

ВМОНТОВАНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД ПРИЙМАЛЬНОГО КОНВЕЄРА БУРТОУКЛАДНИКА

Поліщук Л.К., Адлер О.О., Коваль О.О.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

Для приймального конвеєра буртоукладника, що працює в режимах змінних навантажень, розроблено вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування, який дозволяє застосовувати активне резервування крутного моменту за умови використання двох гідродвигунів, з метою забезпечення неперервного режиму роботи транспортера. Розроблено математичну модель динамічних процесів гідромеханічної системи конвеєра, яка дозволяє здійснити вибір раціональних параметрів режимів роботи привода.

Ключові слова: вмонтований гідравлічний привод, стрічковий конвеєр, змінне навантаження, пристрій керування, математична модель, динамічні процеси.

Вступ. Для конвеєрів, що експлуатуються в сільськогосподарських машинах, гірничих шахтах, при відкритому видобуванні корисних копалин, переробних виробництвах харчової промисловості тощо, характерні змінні режими навантаження, під час яких можуть виникати умови, коли через певне збільшення навантаження для уникнення поламак привода потрібна його термінова зупинка.

Вантажопотоки, що надходять на стрічку конвеєра, характеризуються великою нерівномірністю, перервами в самому надходженні і носять, як правило, випадковий характер та описуються як випадкові процеси. Крім того, надходження та розподілення вантажу по стрічці може змінюватися за різними законами (рис. 1) [1]. Коефіцієнт нерівномірності таких вантажопотоків може знаходитись в межах 1,97...2,02 [2].

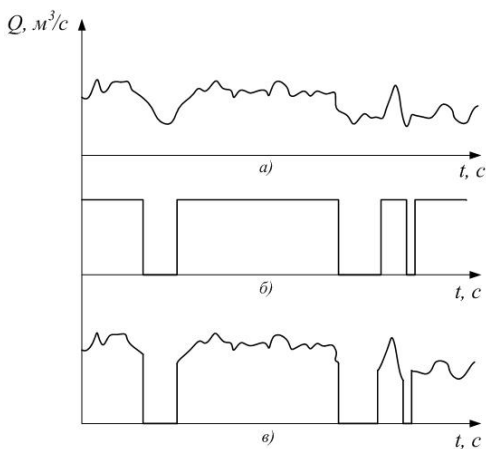


Рис. 1. Типовий закон розподілення вантажу *a* – неперервний; *б* – імпульсний; *в* – фактичний

Зазначені режими транспортування характерні для роботи приймального конвеєра буртоукладника, що входить до буртоукладальних комплексів, які експлуатуються на цукрових заводах. Під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспортного засобу транспортери зупиняються і після його заповнення здійснюється повторний запуск привода приймального конвеєра. Через різну вантажопідймальність транспортних засобів навантаження на приводі конвеєра є змінним і може значно перевищувати номінальне. В електромеханічному приводі за максимальних навантажень під час повторного запуску може

вийти з ладу його механічна частина, а в гідравлічному – спрацьовує запобіжний клапан гідросистеми. Для подальшого нормального функціонування приймального конвеєра оператору комплексу необхідно вручну зменшити кількість завантажених коренеплодів, що суттєво знижує продуктивність роботи комплексу.

В роботі [3] запропоновано розв'язок даної проблеми шляхом використання в гідравлічному приводі двох гідродвигунів, що приводять в рух передавальний механізм. При номінальному навантаженні працює лише один з гідродвигунів, а інший працює в холосту. Вмикання другого гідродвигуна паралельно першому здійснюється пристроєм керування, чутливим до зміни навантаження, що перевищує номінальне. За умови незмінної витратної характеристики насосної станції моменти обох двигунів з однаковими робочими об'ємами додаються, а частота обертання зменшується вдвічі. При зниженні навантаження нижче певного рівня, система керування автоматично вимикає другий гідродвигун.

