

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ГІДРОПРИВОДА СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF PARAMETERS OF CONTROL SYSTEM ON DYNAMIC PROCESSES OF BELT CONVEYOR HYDRAULIC DRIVE

На основі аналізу літературних джерел обґрунтовано необхідність застосування засобів гідроавтоматики для приводного пристрою стрічкових конвеєрів, що працюють в умовах змінних вантажопотоків. Розглянуті способи керування гідравлічним та електрогідравлічним приводом різних технологічних машин не вирішують проблему активного резервування привода за крутним моментом. Метою досліджень є обґрунтування параметрів системи керування гідропривода для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К, який оснащений паралельно встановленими основним і додатковим гідромоторами, що забезпечують безупинну роботу приводного пристрою за умов короточасних або тривалих перевантажень. Дослідження перебігу динамічних процесів у системі керування гідропривода виконано на основі розроблених блок-схем математичної моделі у програмному пакеті MATLAB Simulink. Встановлено вплив параметрів системи керування на перехідні процеси у гідроприводі, запропоновано рекомендації щодо уникнення негативних явищ під час його роботи. Теоретичними дослідженнями доведено ефективність використання досліджуваної системи керування.

Ключові слова: конвеєр, гідропривод, система керування, змінні вантажопотоки, математична модель, динамічні процеси.

Вступ

Вантажопотоки стрічкових конвеєрів, які експлуатуються в гірничодобувній, вугільній, сільськогосподарській та інших галузях народного господарства, характеризуються відносною постійністю чи змінністю як за інтенсивністю так і за періодом навантаження. Коефіцієнт нерівномірності вантажопотоків може коливатися в межах $K_p=1,92...2,02$ [1]. Такі режими роботи є властивими, наприклад, для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспорту. Через значне збільшення навантаження для уникнення поломок привода таких транспортерів необхідна термінова його зупинка, що суттєво знижує продуктивність.

Одним із шляхів розв'язання поставленої актуальної задачі для гідропривода стрічкового конвеєра, який працює із змінним навантаженням на робочому органі, є створення компактного приводного пристрою з додатковим гідромотором, встановленим паралельно до основного, який дозволяє застосувати активне резервування крутного моменту на приводному барабані [2]. При цьому використовується система керування із засобами гідроавтоматики, чутлива до зміни навантаження на робочому органі, і теоретично обґрунтовано її параметри, які забезпечують ефективне функціонування гідропривода під час динамічних процесів [3]. Тому

аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень

Системи керування гідропривода широко використовуються в машинах різного технологічного призначення. Виконано дослідження динамічних процесів в гідроприводі з пропорційним керуванням виконавчої ланки [4], вбудованої системи керування гідропривода стрічкової пили з контролем швидкості різання металу [5], з дискретним гідророзподільником потоків робочої рідини [6], електрогідравлічної системи пропорційного керування швидкістю стрічки конвеєра [7], системи керування мініекскаватора [8], які довели ефективність їх використання в експлуатаційних режимах роботи цих пристроїв.

У розглянутих дослідженнях різних систем керуючими сигналами були зміни у переміщенні робочої ланки, або в швидкості її руху. На жаль, такі системи керування не можуть бути використані для гідропривода стрічкового конвеєра, який повинен реагувати на короточасну або тривалу зміну навантаження вмиканням паралельно встановленого додаткового гідромотора в приводному пристрої без додаткової затрати енергії насосної станції.

Ефективність використання пристрою керування гідропривода стрічкового конвеєра, виконаного на основі двокаскадного клапана, доведено результатами виконаних досліджень нестационарних процесів [9]. Розробка системи керування з фрикційною муфтою для вмикання додаткового гідромотора дозволила зменшити сили опору упродовж його пуску через забезпечення режиму роботи, відповідно до якого спочатку з невеликою затримкою в часі відбувається зрушення вала додаткового гідромотора, а потім спрацьовує фрикційна муфта ведучої шестірні передавального механізму. Теоретичними дослідженнями розраховано параметри такої системи керування гідроприводом, які забезпечують безупинність роботи конвеєра на заданих режимах навантаження виконавчого органа [10]. Таку систему керування гідропривода раціонально використати у приводному пристрої приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К. Для цього необхідно виконати аналіз впливу параметрів цієї системи на динамічні процеси в гідроприводі.

Мета та задачі досліджень

Метою досліджень є обґрунтування параметрів системи керування гідропривода для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К, який оснащений паралельно встановленими основним і додатковим гідромоторами, що забезпечують безупинну роботу приводного пристрою в умовах короткочасних або тривалих перевантажень і дають можливість за заданими режимами здійснювати вмикання та вимикання додаткового гідромотора в залежності від моменту сил корисного опору на приводному барабані конвеєра.

Для досягнення поставленої мети розв'язувалися наступні задачі:

- для розробленої математичної моделі будувалися блок-схеми розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь з початковими даними, що характеризують параметри системи керування, насосної станції, основного та додаткового гідромоторів;

- проводився аналіз впливу параметрів системи керування та режиму навантаження приводного барабана для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К на перебіг динамічних процесів у вмонтованому гідроприводі.

Основні результати досліджень

Для виконання теоретичних досліджень використано розроблені розрахункову та математичну моделі системи керування гідроприводом [10]. Розрахункова модель містить клапан першого каскаду (сенсор) параметричного принципу дії, клапан другого каскаду у вигляді запірно-розподільного елемента та натискний плунжер фрикційної напівмуфти передавального механізму додаткового гідромотора. Керуючі та виконавчі порожнини зв'язані між собою гідролініями. За розробленою розрахунковою

схемою побудовано її математичну модель на основі принципу Д'Аламбера щодо сил та моментів, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат робочої рідини.

Для розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі їх необхідно представити у формі Коші таким чином:

- рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів

$$\varphi = \int \frac{q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - M - M_0}{\beta_m}, \quad (1)$$

- рівняння рівноваги сил, що діють на сенсор, клапана-розподільник та плунжер

$$x = \iint \frac{f_2 p_1 - k_1(x_0 + x) - b_1 \frac{dx}{dt} - F_{g1}}{m_1}, \quad (2)$$

$$y = \iint \frac{p_n f_3 - k_2(y_0 + y) - b_2 \frac{dy}{dt} - p_1 f_4 - F_{g2}}{m_2}, \quad (3)$$

$$z = \iint \frac{p_2 f_5 - k_3(z_0 + z) - b_3 \frac{dz}{dt} - F_a}{m_3}, \quad (4)$$

- рівняння умови нерозривності потоків для напірної магістралі та гідролінії сенсора і плунжера:

$$p_n = \int \frac{q_n \cdot n_n - (q_{m1} + q_{m2}) \cdot \frac{d\varphi}{dt} - \mu \cdot f_{dr} \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{\frac{2|p_n - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_2)}{\beta W_n}, \quad (5)$$

$$p_1 = \int \frac{\mu \cdot f_{dr} \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \text{sign}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sign}(p_1)}{\beta W_1}, \quad (6)$$

$$p_2 = \int \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \text{sign}(p_n - p_2) - f_5 \cdot \dot{z}}{\beta W_2}. \quad (7)$$

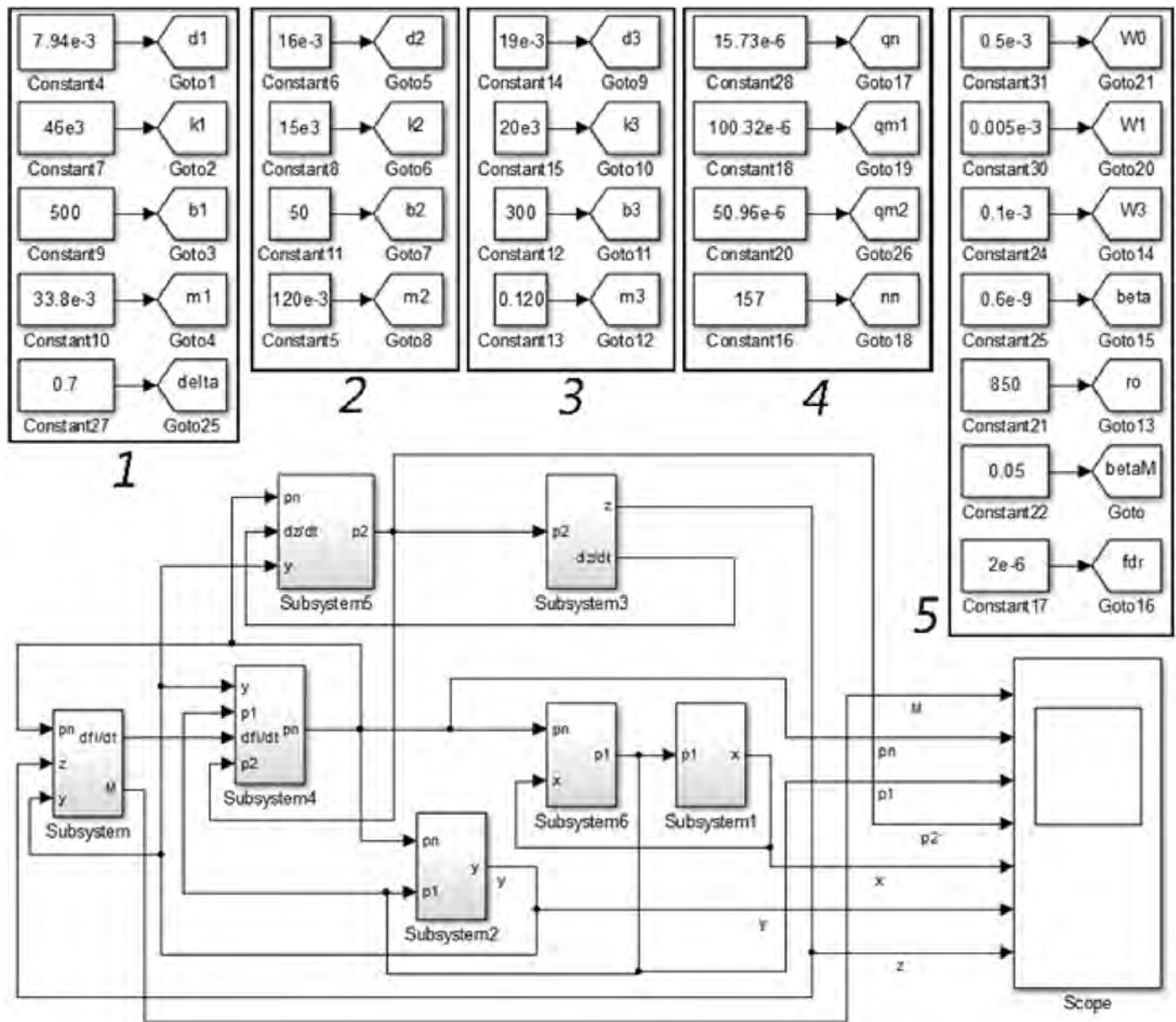


Рисунок 1 — Основна блок-схема розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь

Розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакету *MATLAB Simulink*. Для обчислення їх станів у процесі моделювання і генерації коду використано функцію *ode23s*, в основу якої покладено однокроковий модифікований метод Розенброка 2-го порядку, який має забезпечити високу швидкість обчислень для жорстких систем. Програмний пакет *MATLAB Simulink* дозволяє з бібліотеки стандартних блоків створити блок-схеми системи рівнянь, провести імітацію динамічних процесів та отримати дані для подальшого аналізу.

Основну блок-схему розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь показано на рисунку 1.

Вона містить групу блоків 1 з параметрами для сенсора, що використовуються у системі рівнянь та записані за допомогою блоків *Constant* та *Goto*; групу блоків 2

з параметрами для запірно-розподільного елемента; групу блоків 3 з параметрами для плунжера; групу блоків 4 з параметрами насоса та гідромоторів; групу блоків 5 з іншими параметрами математичної моделі, що характеризують об'єм гідролінії, фізичні властивості робочої рідини та геометричні характеристики дроселя, встановленого між сенсором та запірно-розподільним елементом. Крім того, до основної блок-схеми включено сім підсистем, які відповідають рівнянням математичної моделі, що записані у формі Коші (1)–(7). Блок *Scope* є засобом візуалізації графічних залежностей змінних стану в часі, які отримуються через розв'язання диференціальних рівнянь математичної моделі.

Математичну модель складено за умови прийняття таких припущень: розглядаються зосереджені параметри гідропривода; температура і в'язкість потоку робочої рідини прийнята постійною; напірні з'єднувальні трубо-

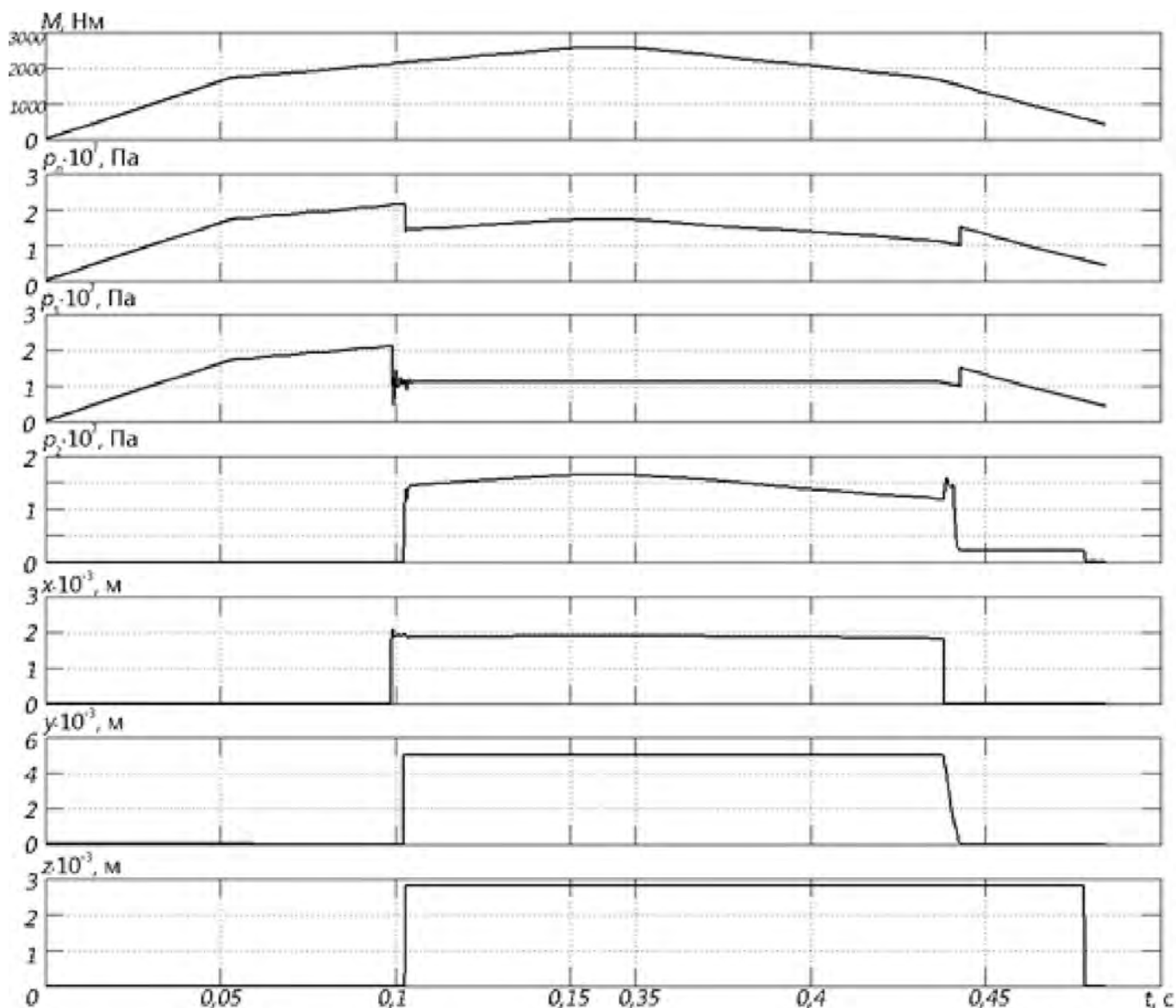


Рисунок 2 — Теоретичні графіки зміни в часі $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

проводи короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них нехтуємо; сили сухого тертя невеликі, тому ними теж нехтуємо; податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; тиск рідини у зливних магістралях приблизно постійний; режими роботи – безкавітаційні; перегітання робочої рідини в щілинах насоса або гідромоторів не враховувались.

Рівняння математичної моделі (1)–(7) розв’язані за таких початкових умов: $M(0) = 0 \text{ Нм}$, $p_n(0) = p_1(0) = p_2(0) = 0 \text{ Па}$, $x(0) = y(0) = z(0) = 0 \text{ м}$. Протягом розв’язання використано постійні величини параметрів системи керування (рисунок 1), де: M — крутний момент на валах гідромоторів, M_0 — момент тертя в гідромоторах, β_m — коефіцієнт в’язкого тертя у гідромоторі, q_{m1} , q_{m2} — характерні об’єми гідромоторів, β — коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості робочої рідини, μ — коефіцієнт витрати, ρ — густина робочої рідини, $S = \Delta f_1 / f_2$ —

відношення площі контакту рідини з сенсором при «відкритті» сенсора та руху сенсора відповідно, f_3 , f_4 , f_5 — площі поверхонь торців запірно-розподільного елемента та плунжера, відповідно, W_n , W_1 , W_2 — об’єми напірної гідролінії, порожнини сенсора та порожнини плунжера, відповідно, d_1 , d_2 , d_3 — діаметри запірного елемента, запірно-розподільного елемента та плунжера, k_1 , k_2 , k_3 — жорсткості пружин, m_1 , m_2 , m_3 — зведені маси запірного елемента, запірно-розподільного елемента та плунжера, x_0 , y_0 , z_0 — попереднє стиснення пружин, b_1 , b_2 , b_3 — коефіцієнти в’язкого демпфування, n_n — частота обертання вала насоса, f_{dr} — площа робочого вікна дроселя, F_{g1} , F_{g2} — гідродинамічні сили, що діють на сенсор та запірно-розподільний елемент, відповідно, F_a — реакція зчеплення напівмуфт.

У результаті розв’язання диференціальних рівнянь для змінного крутного моменту навантаження $M(t)$ на валах гідромоторів знайдено у вигляді графіків теоретичні залежності зміни у часі тиску напірної гідролінії $p_n(t)$,

