

УДК 622 .64

Л. Поліщук

Доцент, канд. техн. наук

О. Адлер

Аспірантка

А. Малярчук

Доцент, канд. техн. наук

Вінницький національний
технічний університет,
м. Вінниця

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК ЗМІНИ НАВАНТАЖЕННЯ НА ДИНАМІКУ РОБОТИ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ

На основі розробленої розрахункової схеми та математичної моделі гідравлічного привода, проведено ряд його теоретичних та експериментальних досліджень, які дають змогу встановити вплив характеристик зміни навантаження на динаміку роботи вмонтованого гідравлічного привода.

гідравлічний привід, пристрій керування, параметр, конвеєр

Стрічковий конвеєр є основним засобом неперервного транспорту в різних галузях економіки, який забезпечує поточні технології виробництва. Ефективність їх використання значною мірою визначається технічними можливостями привідного пристрою, техніко-економічні показники якого повинні відповідати як умовам експлуатації транспортуючих машин, так і режимам їх роботи.

Аналіз особливостей експлуатації стрічкових конвеєрів у машинах різного технологічного призначення з обмеженою монтажною зоною під привід дав змогу надати перевагу тим приводам, які відзначаються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, меншою кількістю складових вузлів. До того ж, стрічкові конвеєри, в своїй більшості, експлуатуються в умовах змінних навантажень, максимальне перевищення яких над номінальним може бути значним. Під час роботи приводів таких транспортерів виникають умови, коли через істотне збільшення навантаження для уникнення поломок привода потрібна його термінова зупинка, що істотно знижує продуктивність.

Вантажопотоки, що надходять на стрічку конвеєра характеризуються великою нерівномірністю і мають, переважно, випадковий характер та описуються як випадкові процеси. Нерівномірність вантажопотоків є причиною сукупності різних факторів, що знаходяться в складному зв'язку і можуть змінюватися в часі та просторі. Крім цього, надходження й розподіл вантажу по стрічці може змінюватися за різними законами.

Коефіцієнт нерівномірності таких вантажопотоків може набувати значень у межах 1,97...2,02 [1]. Такі характеристики зміни вантажопотоків є причиною виникнення значних динамічних навантажень, що, в свою чергу, може призвести до виникнення поломок і виходу з ладу стрічкового конвеєра.

Зазначені режими транспортування характерні для роботи приймального конвеєра буртоукладальної машини чи відвантажувального і поперечного конвеєрів корене-збиральної машини РКС-6 [2 — 4, 5], а також акумулюючого конвеєра, що працює в гірничорудних шахтах, завантаження якого здійснюється скреперними прис-

троями, що неперервно подають гірничу масу від забою до конвеєра [6].

Наприклад, під час розвантаження коренеплодів у бункерний пристрій буртоукладальної машини з автотранспортного засобу транспортери зупиняють і після його заповнення здійснюють повторний запуск приводу конвеєра, під час якого навантаження зростає в декілька разів порівняно з номінальним. В електро-механічному приводі під час повторного запуску може вийти з ладу його механічна частина, а в гідравлічному — спрацьовує запобіжний клапан гідросистеми.

Тому, з точки зору забезпечення роботоздатності механічних систем машин, що експлуатуються в зазначених вище умовах, доцільним є використання вмонтованих гідравлічних приводів транспортерів з пристроєм керування величини крутного моменту, що дає можливість забезпечити безупинний режим роботи, підвищити продуктивність, істотно спростити кінематичну схему, оскільки вилучаються проміжні редуктори, а також основні джерела виникнення вібраційних коливань (наприклад, у випадку з буртоукладальною машиною — карданні передачі).

Розроблений у Вінницькому національному технічному університеті привід [7] призначений для транспортуючих машин неперервної дії, які працюють в умовах змінних навантажень на робочому органі, в конвеєрах різного технологічного призначення.

Вмонтований гідравлічний привід, конструктивна схема якого наведена на рис. 1, містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 і 3 й передавального механізму, що складається з ведучої 4, проміжних 5 та коронної 6 шестерень.