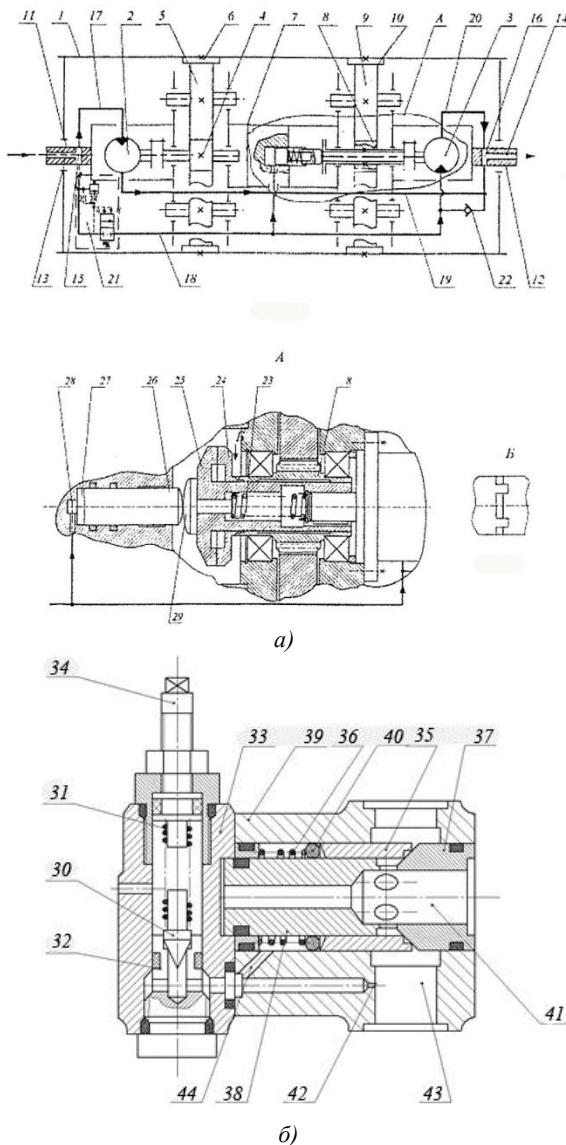


Рис. 2. Конструктивна схема вмонтованого гідропривода (а) та пристрою керування (б)

Недоліком наведеного пристрою керування є властива клапану прямої дії крутизна витратної характеристики, тому, за умови збільшення швидкості транспортування конвеєра, його необхідно переналагоджувати для забезпечення стабільного значення спрацьовування за тиском. Ще одним недоліком такої конструкції є значно звужена зона стійкої роботи системи при підвищених потужностях привода, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів.

Вказані недоліки можна усунути за допомогою застосування в гідроприводі пристрою керування, виконаного за параметричним принципом дії у вигляді двокаскадного клапана.

Результати досліджень

Метою роботи є розробка вмонтованого гідравлічного привода з пристроєм керування для приймального конвеєра буртоукладника, що працює в змінних режимах навантаження та розробка його математичної моделі, з врахуванням пружності ланок транспортера.

На рис. 2, а наведена схема вмонтованого гідравлічного привода (мотор-барабана), а на рис. 2, б схема пристрою керування [4]. В корпус барабана 1 вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідродвигунів 2 та 3 і двох передавальних механізмів, що складаються з шестерень 4 і 8, проміжних коліс 5 і 9 та коронних коліс 6 і 10. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. Ліва напівмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею улаштована через шпонкове з'єднання на валу гідродвигуна 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої напівмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, яка лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29. Правим торцем пружина 23 через шайбу опирається на стопорне кільце, яке встановлене в розточці зі сторони вала гідродвигуна 3. Ліва торцева поверхня маточини шестерні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої напівмуфти 24, яка разом з лівою напівмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує із торцевою сферичною поверхнею плунжера 26. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виконаного у середній частині 7 вісі, підведено радіальний канал, яким порожнина, утворена вказаним отвором, під'єднана до напірної магістралі гідродвигуна 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідродвигунів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідродвигунів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини вісі 11 встановлено пристрій керування 21. Вхід гідродвигуна 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