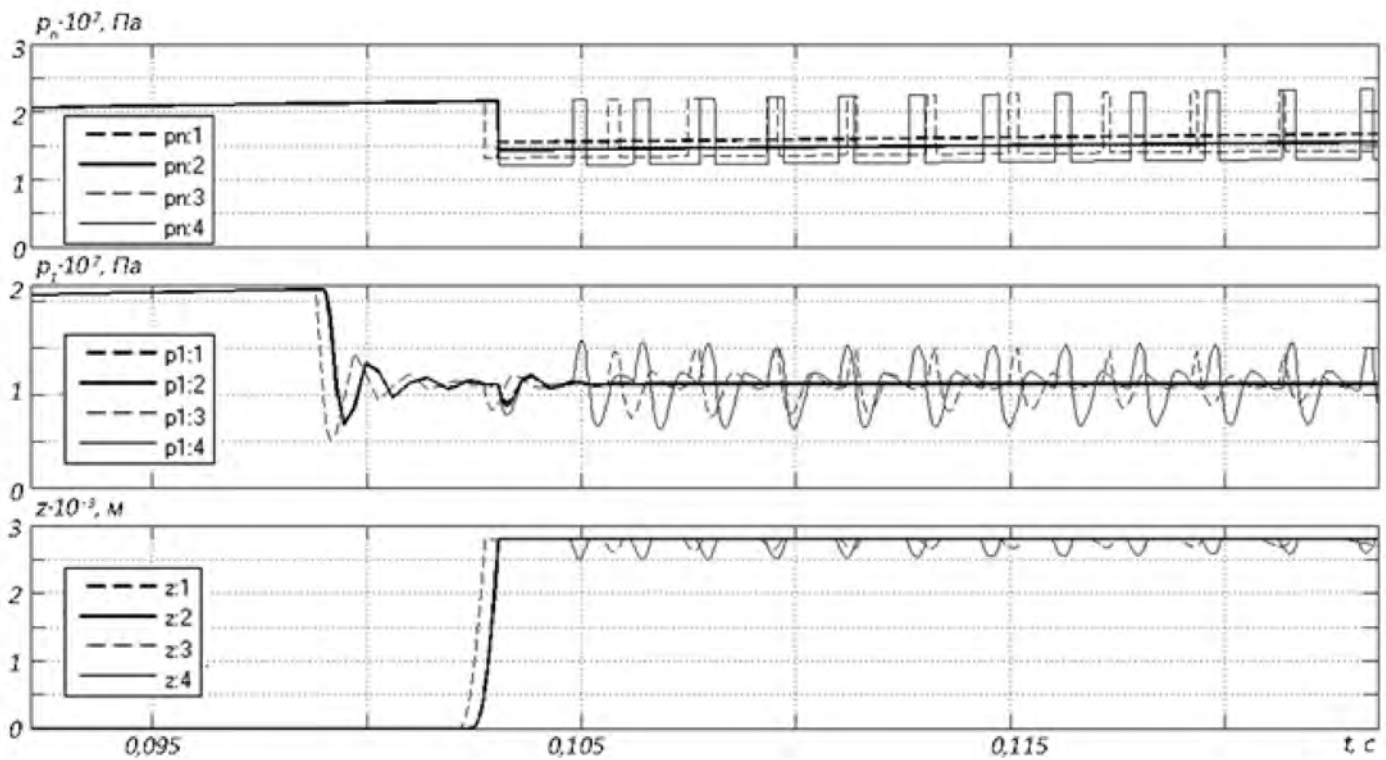


Рисунок 3 — Теоретичні графіки зміни тисків напірної гідролінії $p_n(t)$, «відкриття» сенсора $p_1(t)$ та положення плунжера напівмуфти $z(t)$ від часу для значень характерного об'єму додаткового гідромотора: 1) $-q_{m2}=250 \text{ см}^3$; 2) $-q_{m2}=320 \text{ см}^3$; 3) $-q_{m2}=400 \text{ см}^3$; 4) $-q_{m2}=500 \text{ см}^3$

тиску «відкриття» та «закриття» сенсора $p_1(t)$, тиску в порожнині плунжера $p_2(t)$, переміщення сенсора $x(t)$, переміщення запірно-розподільного елемента $y(t)$, переміщення плунжера $z(t)$, що показані на рисунку 2.

Аналіз теоретичних графіків показує, що система керування адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Перехідні процеси тривають невеликий проміжок часу (до $0,009 \text{ с}$), максимальне амплітудне значення коливань тиску не перевищує тиск «відкриття» ($0,76 p_1$). Характеристики пружини k_1, x_0 та площа f_1 сенсора відповідають налаштуванню на тиск «відкриття» 21 МПа запірно-розподільного елемента. Тривалість відкриття запірно-розподільного елемента до моменту спрацьовування сенсора становить $0,006 \text{ с}$. Затримка у часі між пуском вала додаткового гідромотора та зчепленням фрикційної муфти становить $9 \cdot 10^{-4} \text{ с}$, за якої відбувається зміна комутації гідролінії напору та зливу порожнини плунжера. Після зниження навантаження запірний елемент 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.

Отримано графічні залежності, що ілюструють вплив характерного об'єму додаткового гідромотора на

зміну тисків напірної гідролінії $p_n(t)$, у сенсорі $p_1(t)$ та переміщення плунжера напівмуфти $z(t)$ у часі (рисунку 3).

Коливання тиску $p_1(t)$ упродовж «відкриття» сенсора (рисунку 3) відбуваються через падіння тиску $p_n(t)$ у напірній гідролінії нижче 15 МПа та неповному притисканні плунжером напівмуфти протягом його переміщення $z(t)$. Амплітуда коливань для найнесприятливішого випадку ($q_m^2=500 \text{ см}^3$) становить близько $0,37 \text{ МПа}$ з частотою 450 Гц . Падіння тиску $p_n(t)$ у напірній гідролінії спричиняє зменшення тиску $p_2(t)$, який діє на плунжер напівмуфти і, як наслідок, зменшується сила притискання півмуфти та збільшується час їх повного зчеплення. Збільшення часу повного зчеплення призводить до нестійких процесів у гідроприводі і більшого нагрівання поверхонь тертя муфти. Для зменшення таких несприятливих явищ необхідно використовувати як додатковий гідромотор з характерними об'ємами $q_m^2=250; 320 \text{ см}^3$.

Аналізом динамічних процесів, проілюстрованих на рисунку 4, визначено вплив співвідношення площ $S=f_1/f^2$ на тиск $p_1(t)$ «відкриття» і «закриття» сенсора та положення сенсора $x(t)$ в часі. За малих співвідношень ($S=0,1; 0,3$) перехідні процеси відбуваються у стійкому режимі, і тиск $p_1(t)$ «закриття» має менші значення. Співвідношення $S=0,5; 0,7$ відповідають тиску $p_1(t)$ «закриття», що забезпечує нормальний режим роботи гідропривода, тобто вимикання додаткового гідромотора за необхідного зменшення діючого навантаження. За значення $S=0,9$ спостерігаємо нестійкий режим роботи сенсора системи керування.

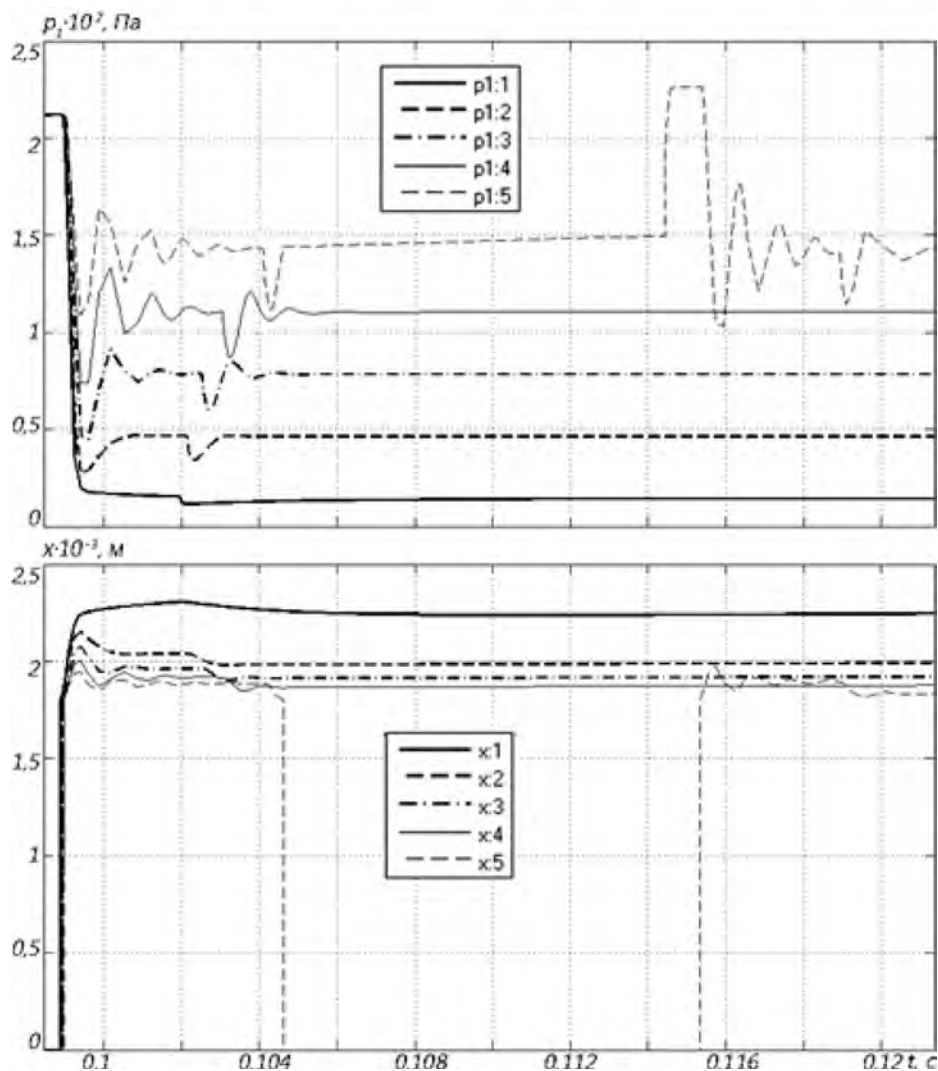


Рисунок 4. Теоретичні графіки зміни в часі $p_i(t)$ та $x(t)$ при $S=0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9$

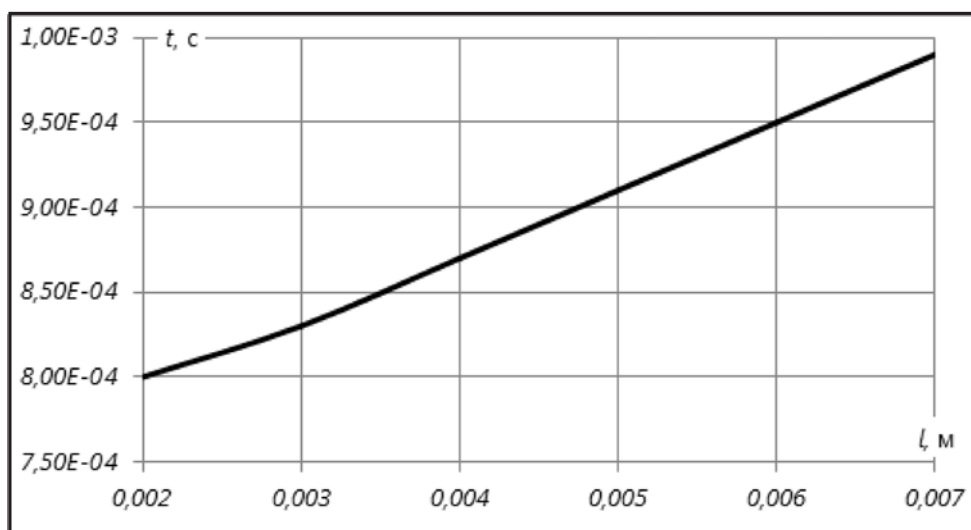


Рисунок 5 — Графік тривалості зміни комутації гідроліній пристрою

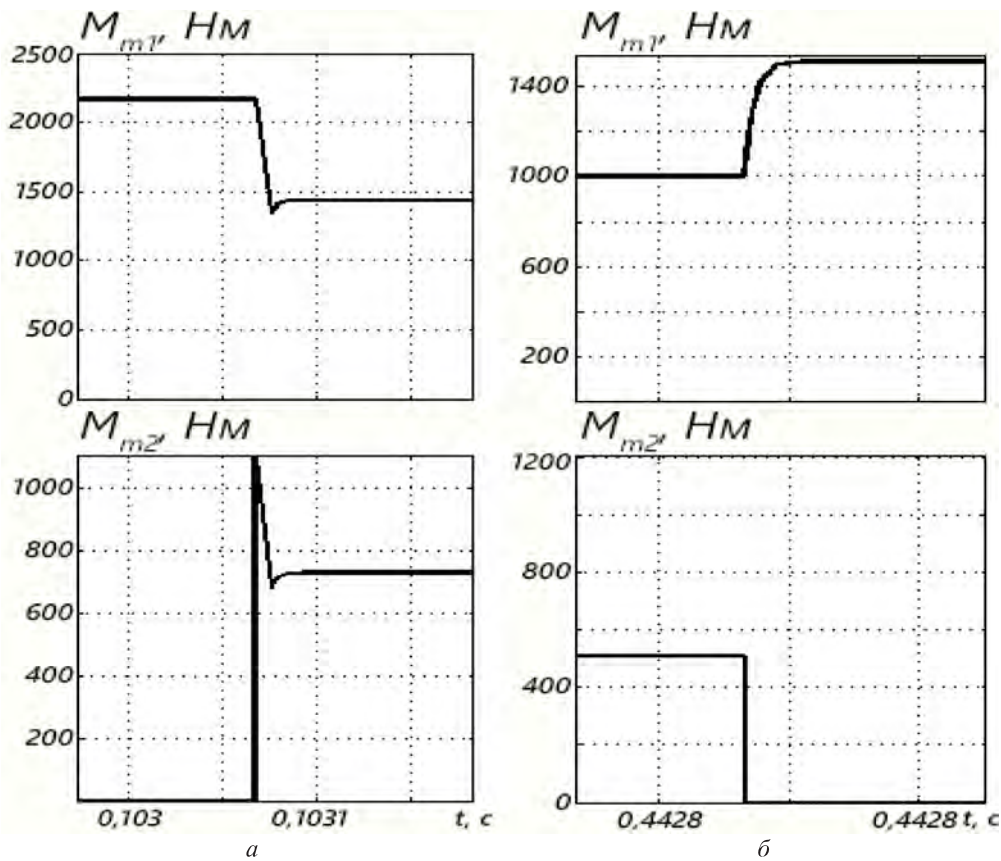


Рисунок 6 — Графік зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах основного та додаткового гідромоторів протягом вмикання та відмикання додаткового гідромотора

Визначено вплив довжини переміщення запірно-розподільного елемента на тривалість зміни комутації гідроліній пристрою, графік якого зображено на рисунку 5.

Згідно графіка залежність зміни довжини переміщення запірно-розподільного елемента має лінійний характер. Збільшення довжини переміщення в 3,5 разів збільшує тривалість зміни комутації 1,25 разів.

На рисунку 6 показано найбільш характерні зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах основного та додаткового гідромоторів, відповідно, під час вмикання (рисунок 6, а) та відмикання (рисунок 6, б) додаткового гідромотора.

У момент відкриття запірно-розподільного елемента (рисунок 6, а), що відповідає $t = 0,103$ с, відбувається вмикання додаткового гідромотора, протягом якого в період розгону, що відповідає тривалості зміни комутації

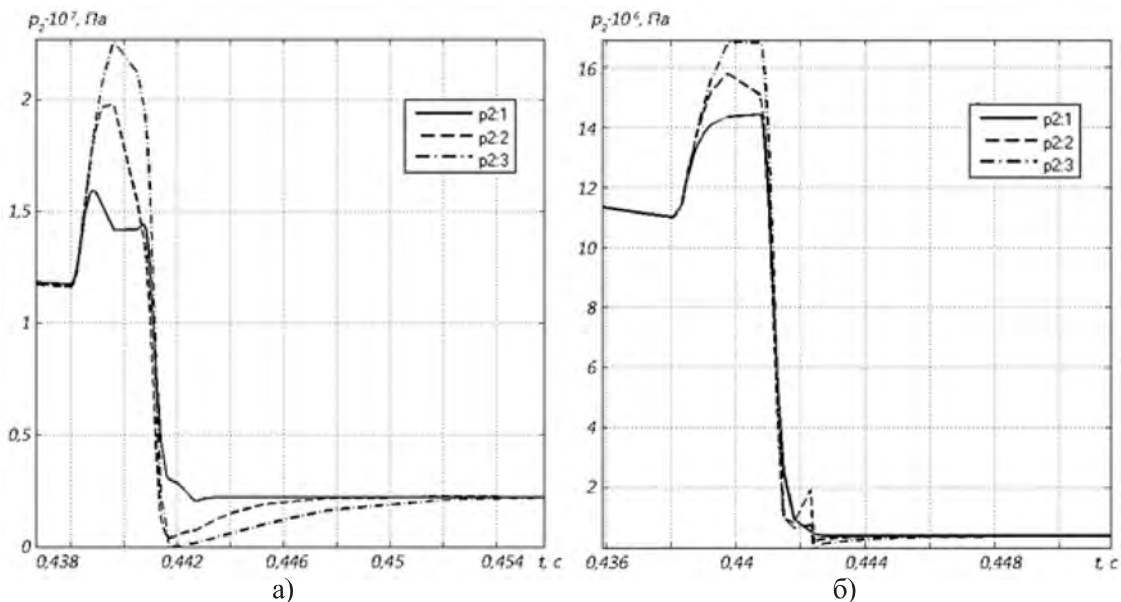


Рисунок 7 — Графіки зміни тиску $p_2(t)$ від зведеної маси плунжера m_3 і коефіцієнта демпфування b_3 під час закриття запірно-розподільного елемента при $b_3=300$ кг/с (а) та $b_3=800$ кг/с (б)

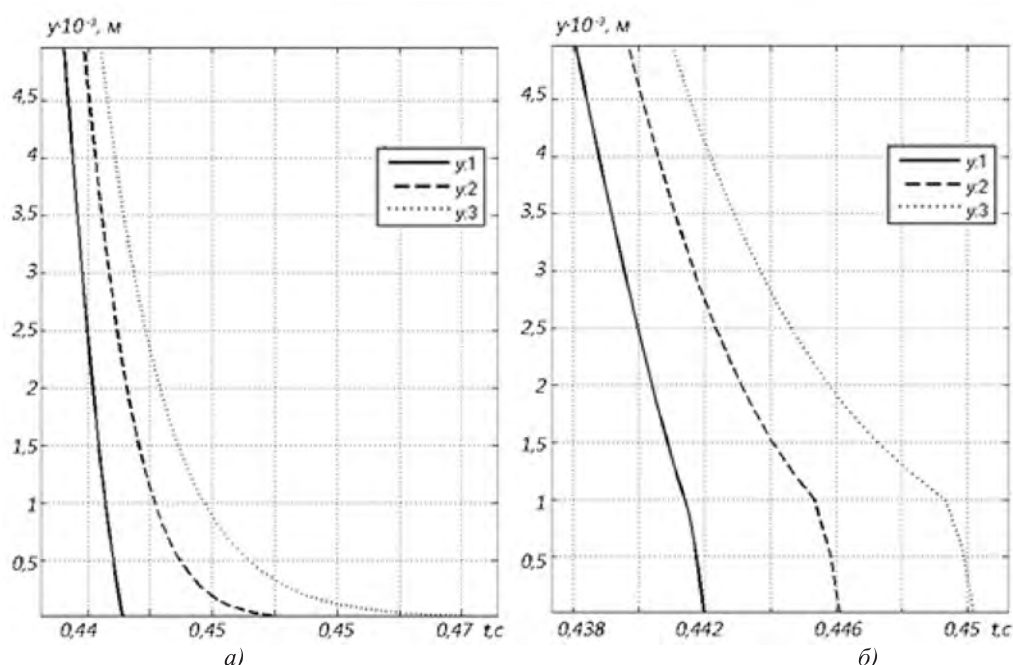


Рисунок 8 — Графіки зміни переміщення $y(t)$ запірно-розподільного елемента за відсутності (а) та наявності (б) гідродинамічної сили F_{g2} його закриття при значеннях коефіцієнта демпфування $b_2=50; 80; 100$ кг/с

(рисунок 5), пусковий момент $M_{m2}(t)$ на валу додаткового гідромотора досягає максимальних значень 1100 Нм без дії робочого навантаження. Максимальний пусковий момент $M_{m2}(t)$ сформовано затримкою дії робочого навантаження на вал додаткового гідромотора через вмикання фрикційної муфти. Варто зазначити, що він більший паспортного значення додаткового гідромотора (585 Нм) в 1,88 разів. Це дозволяє суттєво зменшити перехідний процес вмикання додаткового гідромотора через накопичену енергію на його валу. Після вмикання муфти внаслідок дії робочого навантаження момент $M_{m2}(t)$ знижується спочатку до 690 Нм, а потім через зміну пружності гідравлічної системи зростає до 720 Нм.

Упродовж закриття запірно-розподільного елемента (рисунок 6, б), що відповідає $t = 0,4428$ с, відбувається відмикання додаткового гідромотора від напірної гідролінії та діюче робоче навантаження плавно перерозподіляється на вал основного гідромотора. Крім того, розчеплення фрикційної муфти відбувається через деякий час ($t = 0,035$ с) після того, як робочу рідину повністю витиснуто з порожнини плунжера. У цей час додатковий гідромотор працює в насосному режимі. Для уникнення утворення вакуумної порожнини у робочій камері додаткового гідромотора між його напірною і зливною гідролініями встановлено зворотний клапан.

Розраховано вплив зведеної маси плунжера m_3 і коефіцієнта демпфування b_3 на зміну тиску $p_2(t)$ в порожнині плунжера від часу (рисунок 7, а, б).

Із збільшенням зведеної маси m_3 плунжера в 5 та 10 разів відповідно зростає його інерційність, внаслідок чого тиск $p_2(t)$ під час закриття запірно-розподільного елемента (рисунок 7, а) зростає на 19% та 33%, відповідно. За таких

умов необхідно збільшити коефіцієнт демпфування b_3 , який зменшує максимальне значення тиску $p_2(t)$. Так, наприклад, для $b_3=800$ кг/с (рисунок 7, б) для збільшеної зведеної маси m_3 плунжера в 5 та 10 разів тиск $p_2(t)$ зростає на 8% та 16%, відповідно.

Розглянуто вплив гідродинамічних сил на динаміку роботи сенсора та запірно-розподільного елемента пристрою керування. Упродовж аналізу параметрів, що визначають гідродинамічну силу в сенсорному пристрої, встановлено, що кут нахилу струменя у щилині для такої конструкції запірного елемента становить $\beta_0=0^\circ$, а швидкість руху робочої рідини в щилині v_w та сідлі v_c наближено рівні нулю [11], тому цією складовою у розрахунках нехтували ($F_{g1}=0$).

На рисунку 8 побудовано графіки, зміни переміщення $y(t)$ запірно-розподільного елемента за відсутності (а) та наявності (б) гідродинамічної сили F_{g2} впродовж його закриття при значеннях коефіцієнта демпфування $b_2=50; 80; 100$ кг/с.

Для прийнятих значень коефіцієнта демпфування b_2 характерним є незначне збільшення тривалості перехідного процесу закриття запірно-розподільного елемента. Дія гідродинамічної сили найбільш проявляється протягом закриття запірно-розподільного елемента і сприяє більш швидкому поверненню його у вихідне положення.

Досліджено вплив швидкості зростання дії робочого навантаження на зміну тиску $p_1(t)$ в сенсорі (рисунок 9). Найбільшою швидкістю зростання дії робочого навантаження, яка не спричинила перевищення тиску $p_1(t)$ відкриття сенсора (21 МПа), що відповідає максимальному тиску роботи гідромотора ГМ1, є $grad M=7143$ Н·м/с (рисунок 9, а). Збільшення цієї швидкості, наприклад, у 2-3

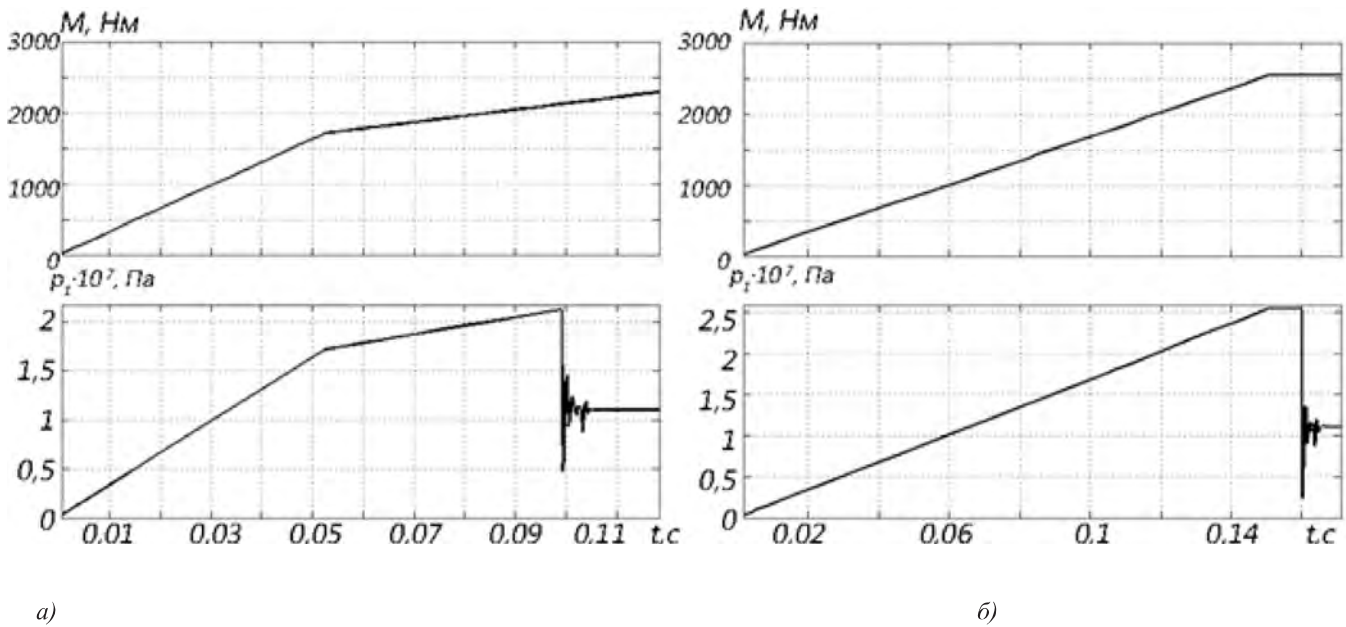


Рисунок 9 — Теоретичні графіки зміни швидкості зростання робочого навантаження $M(t)$ та тиску $p_1(t)$ у порожнині

рази (рисунок 9, б), спричиняє підвищення тиску відкриття сенсора $p_1(t)$ до величини 26 МПа, що може призвести до поломок у основного гідромоторі, наприклад, ГПРФ-630. Тому варто використовувати у приводі такого конвеєра сучасні гідромотори, в яких максимальний тиск більший ніж у два рази номінального.

Висновки

Побудовано блок-схеми розв’язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі системи керування гідропривода для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2Б3-К, в якій враховано початкові параметри системи керування, його насосної станції, основного та додаткового гідромоторів.

Аналіз теоретичних графіків показав, що система керування гідроприводом адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Визначено значення характерного об’єму додаткового гідромотора, за яких виникають незатухаючі коливання в напірній порожнині гідропривода. Для зменшення таких несприятливих явищ необхідно використовувати як додатковий гідромотор з характерними об’ємами $q_{m2}=250—320 \text{ см}^3$. Підтверджена ефективність в системі 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. Встановлено, що співвідношення площ сенсора $S=f_1/f_2=0,5—0,7$ забезпечують стійкий режим роботи гідропривода стрічкового конвеєра. Зміною довжини переміщення запірно-розподільного елемента системи керування можна регулювати тривалість затримки вмикання фрикційної муфти після вмикання додаткового гідромотора. Показано, що тривалість вмикання додаткового гідромотора відбувається раніше, ніж зчеплення фрикційної муфти передавального механізму.

Зміною маси плунжера чи його демпфірування через підключення паралельно встановленого зворотного клапана з дроселем досягається затухання його коливань упродовж відключення муфти. Доведено, що дія гідродинамічної сили найбільше проявляється протягом закриття запірно-розподільного елемента і сприяє швидшому поверненню його у вихідне положення. Швидкість зміни моменту на приводному барабані впливає на тиск спрацьовування сенсора, який може перевищити допустимі максимальні значення тиску основного гідромотора.

Література

1. Шахмейстер, Л.Г. Теория и расчет ленточных конвееров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. — М.: Машиностроение, 1978. — 392 с.
2. 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.
3. Поліщук, Л. К. Система керування гідропривода стрічкового конвеєра зі змінним навантаженням [Текст] / Л.К.Поліщук, О.О. Адлер. — Вісник Вінницького політехн. ін-ту. — 2015. — №2 (191). — С. 131—136.
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.
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.
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.

8. 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

9. 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.

10. Поліщук, Л.К. Дослідження системи керування гідропривода стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками [Текст] / Л.К. Поліщук, Є.В. Харченко, О.В. Піонткевич, О.О. Коваль. Східноєвропейський журнал передових технологій. — 2016. — Т. 2. — №8 (80). — С.22—29.

11. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов [Текст] / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков — М. : Машиностроение, 1990. — 272 с.

References

1. Shakhmeister, L.G. Teoria i raschet lentochnykh konveyerov / L.G. Shakhmeister, V.G., Dmytryev. — М.: Mashynostroenye, 1978. — 392 s.

2. Polishchuk, L.K. Vmontovani gidravlichni pryvody konveieriv z gnuchkym tiagovym organom, chutlyvi do zminy navantazhennia / L.K. Polishchuk, O.O. Adler. — Vinnytsia: VNTU, 2010. — 184 s.

3. Polishchuk, L.K. Systema keruvannia gidropryvoda strichkovogo konveiera zi zminnym navantazhenniam / L.K. Polishchuk, O.O. Adler. Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. — 2015. — № 2 (191). — S. 131—136.

4. Forental, V., Forental, M., Nazarov F. Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control: Engineering. International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015) Procedia Engineering, Vol. 129. P. 695—701.

5. Noskievic, P. (2013). Control of the hydraulic drive using embedded control system. 14th International Carpathian Control Conference (ICCC). — P. 255—261.

6. Kotlobai, A.Ya. Gydravlycheskye agregaty sistem privodov khodovogo oborudovania dorozhno-stroitelnykh mashyn / A.Ya. Kotlobai, A.A. Kotlobai, V.F. Tamelo // Nauka i tekhnika. — 2016. — №15 (1). — S. 69—77.

7. Li R., Luo J., Sun C., Liu S. (2012). Analysis of Electro-hydraulic Proportional Speed Control System on Conveyer. Procedia Engineering, Vol. 31. P. 1185—1193.

8. Xu B., Ding R., Zhang J., Cheng M., Sun T. (2015). Energy saving of cutterhead hydraulic drive system of shield tunneling machine. Automation in Construction, Vol. 57. P. 98—111.

9. Polishchuk, L.K. Vybir parametriv vmontovanogo gidravlichnogo pryvodu z prystroiem keruvannia / L.K. Po-

lishchuk, O.O. Adler, M. Salekh. Mashynoznavstvo. — № 6. S. 36—40.

10. Polishchuk, L.K. Doslidzennia systemy keruvannia gidropryvoda strichkovogo konveiera zi zminnym navantazhenniam. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies — 2016. — №2 (80). — S. 22—29.

11. Danylov, Yu., Kyryllovskiy Yu., Kolpakov Yu. (1990). Apparatura obyemnykh hydropryvodov. Moskow : Mashynostroenye, 1990. — 272 s.

Надійшла 29.02.2016 року

УДК 622.64:62-522.2

Анализ влияния параметров системы управления на динамические процессы гидропривода ленточного конвейера

Л.К. Полищук,
О.В. Пионткевич,
О.А. Коваль

На основе анализа литературных источников обоснована необходимость применения средств гидроавтоматики для гидравлических приводов ленточных конвейеров, работающих в условиях переменных грузопотоков. Рассмотренные способы управления гидравлическим и электрогидравлическим приводом различных технологических машин не решают проблему активного резервирования привода по крутящему моменту. Целью исследований является обоснование параметров системы управления гидроприводом для приемного конвейера буртоукладчика К-65М2Б3-К, который оснащен параллельно установленными основным и дополнительным гидромоторами, которые обеспечивают непрерывную работу приводного устройства в условиях кратковременных или длительных перегрузок. Исследование течения динамических процессов в системе управления гидропривода выполнены на основе разработанных блок-схем математической модели в программном пакете *MATLAB Simulink*. Установлено влияние параметров системы управления на переходные процессы в гидроприводе, предложены рекомендации по предотвращению негативных явлений во время его работы. Теоретическими исследованиями доказана эффективность использования исследуемой системы управления.

Ключевые слова: конвейер, гидропривод, система управления, конвейер, переменные грузопотоки, математическая модель, динамические процессы.

UDC 622.64:62-522.2

The analysis of influence of parameters of control system on dynamic processes of belt conveyor hydraulic drive

**L. Polishchuk,
O. Piontkevych,
O. Koval**

By the analysis of the literature was substantiated necessity of application a hydro-automatic for belts conveyor hydraulic drives that working in variable traffic conditions. The reviewed ways of control the hydraulic and electrohydraulic drive of various manufacturing machines do not solve the problem

for the active backup of drive by the torque. The purpose of research is to substantiate the parameters for control system of hydraulic drive of receiving conveyor of clamp-forming machine K-65M2B3-K, which is equipped with two parallel mounted main and additional hydraulic motors that ensure uninterrupted operation of the drive unit in terms of short-term or long-term loads. Research progress of dynamic processes in a control system of hydraulic drives are based on the developed flowcharts of mathematical model in the software package *MATLAB Simulink*. Was established the influence of the control system parameters on transition in hydraulic drive and proposed the recommendations for avoiding negative effects on his work. With the theoretical studies was shown efficiency of the studied control system.

Keywords: hydraulic drive, control system, conveyor, variable traffic flows, dynamic processes, mathematical model.