

SECTION 7.

TECHNOLOGIES OF LIGHT AND WOODWORKING INDUSTRY

Сергєєв Віталій Вікторович 

Аспірант за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
Хмельницький національний університет, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕЖИМІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ВИРУБНОГО ПРЕСА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ІНЕРЦІЙНОГО НАКОПИЧУВАЧА ТА ЧАСТОТНОГО КЕРУВАННЯ

Вирубні преси, що застосовуються в машинобудівних та переробних виробництвах, функціонують у режимі істотно змінного навантаження. У межах одного циклу привід переходить від порівняно спокійної роботи до короткочасної фази різкого зростання зусилля, тиску в гідросистемі та споживаної потужності. За звичайної схеми побудови електродвигун підбирається з орієнтацією на найбільш напружений фрагмент циклу, хоча на інших ділянках його встановлена потужність використовується частково. Це спричиняє появу пікових струмів, додаткові теплові втрати та погіршення умов роботи гідравлічної частини приводу [1, 2].

Один із напрямів зменшення такої нерівномірності полягає у введенні до структури приводу інерційного накопичувача, здатного запасати механічну енергію під час менш навантажених відрізків циклу та віддавати її в момент робочого ходу. У цьому разі доцільно оцінювати не тільки максимум споживаної потужності, а й сумарний дефіцит енергії, який виникає на активній ділянці циклу. Такий показник можна подати у вигляді інтеграла різниці між миттєвою потребою навантаження та допустимим рівнем потужності, яку доцільно відбирати від двигуна:

$$W_d = \int_{(t_1)}^{(t_2)} (P_L(t) - P_a) dt, \quad P_L(t) > P_a$$

де W_d – енергетичний дефіцит активної ділянки циклу; $P_L(t)$ – миттєва потреба навантаження у потужності; P_a – рівень потужності, який приймається як допустимий для електродвигуна в межах раціонального режиму. Така форма запису дає змогу пов'язати параметри накопичувача з реальною діаграмою навантаження преса, а не лише з номінальними даними

його приводу [2].

За умови, що зниження швидкості обертання накопичувача протягом робочого ходу є відносно невеликим, необхідний момент інерції можна оцінити через середню кутову швидкість і допустиму нерівномірність обертання. У такому разі розрахункове співвідношення набуває вигляду:

$$J_{min} = W_d / (\overline{\omega})^2 \delta, \delta = (\omega_{max} - \omega_{min}) / \overline{\omega}$$

де J_{min} – мінімально необхідний момент інерції накопичувача; ω – середня кутова швидкість; δ – відносна нерівномірність обертання; ω_{max} і ω_{min} – найбільше та найменше значення кутової швидкості в межах циклу. На відміну від прямого вибору маси маховика за геометричними міркуваннями, такий підхід дозволяє врахувати допустимий діапазон зміни швидкості та погодити параметри накопичувача з динамікою електроприводу.

Після визначення моменту інерції переходять до вибору конструктивного виконання накопичувача. Для приводів пресового обладнання практичний інтерес становлять дискові та обідні маховики. Перша забезпечує простішу конструкцію і зручніші умови виготовлення, друга дозволяє ефективніше винести масу до периферії і тим самим збільшити енергомісткість за того самого зовнішнього діаметра. Водночас зі зростанням периферійної швидкості підвищуються вимоги до міцності, балансування та жорсткості з'єднання з валом, тому геометричні параметри накопичувача мають визначатися з урахуванням не лише енергоємності, а й механічної надійності вузла.

Саме по собі введення інерційної ланки не усуває втрат у гідросистемі, якщо насос і надалі працює з незмінною швидкістю упродовж усього циклу. Тому доцільним є поєднання накопичувача з частотним керуванням електродвигуном. Для об'ємного насоса споживана гідравлічна потужність може бути подана як функція тиску, робочого об'єму, частоти обертання та загального коефіцієнта корисної дії:

$$P_h = \frac{pqn}{\eta_\Sigma}$$

де p – робочий тиск; q – робочий об'єм насоса; n – частота обертання вала; η_Σ – сумарний коефіцієнт корисної дії. Зі зменшенням швидкості на холостих і допоміжних ділянках циклу відповідно знижується подача насоса, а разом із нею і непродуктивні втрати енергії [3, 4]. Перед початком навантаженої фази частотний перетворювач може підвищувати швидкість

двигуна до потрібного рівня, забезпечуючи попереднє накопичення кінетичної енергії в інерційній ланці [5].

Узгоджений режим роботи приводу доцільно будувати так, щоб у паузах між робочими ходами електродвигун працював на визначеній частоті, що встановили на початку роботи, покриваючи лише поточну потребу гідросистеми, а під час виконання операції частина необхідної енергії надходила від накопичувача (маховика). Після завершення робочого ходу система знову повертається до більш економного режиму. Така послідовність дозволяє зменшити пікове навантаження на електродвигун, послабити теплове навантаження на робочу рідину та знизити динамічні впливи на валопровід і насосну групу.

Таким чином, підвищення енергоефективності електрогідравлічного приводу вирубного преса доцільно забезпечувати шляхом спільного використання інерційного накопичувача та частотного керування. Запропонований підхід відрізняється тим, що параметри накопичувача визначаються через енергетичний дефіцит робочого циклу і допустиму нерівномірність швидкості, а режим двигуна формується відповідно до змін навантаження в межах технологічної операції. Це створює передумови для модернізації наявних пресів без повної заміни їх конструктивної схеми та сприяє зниженню енергоспоживання у виробничих умовах.

Список використаних джерел:

1. Гасюк О. І. Математичне моделювання електрогідравлічних приводів технологічного обладнання. Вісник НТУ «ХП». 2015. № 33. С. 58–63.
2. Засицький О. М., Клітної В. В. Розробка енергоефективної системи приводу гідравлічного вертикального преса. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : тези доповідей 31-ї Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD 2023. Харків, 2023. С. 168.
3. Kravetskyi Yu. A., Hubariev O. P., Levchenko O. V. Specifics of Remote Electrohydraulic Drive Microprocessor Control During Switching from Primary to Backup Operating Mode. Visnyk NTUU KPI Seria – Radiotekhnika Radioaparatabuduvannia. 2025.
4. Khedr O. H. et al. Optimizing power consumption and position control in an electro hydraulic system with cylinder bypass and NN MPC. Scientific Reports. 2024. Vol. 14.
5. Schmidt L., van Binsbergen Galán M. Electro Hydraulic Variable Speed Drive Network Technology—First Experimental Validation. Energies. 2024. Vol. 17, No. 13.