

9. Abe, S. Malfunction mechanism of semiconductor circuit breaker in HVDC power supply system [Text] / S. Abe, K. Fukushima, Y. Sihun, M. Ogawa, K. Nomura, M. Shoyama, T. Ninomiya, A. Matsumoto, A. Fukui, M. Yamasaki // 2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, 2010. – P. 3733–3738. doi: 10.1109/ecce.2010.5617785
10. Magnusson, J. On the use of metal oxide varistors as a snubber circuit in solid-state breakers [Text] / J. Magnusson, A. Bissal, G. Engdahl, R. Saers, Z. Zichi, L. Liljestrand // IEEE PES ISGT Europe 2013, 2013. – P. 1–4. doi: 10.1109/isgteurope.2013.6695454
11. Kerboua, H. 1200 V snubberless symmetrical GTO for AC switches [Text] / H. Kerboua, D. Seville, F. Miserey // Power Electronics and Applications. Fifth European Conference on IET Conference Publications. – 1993. – Vol. 2. – P. 272–277.
12. Magnusson, J. Separation of the Energy Absorption and Overvoltage Protection in Solid-State Breakers by the Use of Parallel Varistors [Text] / J. Magnusson, R. Saers, L. Liljestrand, G. Engdahl // IEEE Transactions on Power Electronics. – 2014. – Vol. 29, Issue 6. – P. 2715–2722. doi: 10.1109/tpe.2013.2272857
13. Бессонов, Л. А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи [Текст]: учебник / Л. А. Бессонов. – М.: Гардарики, 2002. – 640 с.

Досліджено динамічні процеси в системі керування гідропривода конвеєра з паралельно встановленими гідромоторами за допомогою математичної моделі, побудованої з урахуванням фізичних явищ, що відбуваються під час роботи гідросистеми за змінного навантаження. Визначено параметри системи керування, що забезпечують безупинну роботу конвеєра за рахунок вмикання і вимкання додаткового гідромотора в умовах дії перевантажень

Ключові слова: гідропривод, система керування, конвеєр, змінні вантажопотоки, динамічні процеси, математичне моделювання

Исследованы динамические процессы в системе управления гидропривода конвейера с параллельно установленными гидромоторами с помощью математической модели, построенной с учетом физических явлений, происходящих во время работы гидросистемы при переменной нагрузке. Определены параметры системы управления, обеспечивающие непрерывную работу конвейера за счет включения и выключения дополнительного гидромотора в условиях действия перегрузок

Ключевые слова: гидропривод, система управления, конвейер, переменные грузопотоки, динамические процессы, математическое моделирование

УДК 622.64:62-522.2

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65930

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДА СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ІЗ ЗМІННИМИ ВАНТАЖОПОТОКАМИ

Л. К. Поліщук

Кандидат технічних наук, професор*

E-mail: leo.polishchuk@gmail.com

Є. В. Харченко

Доктор технічних наук, професор

Кафедра опору матеріалів

Національний університет «Львівська політехніка»

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

E-mail: Kharchen@wr.pl

О. В. Піонткевич

Аспірант**

E-mail: archimed1989@gmail.com

О. О. Коваль*

Здобувач

E-mail: kovaloleg@outlook.com

*Кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва***

Кафедра технології та автоматизації машинобудування*

***Вінницький національний технічний університет Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, Україна, 21021

1. Вступ

Стрічкові конвеєри широко використовують у різних галузях народного господарства, що сприяє механізації та автоматизації технологічних процесів. Вантажопотоки, що поступають на транспортувальний

орган, характеризуються відносною постійністю чи змінністю як за інтенсивністю так і за періодом завантаження. Наприклад, транспортні вантажопотоки, які формуються у заоб'єктах шахт, відрізняються суттєвою нерівномірністю за амплітудою, перервами в надходженні вантажу тощо. Здебільшого, ці зміни носять

випадковий характер [1]. Нерівномірність є результатом сукупного впливу на процеси видобутку корисних копалин, навантаження і транспортування вугілля чи гірничої маси великого числа природних, гірничотехнічних та інших чинників, що знаходяться в складному взаємозв'язку і можуть змінюватися в широких межах. За таких умов коефіцієнт нерівномірності вантажопотоків може коливатися в межах $K_n=1,97...2,02$ [2]. Транспортери сільськогосподарських машин сприймають навантаження, інтенсивність яких є суттєво різною у різноманітних фазах технологічного циклу. Так, вантажувальний і поперечний транспортери коренезбиральної машини РКС-6 під час зміни автотранспорту, що працює з комбайном, зупиняються і в бункері накопичується буряк. Під час подальшого пуску привода транспортерів технологічне навантаження на них зростає в 2,5...3 рази у порівнянні з номінальним. Аналогічні режими роботи є властивими й для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспорту. В такому випадку, в електромеханічному приводі транспортерів можливим є вихід з ладу елементів привода, а в гідрофікованому [3] – аварійне відмикання через спрацьовування запобіжного клапана і зупинка гідромотора. Для подальшого відновлення роботи конвеєра зменшують навантаження на його робочому органі, після чого здійснюють повторний пуск привода.

З метою забезпечення безупинної роботи гідроприводної системи, що піддається короткочасним або тривалим перевантаженням, та підвищення за рахунок цього продуктивності машини неперервного транспорту, доцільно оснащувати гідропривод додатковим гідромотором, встановленим паралельно до основного, що дозволить застосувати активне резервування крутного моменту на приводному барабані. При цьому необхідно застосовувати систему керування із засобами гідроавтоматики, чутливу до зміни навантаження на робочому органі і теоретично обґрунтовувати її параметри, які забезпечать ефективне функціонування гідропривода в нестационарних режимах роботи. Тому всебічне вивчення впливу параметрів такої системи керування гідроприводом на динамічні процеси в конвеєрах є актуальним завданням.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Теоретичні дослідження систем і пристроїв керування гідроприводів виконувалися для транспортувальних та інших технологічних машин. Так, наприклад, для гідропривода з пропорційним керуванням виконавчої ланки [4] дослідження динамічних характеристик виконано за допомогою математичної моделі, що враховує характеристики насосної станції, виконавчої ланки, інерційного навантаження, пристрою керування – пропорційного клапана з електричним зворотнім зв'язком за положенням. Досліджена і експериментально підтверджена роботоздатність вбудованої системи керування гідропривода стрічкової пили з контролем швидкості різання металу [5].

В гідросистемі з дискретним гідророзподільником потоків робочої рідини [6], що живить два регульовані гідромотори, дослідженням фізичної та математичної

моделі перехідних процесів в режимі їх ділення, визначено параметри керуючого органу, які забезпечують незалежність навантажувального режиму роботи контурів цих гідромоторів один від одного та швидкості обертання їх валів в широкому діапазоні зміни навантажень.

Аналізом електрогідролінійної системи пропорційного керування швидкістю стрічки конвеєра [7], проведеним за допомогою програмного забезпечення MATLAB, встановлено, що коли існують невеликі зміни інерційного навантаження, система керування повинна мати відповідні частотні параметри для підвищення чутливості ПІД-регулятора, який корегує частоту обертання гідромотора.

В адаптивній системі керування електрогідролінійною системою з невідомими нелінійними параметрами [8] за допомогою системи давачів, що контролюють тиски в напірній, зливній гідроліній та гідроліній керування роботою гідроциліндра двосторонньої дії, а також зміни положення навантаженої виконавчої ланки, в процесорі контролера за функцією Ляпунова формується вихідний сигнал. Він поступає до електрогідролінійного розподільника, що забезпечує стійку роботу привода, незалежно від діючого навантаження.

Досліджено систему керування гідропривода навантажувача [9], який працює за короткочасних режимів пусків і зупинок, що містить паралельно встановлені виконавчі ланки. Визначено параметри гідросистеми, які забезпечують використання регенованої в гідроаккумуляторі енергії під час режиму гальмування для подолання пікових навантажень за пускових режимів.

Проаналізовано роботу гідропривода з паралельно встановленими гідромоторами [10] з однаковими і різними їх характерними об'ємами. Розглянуто використання подільника потоку для забезпечення необхідних швидкостей обертання валів гідромоторів.

В системі керування гідропривода мініекскаватора [11] давачі контролюють роботу регульованого насосу, запобіжно-переливного клапана, розподільників та двох виконавчих ланок у вигляді гідроциліндрів. Дослідженнями динамічних характеристик вихідної ланки визначено параметри розробленого контролера, за допомогою якого досягається оптимізація роботи всіх елементів гідропривода регулюванням траєкторії переміщення маніпулятора, потоку та тиску робочої рідини в гідросистемі.

Дослідженням двох математичних моделей електричної лінії живлення насосної станції з насосами постійної та змінної продуктивності і гідроприводної системи ріжучої головки тунелепрохідницької машини [12] встановлено параметри системи керування, що забезпечують різні режими роботи при зміні навантаження на робочій ланці. Необхідна зміна потужності на робочій ланці досягається вмиканням регульованого гідронасоса.

Досліджувалися також системи керування гідроприводів, в яких керуючим сигналом були зміни в переміщенні робочої ланки, або в швидкості її руху. На жаль, такі системи керування не можуть бути використані для гідропривода, який повинен реагувати на короткочасну або тривалу зміну навантаження вмиканням паралельно встановленого додаткового гідромотора в приводі робочої ланки без додаткових затрат енергії насосної станції.

утворюють від'ємне перекриття h_b , з порожниною між торцевою поверхнею хвостової частини запірно-регулювального елемента 3 та верхньою частиною корпусу, що має висоту h_c , а також з напірною порожниною сенсора.

У гідролінії між першою керівною порожниною та порожниною торцевої частини запірно-регулювального елемента 3, що з'єднана з напірною порожниною сенсора, встановлено регулювальний дросель 5 з поперечним перерізом площею f_d .

У вихідному положенні запірно-регулювального елемента 3 пристрою керування плунжер 7 масою m_3 натискного пристрою півмуфти, який навантажений пружиною розмикання 8 жорсткістю k_3 , знаходиться у положенні, що відповідає вимкненому стану фрикційної муфти.

4. 2. Математичне моделювання системи керування

Математична модель системи керування, що розроблена за розрахунковою моделлю (рис. 1) побудована на основі принципу Д'Аламбера щодо сил, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат робочої рідини [14] з урахуванням зміни моменту сил корисного опору, дії сил в'язкого тертя на обертові елементи гідромоторів, зміни напрямків руху робочої рідини в процесі роботи пристрою керування, дисипації енергії при переміщенні рухомих елементів системи.

Математична модель складена за умови прийняття таких припущень: розглядаються зосереджені параметри гідропривода; температура і в'язкість потоку робочої рідини прийнята постійною; напірні з'єднувальні трубопроводи короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них нехтуємо; податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; тиск рідини в зливних магістралях приблизно постійний; сили сухого тертя невеликі, тому ними нехтуємо; режими роботи – безкавітаційні; перетікання робочої рідини в щілинах насоса або моторів не враховувалися.

Коректність прийнятих припущень та принципи математичного моделювання динамічних процесів в системі керування підтверджено порівнянням результатів теоретичних та експериментальних досліджень [15].

Рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів:

- коли працює один гідромотор ГМ1 ($y=0$),

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}; \quad (1)$$

– коли працює два гідромотори ГМ1 та ГМ2 ($y>0$; $F_a > F_{tr}$),

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}. \quad (2)$$

Відкриття запірного елемента 1 відбувається за умови підвищення тиску в гідроприводі до величини

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (3)$$

Рівняння руху кулькового запірного елемента після відкриття сенсора за умови, що тиск в зливній порожнині $p_0=0$, має вигляд:

$$f_2 p_1 = m_1 \ddot{x} + k_1(x_0 + x) + b_1 \dot{x} + F_{g1}, \quad (4)$$

де

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (5)$$

При $0 \leq x \leq h_c$, $h_c = h_{cd} + h_{cb}$ витрати потоку через сенсор

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sign}(p_1). \quad (6)$$

Рівняння руху запірно-розподільного елемента 3 для переміщення $0 \leq y \leq h_b$, має вигляд:

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad (7)$$

– якщо $y=0$;

$$p_n f_3 = m_2 \ddot{y} + k_2(y_0 + y) + b_2 \dot{y} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad (8)$$

– якщо $y>0$, де

$$F_{g2} = \psi_g p_n f_3. \quad (9)$$

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (10)$$

– якщо $y=0$;

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (11)$$

– якщо $0 < y < 4,5 \cdot 10^{-3}$ м;

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (12)$$

– якщо $y \geq 4,5 \cdot 10^{-3}$ м, тобто має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \text{sign}(p_n - p_1); \quad (13)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - 4,5 \cdot 10^{-3}) \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \text{sign}(p_n - p_2). \quad (14)$$

Витрати робочої рідини після дроселя 5 Q_{fd} та запірно-регулювального елемента 3 в порожнині плунжера 7 Q_k :

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (15)$$

$$0 = f_5 \cdot \dot{z} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3} - y) \times \sqrt{2p_2/\rho} \cdot \text{sign}(p_2) + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (16)$$

– якщо $y=0 \dots 1,5 \cdot 10^{-3}$ м – має місце злив робочої рідини з порожнини плунжера 7;

$$0 = f_5 \cdot \dot{z} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}; \quad (17)$$

– якщо $y=(1,5 \cdot 10^{-3} - 4,5 \cdot 10^{-3})$ м;

$$Q_k = f_5 \cdot \dot{z} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (18)$$

– якщо $y=4,5 \cdot 10^{-3} \dots 5 \cdot 10^{-3}$ м – має місце нагнітання робочої рідини в порожнині плунжера 7.

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної напівмуфти:

$$p_2 f_5 = m_3 \ddot{z} + k_3 (z_0 + z) + b_3 \dot{z} + F_a. \tag{19}$$

F_a починає діяти у момент входження в контакт натискного плунжера з муфтою.

Закриття кулькового запірної елемента відбувається за умови зниження тиску до величини [16]

$$p_1 \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 x}{f_2}. \tag{20}$$

В рівняннях (1)–(20), крім зазначених вище, використано такі позначення: M – крутний момент на валах гідромоторів; M_0 – момент тертя в гідромоторах; β_m – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; q_{m1}, q_{m2} – характерний об'єм гідромоторів; β – коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; ρ – густина робочої рідини; $S=f_1/f_2$ – відношення площі контакту рідини з сенсором при «відкритті» сенсора 1 та руху сенсора 1 відповідно; f_3, f_4, f_5 – площі поверхонь торців запірно-регулювального елемента 3 та плунжера 7, відповідно; W_n, W_1, W_2 – об'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора 1 та порожнини плунжера 7, відповідно; d_1, d_2, d_3 – діаметр запірної елемента, запірно-регулювального елемента 3 та плунжера 7, відповідно; x_0, y_0, z_0 – попереднє стиснення пружини 2, 4, 8, відповідно; b_1, b_2, b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування; β_0 – кут нахилу струменя робочої рідини; v_w, v_c – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно; ψ_g – коефіцієнт сили.

5. Результати досліджень системи керування гідропривода стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками

Для виконання теоретичних досліджень використано такі вихідні значення параметрів системи керування: M до 350 Нм; $M_0=35$ Нм; $\beta_m=0,05$ Нмс/рад; $Q_n=2,35 \times 10^{-4}$ м³/с; $q_{m1}=2q_{m2}=12,8 \cdot 10^{-6}$ м³/рад; $\beta=0,6 \times 10^{-9}$ м²/Н; $\mu=0,6$; $\rho=850$ кг/м³; $S=f_1/f_2=0,7$; $f_d=2 \cdot 10^{-6}$ м²; $W_n=0,5 \cdot 10^{-3}$ м³; $m_1=33 \cdot 10^{-3}$ кг; $d_1=7,94 \cdot 10^{-3}$ м; $x_0=10 \cdot 10^{-3}$ м; $h_{cd}=1,8 \cdot 10^{-3}$ м; $k_1=50 \cdot 10^3$ Н/м; $b_1=500$ кг/с; $W_1=0,5 \cdot 10^{-5}$ м³; $m_2=120 \cdot 10^{-3}$ кг; $d_2=16 \cdot 10^{-3}$ м; $y_0=0$; $h_c=1,5 \cdot 10^{-3}$ м; $k_2=9 \cdot 10^3$ Н/м; $b_2=50$ кг/с; $W_2=0,1 \cdot 10^{-3}$ м³; $m_3=120 \cdot 10^{-3}$ кг; $d_3=19 \cdot 10^{-3}$ м; $z_0=0$; $k_3=15 \cdot 10^3$ Н/м; $b_3=300$ кг/с; $\beta_0=0$; $v_w=v_c$; $\psi_g=0,2$.

В результаті розв'язання системи диференціальних рівнянь (1)–(20) з різними значеннями початкових даних отримані у вигляді графіків теоретичні залежності зміни в часі крутного моменту навантаження $M(t)$, тиску напірної гідролінії $p_n(t)$, тиску «відкриття» та «закриття» сенсора $p_1(t)$, тиску в порожнині плунжера $p_2(t)$, переміщення сенсора $x(t)$, переміщення запірно-регулювального елемента $y(t)$, переміщення плунжера $z(t)$, що показані на рис. 2.

Отримано графічні залежності, що ілюструють вплив характерного об'єму додаткового гідромотора на зміну тиску в сенсорі $p_1(t)$ в часі (рис. 3, а, б).

Вплив відношення площ $S=f_1/f_2$ герметизації запірної елемента на перехідні процеси зміни тиску

«відкриття» і «закриття» сенсора $p_1(t)$ та переміщення сенсора $x(t)$ в часі показано на рис. 4.

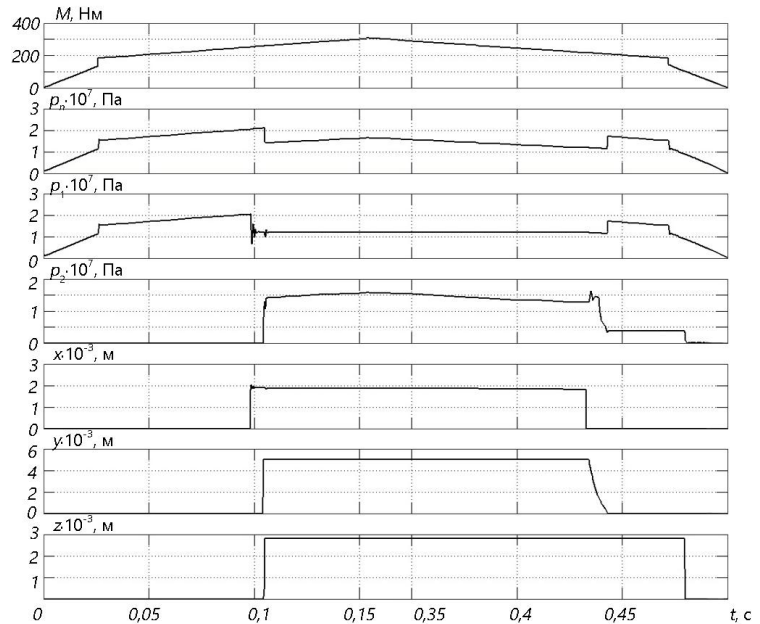


Рис. 2. Теоретичні графіки зміни в часі $M(t), p_n(t), p_1(t), p_2(t), x(t), y(t), z(t)$

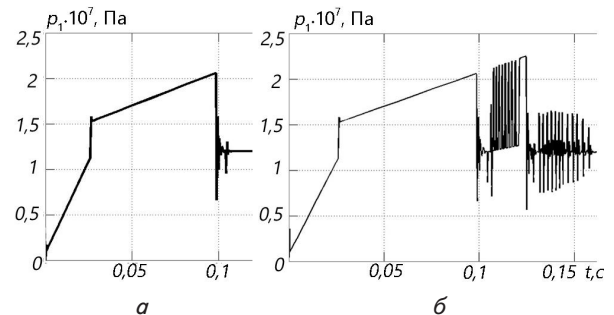


Рис. 3. Теоретичні графіки зміни тиску «відкриття» сенсора $p_1(t)$ від часу при значеннях характерного об'єму додаткового гідромотора: а – $q_{m2} \leq 0,5 q_{m1}$; б – $q_{m2} = 0,75 q_{m1}$

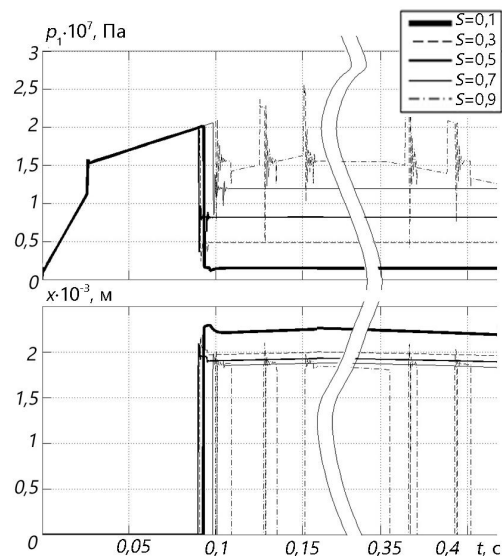


Рис. 4. Теоретичні графіки зміни в часі $p_1(t)$ та $x(t)$ при $S=0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9$

Крім того, досліджувався вплив зведеної маси плунжера m_3 та його демпфування b_3 на динамічні процеси під час розмикання фрикційної муфти, а також характер зміни навантаження на робочій ланці на перехідні процеси в системі керування.

6. Обговорення результатів досліджень системи керування гідропривода стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками

Дослідження проводили за умови зміни крутного моменту M згідно з законом, поданим на першому графіку рис. 2. Аналіз теоретичних графіків показує, що система керування адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Перехідні процеси тривають невеликий за проміжком час (до 0,009 с), максимальне амплітудне значення коливань тиску не перевищує тиск «відкриття» (0,76 p_1). Характеристики пружини 2 та площа f_1 сенсора відповідають налаштуванню на тиск «відкриття» 21 МПа запірно-регулювального елемента 3. Тривалість відкриття запірно-регулювального елемента 3 до моменту спрацьовування сенсора становить 0,006 с.

Затримка в часі між пуском вала додаткового гідромотора та зчепленням фрикційної муфти становить $9 \cdot 10^{-4}$ с, за якої відбувається перекомутація гідроліній напору та зливу порожнини плунжера 7. Після зниження навантаження запірний елемент 1 сенсора повертається у вихідне положення за тиску «закриття» близько 12 МПа. При цьому гідролінія додаткового гідромотора відмикається від гідросистеми і відбувається тимчасове зростання тиску в напірній порожнині першого гідромотора до 18 МПа, який є меншим від тиску «відкриття» сенсора і забезпечує стійку роботу гідропривода до моменту виходу на номінальний режим.

Порівняння перехідних процесів, що відображені на графіках (рис. 3), ілюструє вплив характерного об'єму додаткового гідромотора ГМ2 на стійкість системи. Коли характерний об'єм не перевищує значень $q_{m2} \leq 0,5 q_{m1}$, система працює в стійкому режимі і тиск «відкриття» відповідає тиску налаштування сенсора. Коли ж характерний об'єм додаткового гідромотора ГМ2 має більші значення (наприклад, $q_{m2} = 0,75 q_{m1}$), в гідросистемі спочатку розвиваються нестійкі процеси спрацьовування сенсора і лише за досягнення значень тиску 23 МПа, що більше тиску налагодження, повністю відкривається запірний елемент, коливання якого у цьому положенні відбуваються впродовж 0,05 с, а перевищення тиску над номінальним сягає 30 %.

Аналізом динамічних процесів, проілюстрованих на рис. 4, визначено вплив співвідношення площ $S = f_1/f_2$ на тиск «відкриття» і «закриття» сенсора. За малих

співвідношень ($S=0,1; 0,3$) перехідні процеси відбуваються в стійкому режимі і тиск «закриття» має менші значення. Співвідношення $S=0,5; 0,7$ відповідають тиску «закриття», що забезпечує нормальний режим роботи гідропривода, тобто вимикання додаткового гідромотора ГМ2 за необхідного зменшення діючого навантаження. За значення $S=0,9$ спостерігаємо нестійкий режим роботи сенсора системи керування.

Розчеплення фрикційної муфти відбудеться лише тоді, коли повністю витиснеться робоча рідина з порожнини плунжера 7. В цей час додатковий гідромотор ГМ2 може працювати в насосному режимі. Для уникнення утворення вакуумної порожнини в робочій камері додаткового гідромотора ГМ2 між напірною і зливною гідролініями необхідно встановити зворотний клапан. Встановлено, що зведена маса плунжера m_3 і коефіцієнт демпфування b_3 впливають на перехідний процес розмикання фрикційної муфти. Із збільшенням маси плунжера необхідно збільшувати коефіцієнт демпфування для забезпечення швидкого затухання коливань плунжера. За умови, коли зменшення маси плунжера є неможливим, до його порожнини необхідно підключити паралельно встановлені зворотний клапан з дроселем, регулюванням якого досягається необхідне демпфування коливань плунжера.

Встановлено, що збільшення швидкості зміни навантаження робочої ланки може призвести до перевищення тиску в сенсорі над значенням тиску налагодження. Для забезпечення гідросистеми від перевантаження за таких умов необхідно встановлювати в ній запобіжно-переливний клапан, що обмежує тиск в напірній гідролінії.

Отримані результати досліджень дозволили розробити конструкцію вмонтованого гідравлічного привода з системою керування вмикання паралельно встановленого додаткового гідродвигуна, схема якого наведена на рис. 5 [17].

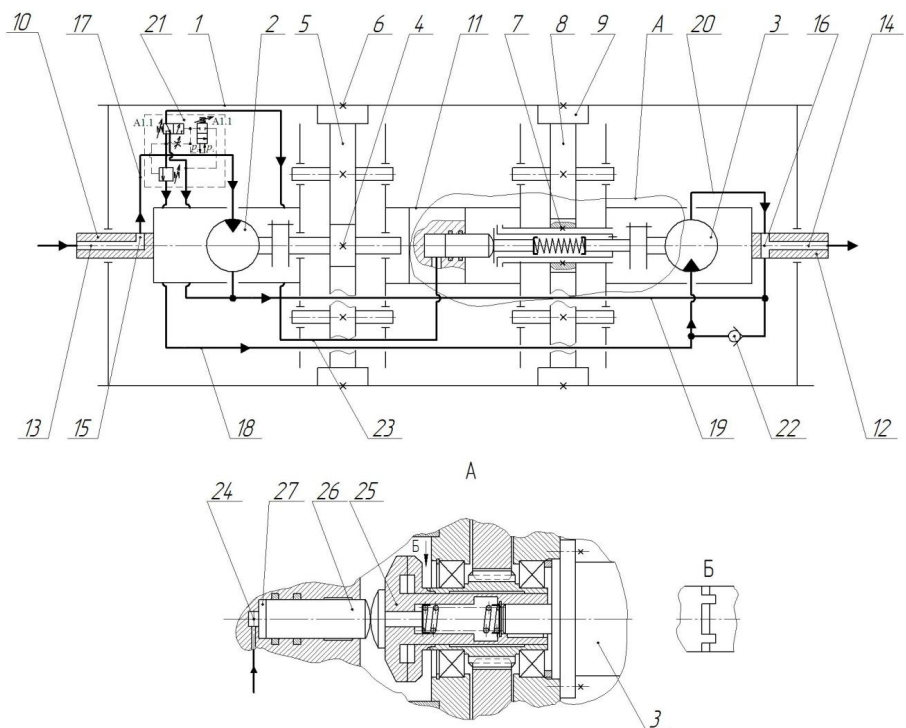


Рис. 5. Конструктивна схема вмонтованого гідропривода приймального конвеєра буртоукладника К-65М253-К

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів основного 2 (ГМ1) та додаткового 3 (ГМ2), і два передавальні механізми, кожний з яких складається з ведучих 4 і 7, проміжних 5 і 8 та коронних 6 і 9 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, що складається із трьох частин 10, 11, 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 10 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 і 16, а також напірних трубопроводів 17 і 18 та зливних – 19 і 20, з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 та 3. В напірному трубопроводі 17 встановлено пристрій керування 21. Вхід додаткового гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотний клапан 22.

Пристрій керування 21 виконано за схемою, що наведена на рис. 1, у вигляді двокаскадного клапана, наділеного функціями гідравлічного розподільника.

В другому передавальному механізмі між валом додаткового гідромотора 3 та ведучою шестернею 8, встановлена фрикційна муфта 25, ліва півмуфта якої через грибок має контакт з торцевою сферичною поверхнею натискного плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного з правого боку середньої частини 11 вісі. Плоска поверхня натискного плунжера 26 з більшим діаметром центрального ступінчастого отвору утворює порожнину 27, яка з'єднана з порожниною меншого діаметра.

За номінального навантаження на робочій ланці конвеєра працює основний гідромотор 2, який через передавальний механізм приводить в рух корпус барабана 1. При раптовому підвищенні навантаження, величина якого відповідає значенням тиску «відкриття», спрацьовує пристрій керування 21 і, спочатку, відбувається вмикання додаткового гідромотора 3, а потім – спрацьовує фрикційна муфта 25, і крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 через передавальний механізм передається корпусу барабана 1.

Після зниження навантаження на робочій ланці конвеєра до величини, що відповідає тиску «закриття», спрацьовує пристрій керування 21, відмикається фрикційна муфта 25, а потім додатковий гідромотор 3.

Розроблено технічну документацію на вмонтований гідравлічний привод з системою керування для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К на ПРАТ «Калинівський машинобудівний завод» (Вінницька область, Україна), продукція якого експлуатується на заводах України та Європи.

7. Висновки

В результаті виконаних досліджень:

1. Побудована математична модель динамічних процесів у системі керування гідропривода з паралельно встановленими гідромоторами, за допомогою якої визначено параметри системи керування, що забезпечують раціональні режими роботи конвеєра за змінних навантажень на приводному барабані. Аналіз теоретичних графіків показав, що запірно-регулювальний елемент пристрою керування, забезпечує необхідний режим роботи системи із затримкою вмикання фрикційної муфти після вмикання додаткового гідромотора для його розгону в холостому режимі, за рахунок чого виконавчий орган ефективно долає короточасні та тривалі перевантаження приводної системи.

2. Значення характерного об'єму додаткового гідромотора, співвідношень площ герметизації запірного елемента впливають на стійкість перехідних процесів сенсора. Для уникнення утворення вакуумної порожнини в додатковому гідромоторі під час розчеплення фрикційної муфти необхідно між напірною і зливною гідролініями встановити зворотний клапан. Зміною маси плунжера чи його демпфування за рахунок підключення паралельно встановлених зворотного клапана та дроселя досягається затушення його коливань під час відключення муфти. Для запобігання перевищення тиску в сенсорі над значенням тиску налагодження необхідно встановлювати в гідросистемі запобіжно-переливний клапан, що обмежує тиск в напірній гідролінії. Підтверджено ефективність застосування в пристрої керування, як сенсора, – клапана прямої дії з параметричним принципом керування, що дозволяє регулювати тиск закриття за рахунок добору його геометричних характеристик, незалежно від характеру зміни навантаження.

Література

1. Спиваковский, А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров [Текст] / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1977. – 154 с.
2. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвееров [Текст] / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев – М. : Машиностроение, 1978. – 392 с.
3. Поліщук, Л. К. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин [Текст] / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – 2002. – № 5 (26).
4. Forental, V. Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control : Engineering. International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015) [Text] / V. Forental, M. Forental, F. Nazarov // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 129. – P. 695–701. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.093
5. Noskievic, P. Control of the hydraulic drive using embedded control system [Text] / P. Noskievic // 14th International Carpathian Control Conference (ICCC), 2013. – P. 255–261. doi: 10.1109/carpathiancc.2013.6560549
6. Котлобай, А. Я. Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин [Текст] / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Наука и Техника. – 2016. – № 15 (1). – С. 69–77.
7. Li, R. Analysis of Electro-hydraulic Proportional Speed Control System on Conveyer [Text] / R. Li, J. Luo, C. Sun, S. Liu // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 31. – P. 1185–1193. doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1161
8. Guan, C. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters [Text] / C. Guan, S. Pan // Control Engineering Practice. – 2008. – Vol. 16, Issue 11. – P. 1275–1284. doi: 10.1016/j.conengprac.2008.02.002

9. Engineering Essentials: Hydraulic Motor Circuits [Electronic resource]. – A staff report. – Hydraulics & Pneumatics, 2012. – Available at: <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6472/TechZone-HydraulicPumpsM>
10. Ho, T. H. Speed Control of a Hydraulic Pressure Coupling Drive Using an Adaptive Fuzzy Sliding-Mode Control [Text] / T. H. Ho, K. K. Ahn // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2012. – Vol. 17, Issue 5. – P. 976–986. doi: 10.1109/tmech.2011.2153866
11. Xu, B. Energy saving of cutterhead hydraulic drive system of shield tunneling machine [Text] / B. Xu, R. Ding, J. Zhang, M. Cheng, T. Sun // Automation in Construction. – 2015. – Vol. 57. – P. 98–111. doi: 10.1016/j.autcon.2015.04.012
12. Shi, H. Energy saving of cutterhead hydraulic drive system of shield tunneling machine [Text] / H. Shi, H. Yang, G. Gong, H. Liu, D. Hou // Automation in Construction. – 2014. – Vol. 37. – P. 11–21. doi: 10.1016/j.autcon.2013.09.002
13. Поліщук, Л. К. Вибір параметрів вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування [Текст] / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех. – Машинознавство. – 2010. – № 6. – С. 36–40.
14. Polishchuk, L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load [Text] / L. Polishchuk, O. Koval // Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies. – 2015. – Issue 1. – P. 141–147.
15. Поліщук, Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження [Текст]: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 184 с.
16. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин [Текст]: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – Вінниця, 2008. – 171 с.
17. Пат. 68816 України, МПК8 В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан [Текст] / Поліщук Л. К., Обертюх Р. Р., Харченко Є. В., Адлер О. О., Кислиця Д. В. – заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u201111872; заявл. 10.10.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. № 7.

Наведено результати теоретичних досліджень по визначенню основних характеристик оригінальних конічних вихрових діодів для захисту трубопроводів від гідравлічних ударів. Дано опис конструкції діода, стенда та методики проведення експериментів. Отримані дослідні дані узгоджуються з розрахованими значеннями діодності та постійної часу, що підтверджує достовірність математичної моделі робочого процесу пристрою

Ключові слова: гідравлічний гідравлічний удар, захист трубопроводу, гідравлічний опір, діодність, вихровий діод, експериментальні характеристики вихрового діода

Приведены результаты теоретических исследований по определению основных характеристик оригинальных конических вихревых диодов для защиты трубопроводов от гидравлических ударов. Дано описание конструкции диода, стенда и методики проведения экспериментов. Полученные опытные данные согласуются с рассчитанными значениями диодности и постоянной времени, что подтверждает достоверность математической модели рабочего процесса устройства

Ключевые слова: гидравлический удар, защита трубопровода, гидравлическое сопротивление, диодность, вихревой диод, экспериментальные характеристики вихревого диода

УДК 621.646.942

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65996

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОГО ДИОДА ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ ГИДРОУДАРОВ

М. В. Оверко

Соискатель

Кафедра горных машин и
мехатронных систем машиностроения

Донецкий национальный
технический университет

ул. Шибанкова, 2,

г. Красноармейск, Украина, 85300

E-mail: overko@mail.ua

1. Введение

Защита от гидравлических ударов считается необходимым мероприятием на всех напорных водоводах и должна обеспечиваться комплексом нормативных мер, которые включают в себя как технологические

требования, например плавное закрытие задвижки на выходе насоса перед его отключением, так и установку специальной предохранительной аппаратуры, которая срабатывает в аварийных режимах, возникающих в результате ошибок персонала, внезапного отключения электроэнергии, механических поломок регулирую-