Пристрій керування містить клапан першого каскаду параметричного типу: конічно-циліндричний затвор 30, який притиснутий пружиною 31 до сідла 32, встановленого в корпусі 33, та регулювальний гвинт 34 для налагодження на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор 30, який спряжений з двома поверхнями сідла 32 різного діаметра, причому, запірна конічна поверхня ступеня меншого діаметра контактує із фаскою, виконаною на меншому діаметрі ступінчатої розточки в сідлі 32, розміщеному в корпусі 33 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 32 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 32 додатне перекриття. Клапан другого каскаду пристрою керування містить трубчастий золотник 35, який притиснутий пружиною 41 до сідла 37. Внутрішньою поверхнею золотник 35 спряжений з циліндричним сердечником 38, що забезпечує його напрямок переміщення під час взаємодії з сідлом 37, а зовнішньою поверхнею – з поверхнею розточки корпусу 39, і ущільнений гумовим кільцем 40.

Привод працює таким чином.

При непрацюючому пристрої керування 21 тиск в центральному отворі 28 середньої частини вісі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з

торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва напівмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідродвигуна 3 є нерухомим відносно шестерні другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою шестерні 4 та пари проміжних коліс 5, передає рух корпусу барабана 1 відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідродвигуна 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали поступає на злив.

Під час спрацювання пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідродвигуна 3, плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і плавно без удару притискає ліву напівмуфту поверхнею тертя до поверхні тертя правої напівмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестерні 8. Таким чином, вал гідродвигуна 3 через другий передавальний механізм разом з першим приводить в рух корпус барабана 1, збільшуючи обертовий момент. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідродвигунів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали поступає на злив.

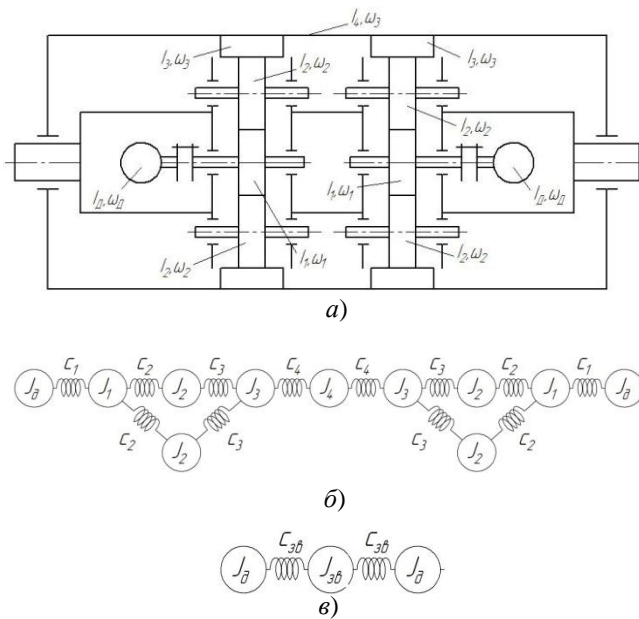


Рис. 3 Розрахункова схема механічної частини гідралічного вмонтованого привода (а), зведена одинадцятимасова системи з дванадцятьма пружними зв'язками (б), розрахункова схема механічної частини (в)

керування, що забезпечують неперервний режим експлуатації конвеєра, необхідно виконати його теоретичні дослідження за допомогою математичної моделі динамічних процесів, які виникають під час роботи привода та транспортера. Для побудови математичної моделі спочатку розроблено розрахункову схему механічної частини привода.

На рис. 3, а показана розрахункова схема механічної частини вмонтованого привода, де I_0, I_1, I_2, I_3, I_4 – відповідно моменти інерції роторів двигунів,

шестерень, проміжних коліс, зубчатих вінців коронних коліс і барабана; $\omega_0, \omega_1, \omega_2, \omega_3$ – кутові швидкості вказаних ланок; c_1, c_2, c_3, c_4 – пружні зв'язки між ланками.

Експериментальні дослідження свідчать про те, що нескладні кінематичні схеми механізмів можна зводити до найпростіших моделей, які забезпечують

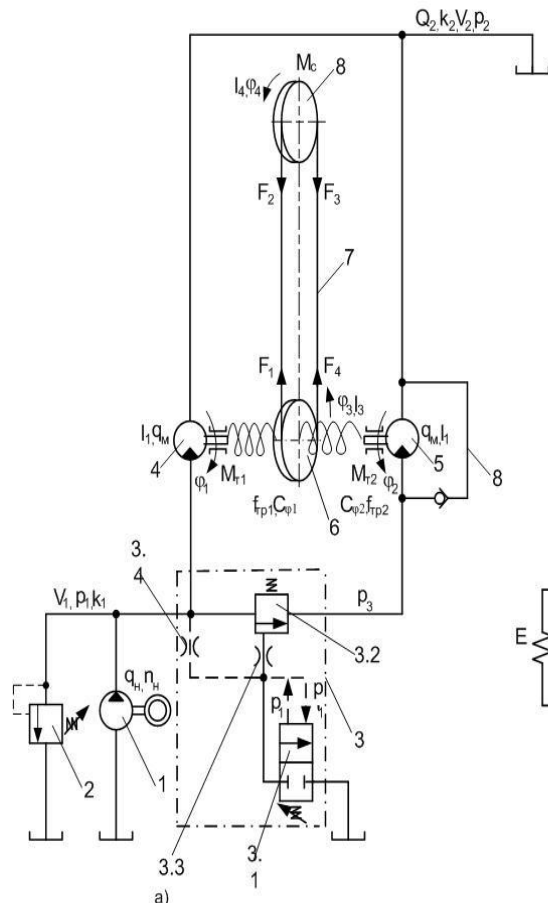


Рис. 4 Розрахункова схема гідравлічного привода з пристроєм керування

об'єктом дослідження в даному випадку є транспортуючий орган невеликої довжини. До першої зведені маси обертових частин приводного пристрою, до другої – рухомі ланки транспортуючої частини конвеєра. Стрічку конвеєра можна представити реологічною моделлю Фохта (рис. 4, б). В приводному пристрої встановлено гідродвигуни 4 та 5, до яких підведені напірний та зливний трубопроводи. Максимальний тиск, створюваний насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, що з'єднує напірну порожнину напіввісі з гідродвигуном 5, встановлено клапан керування 3. Вхід гідродвигуна 5 при закритому клапані керування з'єднано із зливом через зворотний клапан 9. Механічні втрати в гідродвигуні моделюються обертальними кінематичними парами. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

В основу математичного опису руху вихідної ланки привода покладені рівняння динаміки рухомих частин системи і рівняння балансу витрат рідини, за

точність розрахунків в допустимих межах [5]. Тому, одинадцятимасову систему з дванадцятьма пружними зв'язками (рис. 3, б). зведемо до трьохмасової.

Ланкою зведення обираємо корпус барабана. Тоді зведення інерційних моментів передавального механізму здійснюємо за допомогою рівнянь, що наведені в [6]. Таким чином, вихідну одинадцятимасову модель зводимо до тримасової (рис. 3, в) з моментами інерції $I_0, I_{3в}$ і з двома пружними зв'язками $c_{зв}$, яку використовуємо в розрахунковій схемі привода приймального конвеєра.

На рис. 4, а наведена розроблена розрахункова схема привода, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра приведена до дискретної і рухомі частини конвеєра представлені двома дискретними масами 6 і 8. Такий підхід не суперечить результатам проведеного аналізу розрахункових моделей стрічкових конвеєрів, оскільки

припущень, що прийняті в [6], які дозволяють отримати прийнятний опис роботи приводного пристрою.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу привода запишуться за умови роботи одного гідродвигуна 4.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі:

$$q_H n_H - \sigma_1 p_1 - Q_{o1} - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (1)$$

зливній:

$$Q_{o1} - k_2 V_2 \left(\frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \quad (2)$$

Причому $p_{кл} \geq p_1$

Рівняння руху ділянки 4-6:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi_1} f_{ТП1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] +$$

$$+ M_{T1} - q_o (p_1 - p_2) = 0,$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0 \quad (4)$$

Рівняння руху ланки 8 та деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8:

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0 \quad (5)$$

Зв'язок сили натягу і деформації стрічки, що описується моделлю Фохта, встановлюється співвідношенням:

$$F_1 = A \left(E_C \varepsilon_1 + \eta E_D \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right) \quad (6)$$

де $\varepsilon_1 = u_1 / l \quad (7)$

Деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8 запишеться виразом:

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3) r_1 \quad (8)$$

Умова постійності довжини замкнутого контуру пружної нитки матиме вигляд:

$$F_1 = -F_2 = F_3 = -F_4 \quad (9)$$

Підпір в зливній магістралі є мінімальним і приймається $p_2 = 0$. Тоді витрати через гідродвигун визначаються виразом:

$$Q_{\partial 1} = q_{\partial} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \quad (10)$$

Вважаємо, що муфта вмикається миттєво і рівняння, що описують рух ділянки 5-6 при працюючому другому гідродвигуні 5:

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi 2} f_{TP2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_2 - i\varphi_3)}{dt} \right] + M_{T2} - q_{\partial} (p_3 - p_2) = 0 \quad (11)$$

При цьому рівняння (4) буде мати вигляд:

$$i c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + i c_{\varphi 2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0 \quad (12)$$

Враховуючи, що момент інерції ($I_1 = 3,06 \cdot 10^{-5}$ кг·м²) ротора гідродвигуна типу МГП – 125 значно менший зведеного моменту інерції рухомих частин приводного механізму конвеєра I_3 , ним можна знехтувати.

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск p_1' , за якого спрацьовує пристрій керування і вмикається гідродвигун 5, тобто $p_1 \geq p_1'$.

Робота пристрою керування запишеться таким чином.

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до другого гідродвигуна через пристрій керування:

$$Q_{\partial 2} = Q_{кл} + Q_{\partial p} + \sigma p_1 + \frac{V_1}{E} \frac{d}{dt} p_1 + f_1 \frac{d}{dt} h_1 \quad (13)$$

Рівняння руху золотникового клапана пристрою керування:

$$f_1 p_1 + f_2 p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + b_1 \frac{d}{dt} h_1 + F_{Г.Д.} + c_1 (h_1 + x_1), \quad (14)$$

В рівняннях (13) - (14):

$$Q_{кл} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}} \quad (15)$$

$$Q_{\partial p} = \mu_{\partial p} f_{\partial p} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{кл})}{\rho}} \quad (16)$$

$$F_{Г.Д.} = Q_{кл} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \cos \alpha_1 \quad (17)$$

Відкриття запірної елементи першого каскаду здійсниться за умови

$$p_1' = \frac{kh_2}{f_3}, \quad (18)$$

а закриття:

$$p_1 = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (19)$$

В рівняннях (1 – 19) використані наступні позначення: p_1, p_2 – тиски в напірній і зливній магістралях; q_n, q_d – робочі об'єми насоса і гідродвигуна; n_n – число обертів вихідного вала насоса; σ_1 – коефіцієнт витрат з порожнин 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 гідродвигунів, приводного і хвостового барабанів, відповідно; $c_{\varphi 1}, c_{\varphi 2}$ – крутильна жорсткість приводних ліній системи; I_1, I_2, I_3, I_4 – моменти інерції роторів гідродвигунів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра, відповідно; M_{T1}, M_{T2} – механічні втрати в гідродвигунах; M_0 – момент опору руху стрічки; r_1, r_2 – радіус барабанів; A – площа перетину стрічки; E_c, E_d – статичний і динамічний модулі пружності стрічки; η – відносний коефіцієнт демпфування; β_1, β_2 – коефіцієнти в'язкого демпфування; p_3 – тиск в напірній магістралі другого гідродвигуна після спрацьовування клапана керування; $p_{кл}$ – тиск в напірній магістралі клапана; h_1, b_1 – відкриття та довжина робочого отвору золотникового клапана; E – зведений модуль пружності напірної магістралі; m_1 – маса золотникового клапана пристрою керування; c_1, x_1 – жорсткість та попередній стиск пружини першого каскаду; $\mu_1, \mu_{др}$ – коефіцієнт витрат, відповідних прохідних перерізів; ρ – густина масла; d_1, d_2, d_3 – діаметри поверхонь золотникового клапана; $f_{др}$ – площа поперечного перерізу дроселя; α_1 – кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини; $f_1 = \pi(d_3^2 - d_2^2)/4$ – площа контакту торця золотникового клапана; $f_2 = \pi(d_3^2 - d_1^2)/4$ – повна площа торця золотникового клапана; $f_3 = \pi d_4^2/4$ – площа конуса затвора в місті контакту з сідлом; $f_4 = \pi d_5^2/4$ – площа циліндричної частини затвора; d_4, d_5 – діаметри конічної і циліндричної поверхонь затвора, відповідно.

Математична модель, що описує роботу привода з двома гідродвигунами, складається з рівнянь (1-12) та рівнянь, що описують роботу пристрою керування (13-19).

Розв'язання диференціальних рівнянь, що ввійшли до математичного опису роботи вмонтованого гідравлічного привода з пристроєм керування, дозволять встановити вплив параметрів гідроприводу та пристрою керування на перехідні процеси у гідромеханічній системі конвеєра, чутливого до зміни навантаження.

Висновки

1. За результатами аналізу роботи приймального конвеєра буртоукладника встановлено, що для забезпечення неперервності його функціонування необхідно використати вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування, який

дозволяє застосовувати активне резервування крутного моменту за умови використання двох гідродвигунів.

2. Розроблено вмонтований гідравлічний привод з пристроєм керування параметричного типу на основі двокаскадного клапану, який за умови збільшення навантаження до заданої величини на робочій ланці вмикає другий гідродвигун для збільшення крутного моменту барабана конвеєра.

3. Побудовано математичну модель динамічних процесів гідромеханічної системи конвеєра, яка враховує динаміку вмонтованого гідропривода, пристрою керування та пружні властивості транспортуючого органу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвееров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
2. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1982. – 187 с.
3. Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод чутливий до навантаження // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной технической конференции в г. Севастополе 11- 16 сентября, 2006 г. В 5- ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т.5, с. 291 – 294.
4. Пат. 36107 України, МПК8 В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Мамчур О. С. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200806894 ; заявл. 19.05.08 ; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19.
5. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка. – М. : Металургія, 1992. – 234 с.
6. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 184 с.

ВСТРОЕННЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПРИЕМНОГО КОНВЕЙЕРА БУРТОУКЛАДЧИКА

Полищук Л.К., Адлер О.А., Коваль О.А.

Для приемного конвейера буртоукладчика, работающий в режимах переменных нагрузок, разработан встроенный гидравлический привод с устройством управления, которое позволяет применять активное резервирование вращательного момента при условии использования двоих гидродвигателей, с целью обеспечения непрерывного режима работы транспортера. Разработана математическая модель динамических процессов в механической системе конвейера, которая позволит осуществить выбор рациональных параметров режимов работы.

BUILT-IN HYDRAULIC DRIVE OF RECEIVING CONVEYOR OF CLAMP FORMING MACHINE

L. Polishchuk, O. Adler, O. Koval

For receiving conveyor of clamp forming machine that operates on a variable loads, designed built-in hydraulic drive with control device which allows to use an active reserve of torque when using two hydro drives in order to ensure continuous mode of operation of the conveyor.. Designed mathematical model of dynamic processes in mechanical system of conveyor that will allow for the choice of rational parameters modes.