Барабан 1 встановлено на осі, яка складається з двох півосей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 і 3 в середині півосей 7 і 8 виконано осьові канали 9 і 10, які за допомогою радіальних каналів 11 і 12, а також трубопроводів 13 і 14 та 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів півосі 7, для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 і 3, встановлено пристрій керування 17 у вигляді клапана непрямої дії.

Пристрій керування містить клапан першого каскаду — конічно-циліндричний затвор 18, притиснутий пружиною 19 до сідла 20, встановленого в корпусі 21 і регулювальний гвинт 22 для налаштування на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор 18 спряжений з двома поверхнями сідла 20 різного діаметра, причому, запірна конічна поверхня сходинок меншого діаметра контактує з фаскою, виконаною на меншому діаметрі східчастій розточці в сідлі 20, розміщеному в корпусі 21 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня сходинок більшого діаметра спряжена з розточкою більшого діаметра сідла 20 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 20 додатне перекриття. Клапан другого каскаду — трубчастий золотник 23 притиснутий пружиною 24 до сідла 25. Внутрішньою поверхнею золотник 23 спряжений з циліндричним осердям 26, що забезпечує його напрям

переміщення під час взаємодії з сідлом 25, а зовнішньою поверхнею — з поверхнею розточки корпуса 27 і ущільнений гумовим кільцем 28. Вхід гідромотора 3 за вимкненого пристрою керування 17 з'єднаний зі зливом через зворотній клапан 34.

Вмонтований гідравлічний привід працює так. Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налаштування пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 і радіальний 11 канали, що виконані у півосі 7 і трубопровід 13, надходить у робочу камеру гідромотора 2. У результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом редуктора 3, який, за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних шестерень 5, приводить у рух коронну шестерню 6. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній стороні поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 8, поступає на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнено, гідромотор 3 працює вхолосту і, завдяки зворотному клапану 34, його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на зливання.

За раптового підвищення навантаження тиск на вході гідросистеми (отвір 31) досягає значення p_2 , що перевищує номінальне значення p_1 , спрацьовує пристрій керування 17 і, за рахунок того, що конічно-циліндричний затвор 18, стискаючи пружину 19, встановлену в корпусі 21, сила якої визначається налаштуванням регулювального гвинта 22, зміщується відносно сідла 20 і робоча рідина поступає на злив через отвір 33. При цьому на дроселі 30 виникає перепад тисків, за рахунок чого трубчастий золотник 23, який встановлено на циліндричному осерді 26, стискаючи пружину 24, зміщується в корпусі 27 разом з ущільнюючим гумовим кільцем 28 відносно сідла 25 вліво, пропускаючи робочу рідину в отвір 29, що з'єднаний з трубопроводом 14, через який робоча рідина надходить у робочу камеру гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2.

Дросель 32 демпфує трубчастий золотник 23, підвищуючи цим динамічну стійкість пристрою керування, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 32 і торцем трубчастого золотника 23), оптимальна величина податливості якої забезпечує потрібні перехідні характеристики клапана. При цьому дросель 32 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратами клапана першого каскаду, а також не погіршує статичні характеристики клапана керування.

У результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 і 3 відбувається обертання їхніх вихідних валів, що жорстко з'єднані з швидкохідним валом передавального механізму 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 і проміжних шестерень 5, приводить у рух коронну шестерню 6. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній поверхні корпуса

барабана 1, передає йому обертальний рух відносно з'ясовної осі. Втративши енергію робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 і 3, трубопроводи 15 і 16, відповідно, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 8, поступає на зливання. Регулюючи витрату і тиск робочої рідини, можна керувати відповідно кількістю обертів корпусу барабана 1 (а, отже, і швидкістю транспортування) та крутним моментом.

