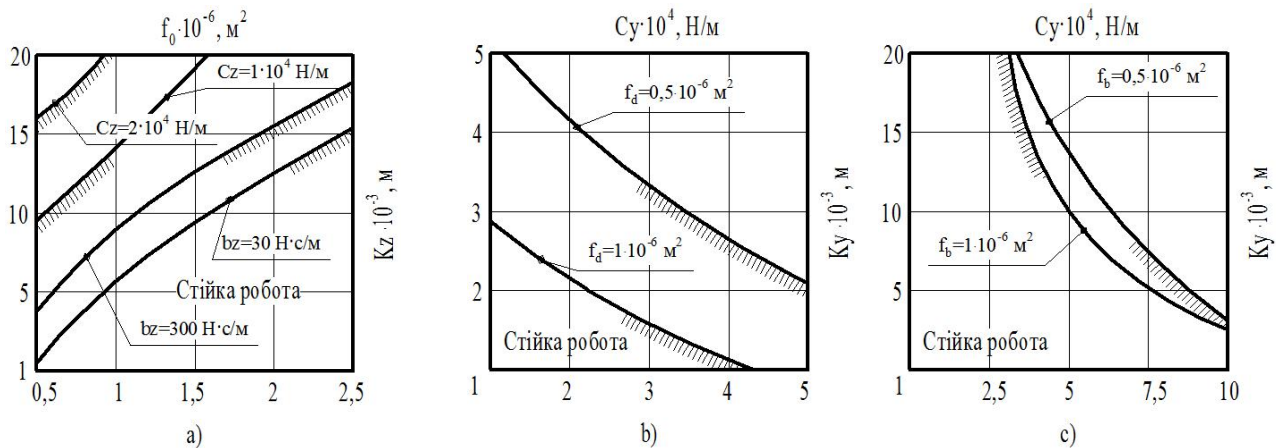


Рис. 2. Графіки впливу параметрів гідроприводу стріли фронтального навантажувача на стійкість при підніманні а), б) та опусканні с) вантажу

## Висновки

Для регулятора насоса: при збільшенні площі робочого вікна дроселя  $f_0$  та коефіцієнта в'язкого тертя  $b_z$  в заданих діапазонах збільшується зона стійкої роботи, а при збільшенні жорсткості пружини  $C_z$  та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора  $K_z$  – зменшується.

Для гальмівного клапана: зона стійкої роботи обмежена коефіцієнтом підсилення робочого вікна гальмівного клапана  $K_y=(1...2) \cdot 10^{-3}$  м та жорсткістю пружини  $C_y=(1...2,5) \cdot 10^4$  Н/м.

Після розрахунків розроблена 3D модель гальмівного клапана з параметрами в визначених діапазонах стійкої роботи.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Буренников Ю. А. Пропорциональный распределитель для гидросистемы, чувствительной к нагрузке / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов. – Весник НТУУ „КПІ”: Машиностроение, 2002. – С. 37-39.
2. Буренников Ю. А. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський. – Вінниця: Вісник ВПІ, 2006. – №6. – С. 211-217.

3. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця: Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – №2. – С. 83-90.

4. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич. – Луцьк: Міжвузівський збірник «Наукові нотатки», 2013. – №40. – С. 118-123.

*Леонід Геннадійович Козлов* — док. техн. наук, професор кафедри технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця;

*Олег Володимирович Піонткевич* — аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: [archimed1989@gmail.com](mailto:archimed1989@gmail.com);

*Андрій Олександрович Іванов* — студент групи 1ТМ-15м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця;

*Тарас Анатолійович Іванчук* — студент групи 1ТМ-15м, факультет машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

*Leonid G. Kozlov* — Doctor of Engineering, professor of the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

*Oleg V. Piontkevych* — post-graduate Student the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: [archimed1989@gmail.com](mailto:archimed1989@gmail.com);

*Andrey A. Ivanov* — student group 1ТМ-15m, faculty of engineering and transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia;

*Taras A. Ivanchuk* — student group 1ТМ-15m, faculty of engineering and transport, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia.