

# КОМПЛЕКСНИЙ КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ ДЛЯ ГІДРОПРИВОДУ НА ОСНОВІ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КЛАПАНА

Вінницький національний технічний університет;

## *Анотація*

*Запропоновано комплексний критерій оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана, який враховує статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу.*

**Ключові слова:** гідропривод, оптимізація, врівноважувальний клапан.

## *Abstract*

*A complex optimization criterion of design parameters counterbalance valve was proposed, that into account the static, dynamic and energy characteristics of the hydraulic drive.*

**Keywords:** hydraulic drive, optimization, counterbalance valve.

## Вступ

Гідроприводи на основі врівноважувальних клапанів забезпечують стабілізацію швидкості руху своїх гідродвигунів до 8% [1, 2]. Стабілізація швидкості руху гідродвигуна залежить від конструктивних параметрів регулятора насоса та врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні, а при супутньому навантаженні – в основному від параметрів врівноважувального клапана. Правильний підбір конструктивних параметрів врівноважувального клапана зменшить затрати потужності на керування опусканням вантажу при тиску в гідроприводі до 3 МПа [3]. Розраховано конструктивні параметри врівноважувального клапана, які суттєво та неоднозначно впливають на динамічні характеристики перехідних процесів в гідроприводі при зустрічному та супутньому навантаженнях [4].

Введення комплексного критерію оптимізації, який враховує вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу, забезпечить розрахунок сполучень параметрів врівноважувального клапан з досягненням оптимальних характеристик гідроприводу.

Метою роботи є знайти комплексний критерій оптимізації, який враховує статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу на основі врівноважувального клапана.

## Результати дослідження

Оптимізацію конструктивних параметрів врівноважувального клапана проводимо методом LP-пошуку. Найбільш впливовими конструктивними параметрами на статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу є: площі  $f_d$  та  $f_b$  нерегульованих дроселів, діаметр  $d_{y1}$  поршня, діаметр  $d_{y2}$  основного золотника, попереднє стиснення пружини  $H_y$  та коефіцієнт підсилення робочого вікна  $K_y$ .

За розрахунками параметри попереднього стиснення пружини  $H_y$  та коефіцієнту підсилення робочого вікна  $K_y$  впливають на характеристики гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях. Параметри площі  $f_d$  нерегульованого дроселя та діаметр  $d_{y2}$  основного золотника впливають на характеристики гідроприводу лише при зустрічному навантаженні, а параметри площі  $f_b$  нерегульованого дроселя та діаметр  $d_{y1}$  поршня – лише при супутньому навантаженні.

Динамічні характеристики при зустрічному навантаженні розраховувалися для тиску в напірній гідролінії  $p_n$ , а при супутньому навантаженні – тиску в робочій гідролінії  $p_y$ . Для оптимізації обрано найбільш нестійкий режим роботи гідроприводу (навантаження  $T=800\text{Н}$ , швидкість руху гідродвигуна  $V=0,25\text{ м/с}$ ).

Формула розрахунку комплексного критерію оптимізації має вигляд:

$$W_{opt} = 0,2 \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} + \frac{\delta_i}{\delta_{max}} \right) + 0,3 \left( \frac{t_{pi}}{t_{pmax}} + \frac{N_i}{N_{max}} \right) + 0,2 \left( \frac{\sigma_i^*}{\sigma_{max}^*} + \frac{\delta_i^*}{\delta_{max}^*} \right) + 0,3 \left( \frac{t_{pi}^*}{t_{pmax}^*} + \frac{N_i^*}{N_{max}^*} \right), \quad (1)$$

де  $i$  – номер дослідів;  $*$  – індекс параметрів при супутньому навантаженні;  $\sigma_i, \sigma_{max}, \sigma_i^*, \sigma_{max}^*$  – величини перерегулювання тисків та їх максимального перерегулювання в серії дослідів;  $\delta_i, \delta_{max}, \delta_i^*, \delta_{max}^*$  – величини похибки стабілізації швидкості руху  $V$  при зміні режимів роботи та максимальної похибки стабілізації швидкості руху  $V$  в серії дослідів;  $t_{pi}, t_{pmax}, t_{pi}^*, t_{pmax}^*$  – час перехідного процесу та максимальний час перехідного процесу в серії дослідів;  $N_i, N_{max}, N_i^*, N_{max}^*$  – величини затраченої потужності гідроприводу та його максимальна затрачена потужність в серії дослідів.

Формула (1) включає характеристики величини перерегулювання по тиску та стабілізації швидкості руху гідродвигуна з коефіцієнтом 0,2, а характеристики часу перехідного процесу та величини затраченої потужності гідроприводу з коефіцієнтом 0,3. Це пов'язано з тим, що під час оптимізації робився акцент на енергетичні характеристики гідроприводу та його швидкодію.

### Висновки

Запропоновано комплексний критерій оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана для забезпечення оптимальних статичних, динамічних та енергетичних характеристик гідроприводу.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavaska // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.
2. Експериментальні дослідження характеристик врівноважувального клапана для системи керування гідроприводом фронтального навантажувача [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту», м. Харків, 14-16 травня 2018 р. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – С. 66–68.
3. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.
4. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики [Текст] / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – № 2(4). – С. 68–76.

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

**Піонткевич Олег Володимирович** — інженер кафедри технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: [piontkevych@vntu.edu.ua](mailto:piontkevych@vntu.edu.ua);

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

**Piontkevych Oleh V.** — engineer of the Department of Technology and Automation of Machine building, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: [piontkevych@vntu.edu.ua](mailto:piontkevych@vntu.edu.ua);