З метою встановлення впливу характеру зміни навантаження на динаміку роботи такого приводу відповідно до розробленої розрахункової схеми, наведеної на рис. 2, складено математичну модель приводу, яка містить рівняння балансу витрат рідини в напірній і зливній магістралях, рівняння руху відповідних ділянок механічної системи конвеєра та рівняння, що описують роботу пристрою керування. В цих рівняннях враховано взаємозв'язок динамічних процесів у приводі з пружно-дисипативними, жорсткісними, інерційними характеристиками ланок конвеєра й конструктивними особливостями пристрою керування, пов'язаними з використанням параметричного принципу дії у його запірних елементах:

— за $p_{кл} \geq p_1$

$$\left. \begin{aligned} q_n n_n - \sigma_1 p_1 - q_D \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) &= 0; \\ Q_{D1} - k_2 V_2 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 &= Q_2, \\ I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi 1} f_{TP1} \times \\ \times (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{T1} - q_D (p_1 - p_2) &= 0, \\ I_2 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + \\ + c_{\varphi 2} f_{TP2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \\ + M_{T2} - q_D (p_3 - p_2) &= 0, \\ i c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + i c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - \\ - r_1 (F_1 - F_4) &= 0, \\ r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 &= 0, \\ F_1 = A \left(E_C \varepsilon_1 + \eta E_D \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right); \\ \varepsilon_1 &= u_1 / l; \\ u_1 &= (\varphi_2 - \varphi_3) r_1; \\ F_1 = F_2 = -F_3 = -F_4. \end{aligned} \right\} (1)$$

— за $p_{кл} \leq p_1$

$$\left. \begin{aligned} q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{D1} - Q_{D1} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) &= 0, \\ Q_{D1} + Q_{D2} - k_2 V_2 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 &= Q_2, \\ I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + \\ + c_{\varphi 1} f_{TP1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \\ + M_{T1} - q_D (p_1 - p_2) &= 0, \\ I_2 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + \\ + c_{\varphi 2} f_{TP2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \\ + M_{T2} - q_D (p_3 - p_2) &= 0, \\ i c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + i c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - \\ - r_1 (F_1 - F_4) &= 0, \\ r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 &= 0, \\ q_m \frac{d\varphi}{dt} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}} + \mu_{DP} f_{DP} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{кл})}{\rho}} + \\ \sigma_2 p_{кл} + k_{кл} V_{кл} \frac{d}{dt} p_{кл} + \\ + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2) \frac{dh_1}{dt}; \\ \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2) p_1 + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2) p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + \beta_2 \frac{d}{dt} h_1 + \\ + 2\mu_1 b_1 h_1 \sqrt{(p_1 - p_3)(p_1 - p_{кл})} \cos \alpha_1 + e_1 (h_1 + x_1). \\ p_1' = \frac{kh_2}{f_3}, \\ p_1 = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \end{aligned} \right\} (2)$$

У системах рівнянь (1) і (2) використані такі позначення: p_1 — тиск у напірній магістралі гідромотора 4; p_2 — тиск у зливній магістралі; p_3 — тиск у магістралі гідромотора 5 після спрацьовування пристрою керування; q_n, q_m — робочі об'єми насоса і гідромотора; n_n — кількість обертів вихідного вала насоса; σ_1 — коефіцієнт витрат з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском p_1 ; k_1 — коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний V_1 ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — кутові переміщення роторів гідромоторів, привідного й веденого барабанів, відповідно; c_φ —

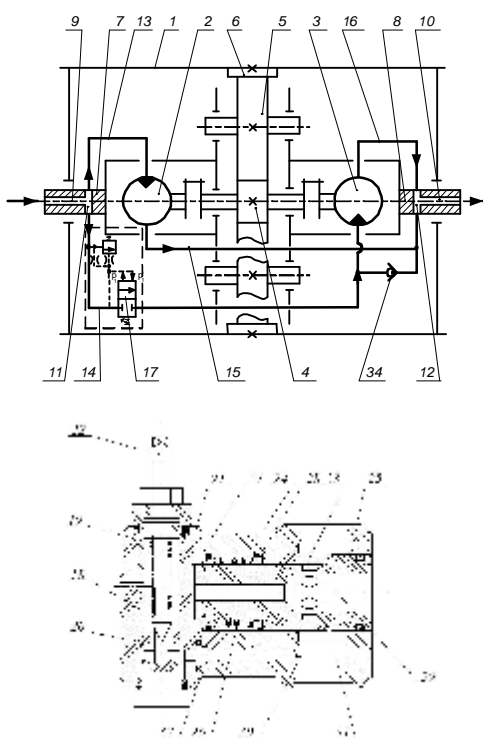


Рис. 1. Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження

зведена крутильна жорсткість привідної системи; v — коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; I_1, I_2, I_3, I_4 — моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції привідного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра відповідно; M_m — механічні втрати в гідромоторах; M_o — момент опору руху стрічки; r — радіус барабанів; A — площа перетину стрічки; E_c, E_d — статичний і динамічний модулі пружності стрічки; z — відносний коефіцієнт демпфування; $p_{кл}$ — тиск у напірній і зливній магістралях пристрою керування; h_1, b_1 — відкриття й довжина робочого отвору золотникового клапана; m_1 — маса золотникового клапана; e_1, x_1 — жорсткість і попередній стискпружини; β_2 — коефіцієнт в'язкого демпфування; $\mu_1, \mu_{оп}$ — коефіцієнт витрат, відповідних прохідних перерізів; ρ — густина оливи; d_1, d_2, d_3 — діаметри поверхонь золотникового клапана; $f_{оп}$ — площа поперечного перерізу дроселя; h_2 — попередня деформація пружини першого каскаду; k — жорсткість пружини першого каскаду; α_1 — кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини; $f_1 = \pi/4(d_3^2 - d_2^2)$ — площа контакту торця золотникового клапана; $f_2 = \pi/4(d_3^2 - d_1^2)$ — повна площа торця золотникового клапана; $f_3 = \pi d_4^2/4$ — площа конуса затвора в місці контакту з сітлом; $f_4 = \pi d_5^2/4$ — площа циліндричної частини затвора; d_4, d_5 — діаметри конічної і циліндричної поверхонь затвора відповідно.

Дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до навантаження [8, 9], здійснювалось на основі інтегрування диференційних рівнянь, що входять до математичної моделі, за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакету Math Lab 13.

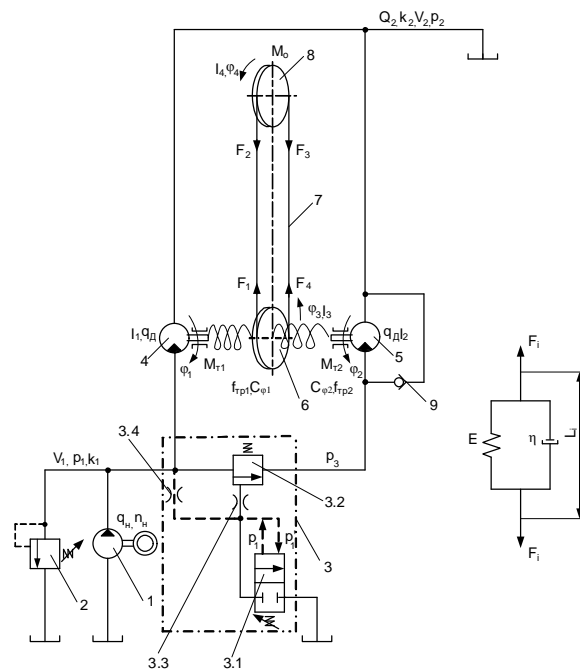


Рис. 2. Розрахункова схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження

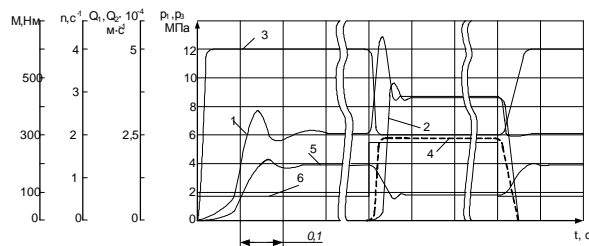


Рис. 3. Теоретичні залежності $p_1(t), p_3(t), Q_1(t), Q_2(t), \eta(t), M(t)$ (криві 1 — 6 відповідно) від часу: $p_{кв} = 12$ МПа; $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$; східчаста зміна навантаження

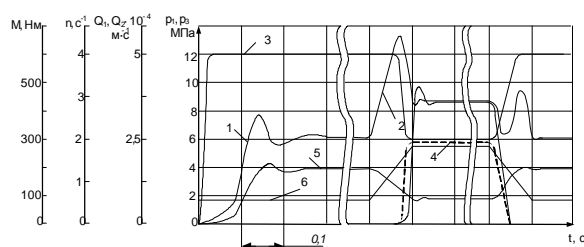


Рис. 4. Теоретичні залежності $p_1(t), p_3(t), Q_1(t), Q_2(t), \eta(t), M(t)$ (криві 1 — 6 відповідно) від часу: $p_{кв} = 12$ МПа; $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$; трапецеїдальна зміна навантаження

Аналіз умов роботи гідропривідних систем показав, що на перехідні процеси гідропривідного агрегату істотний вплив має характер зміни навантаження на робочому органі, тому досліджувались динамічні процеси, що виникають у приводі за східчастого й трапецеїдального законів зміни навантаження (рис. 3, рис. 4).

З метою встановлення адекватності розробленої математичної моделі реальним фізичним процесам, що відбуваються в приводі, було проведено експериментальні дослідження, якими встановлено, що похибки з теоретичними результатами знаходяться в межах від 8,4 до 17,8 %.

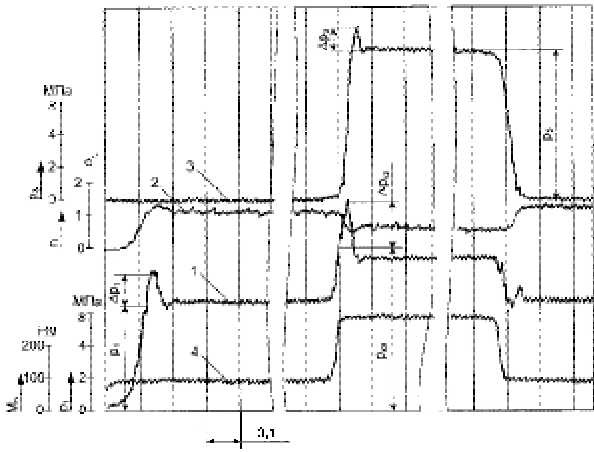


Рис. 5. Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, за тиску відкриття $p_{кв}=12$ МПа, крутильної жорсткості $c_j=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н-м/рад; $f_3/f_4=0,6$: 1 — зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 — зміна частоти обертання виконавчої ланки приводу; 3 — зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 — зміна навантаження (східчаста) на виконавчій ланці приводу

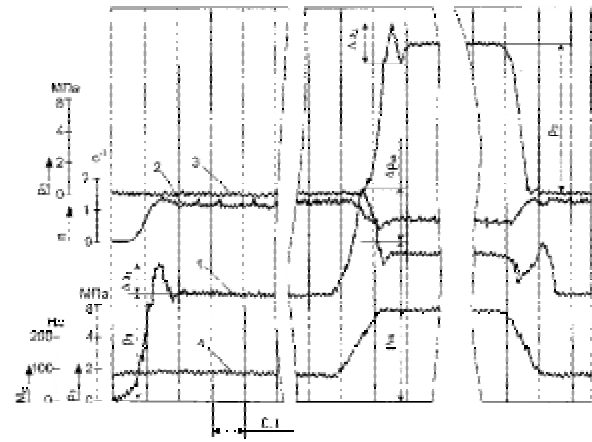


Рис. 6. Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, за тиску відкриття $p_{кв}=12$ МПа, крутильної жорсткості $c_j=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н-м/рад; $f_3/f_4=0,6$: 1 — зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 — зміна частоти обертання виконавчої ланки приводу; 3 — зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 — зміна навантаження (східчаста) на виконавчій ланці приводу

що є допустимим. На рис. 5 — рис. 6 наведено осцилограми перехідних процесів, що відбуваються у приводі за східчастої і трапецеїдальної зміни навантаження.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень дає змогу зробити висновок про те, що зміна характеру навантаження, наприклад, зі східчастого на трапецеїдальний, істотно впливає на динамічні процеси, що відбуваються під час відкриття і закриття пристрою керування. За такої зміни навантаження (градієнт наростання моменту опору в цьому випадку в чотири рази менший порівняно зі східчастим) тривалість перехідного процесу відкриття пристрою керування (рис. 6) $t_{кв}$ збільшується у 2,2 рази.

Особливо слід наголосити на впливі характеру зміни навантаження на перехідні процеси, що відбуваються в приводі під час закриття пристрою керування. Через спадання моменту опору, що також у чотири рази відбувається повільніше, ніж за східчастої зміни навантаження, тиск у гідромагістралі першого гідромотора, після спрацювання пристрою керування, спочатку на короткий проміжок часу спадає, а потім істотно збільшується до значення $\Delta p_{кв}=3,4$ МПа (у випадку східчастої зміни навантаження $\Delta p_{кв}=1,2$ МПа) в результаті більш тривалої дії навантаження, що повільніше змінюється, на валу гідродвигуна.

Отже, за збільшених значень тиску закриття й повільної зміни навантаження під час роботи одного гідромотора існує ймовірність такого завищення тиску, що призведе до відкриття пристрою керування і виникнення автоколивальних процесів, що є недопустимим. Тому в такому випадку значення тиску закриття слід понизити до величини, яка відрізняється від номінальної на 1...1,5 МПа.

Література

1. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. — М.: Наука, 1982. — 187 с.
2. Поліщук Л. К. Гідрофікація транспортних засобів бургокладальних машин / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький,

Р. П. Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях. — 2003. — №5 (31). — С 28—30.

3. Новиков Е. Е. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств / Е. Е. Новиков, А. Ф. Пономарчук, Л. К. Поліщук // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — 1987. — №23. — С. 119—122.

4. Коваленко В. Я. Оценка надежности ленточного конвейера для аккумулирующих выработок рудных шахт / В. Я. Коваленко, В. С. Кириленко // Надежность горных и транспортных машин. — 1985. — С. 21—23.

5. Ананьев И. В. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование / И. В. Ананьев, П. Г. Тимофеев. — М.: Машиностроение, 1965. — 526 с.

6. Вибрації енергетических машин: Справочное пособие. — Л.: Машиностроение, 1974. — 464 с.

7. Пат. 22801 України, МПК⁸ B65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Обертюх Р. Р., Адлер О. О.; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. — №u200613735; заявл. 25.12.06; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.

8. Поліщук Л. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Машинознавство. — 2007. — №6 (120). — С. 33—37.

9. Поліщук Л. К. Вибір керуючого пристрою для вмонтованого гідравлічного приводу із змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, Р. Р. Обертюх, О. О. Адлер // Збірник праць XIII міжнародної науково-технічної конференції в м. Севастополі 17 — 22 вересня 2007 р. В 5-ти томах. — Донецьк: ДонНТУ, 2007. — Т. 3. — С. 191—194.

Отримана 10.05.09

L. Polischuk, O. Adler, A. Maliarchuk
Influence of descriptions of change of loading on dynamics of work of mounted hydraulic drive
Vinnitsa National Technical University

On the basis of the developed calculation chart and mathematical model of hydraulic drive, the row of him is conducted theoretical and experimental researches which enable to set influence of descriptions of change of loading on the dynamics of work mounted hydraulic drive.