

УДК 622.64:62-522.2

Л.К. Поліщук, к.т.н., доцент

О.В. Піонткевич

О.О. Коваль

Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ГІДРОПРИВОДА СТРИЧКОВОГО КОНВЕЄРА

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

На основі аналізу літературних джерел обґрунтовано необхідність застосування засобів гідроавтоматики для гідравлічних приводів 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-65М2БЗ-К, який оснащений паралельно встановленими основним і додатковим гідромоторами, що забезпечують безупинну роботу приводного пристрою в умовах короткочасних або тривалих перевантажень. Дослідження перебігу динамічних процесів в системі керування гідропривода виконані на основі розроблених блок-схеми математичної моделі в програмному пакеті MATLAB Simulink. Встановлено вплив параметрів системи керування на перехідні процеси в гідроприводі, запропоновано рекомендації щодо уникнення негативних явищ під час його роботи. Теоретичними дослідженнями доведена ефективність використання досліджуваної системи керування.

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

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 $K_n=1,92\dots 2,02$ [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 використовується в машинах різного технологічного призначення. Виконано дослідження динамічних процесів в гідроприводі з пропорційним керуванням виконавчої ланки [4],

вбудованої системи керування гідروпривода 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.

В розглянутих дослідженнях різних систем керуючими сигналами були зміни в 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 короткочасну 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, доведена результатами виконаних досліджень нестационарних процесів [9]. Розробка системи керування з фрикційною муфтою для вмикання додаткового гідромотора дозволила зменшити сили опору під час його пуску за рахунок 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 органу [10]. Таку систему керування гідропривода раціонально використати в 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 такі 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-65М2БЗ-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 гідроліній сенсора і плунжера:

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

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

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

Розв'язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакету MATLAB Simulink. Для обчислення їх станів в процесі моделювання і генерації коду використано функцію *ode23s*, в основу якої покладено однокроковий модифікований метод Розенброка 2-го порядку, покликаний 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.

Основна блок-схема розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь зображена на рис. 1.

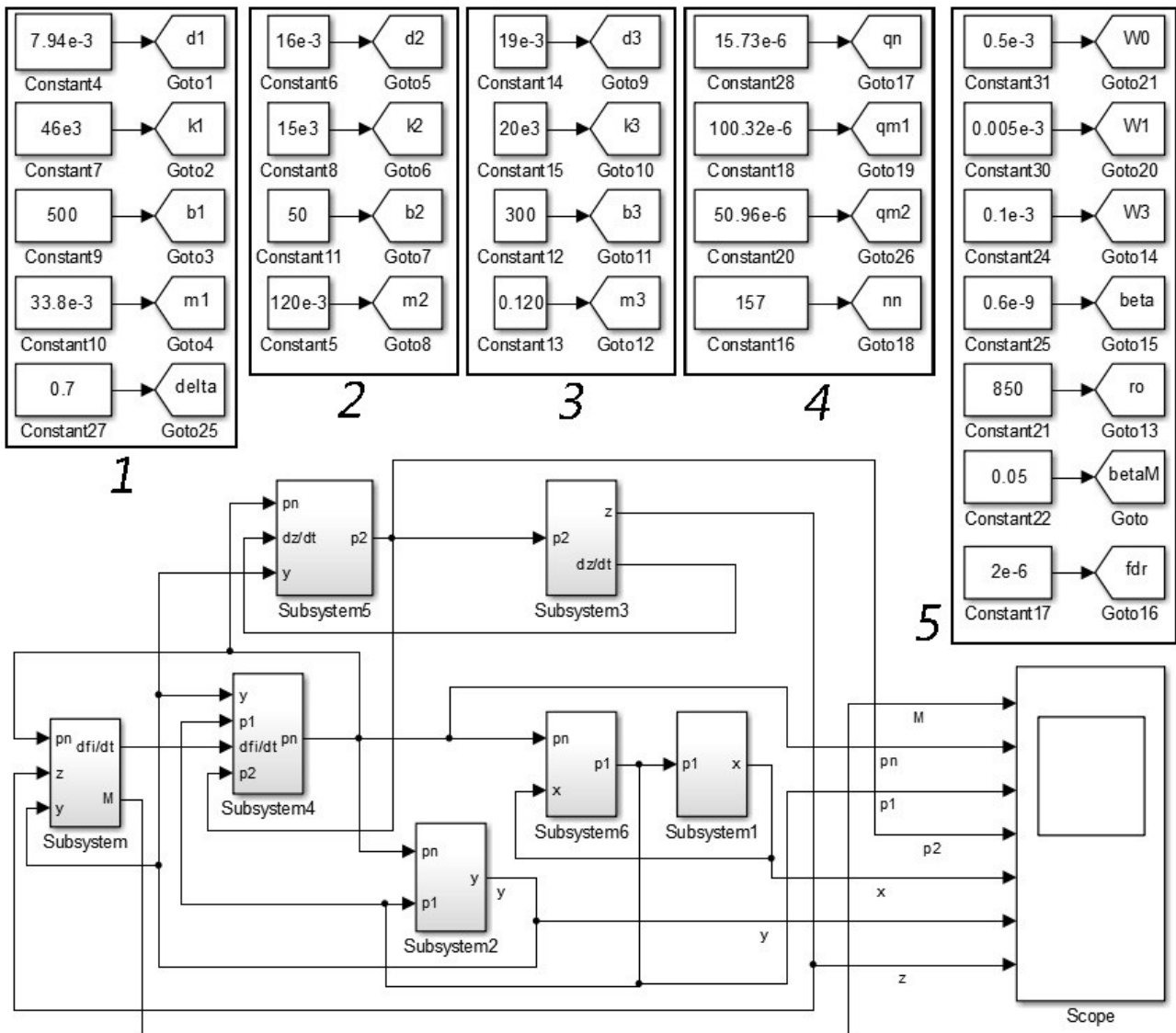


Рис. 1 – Основна блок-схема розв’язання системи нелінійних диференціальних рівнянь

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 клапана-розподільника; групу блоків 3 з параметрами для плунжера; групу блоків 4 з параметри насоса та гідромоторів; групу блоків 5 з іншими параметрами математичної моделі, що характеризують об’єм гідроліній, фізичні властивості робочої рідини та геометричні характеристики дроселя, встановленого між сенсором та клапаном-розподільником. Крім того до основної блок-схеми входять 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 в результаті розв'язання диференціальних рівнянь математичної моделі.

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; сили сухого тертя невеликі, тому ними нехтуємо; податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; тиск рідини в зливних магістралях приблизно постійний; режими роботи – безкавітаційні; перетікання робочої рідини в щілинах насоса або моторів не враховувались.

Рівняння математичної моделі (1) – (7) розв'язані за таких початкових умов: $M(0)=0$ Нм; $p_n(0)=p_1(0)=p_2(0)=0$ Па; $x(0)=y(0)=z(0)=0$ м. В ході розв'язання використано постійні величини параметрів системи керування (див. рис. 1), де: 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; $S=\delta=f_1/f_2$ – 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'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора та порожнини плунжера, відповідно; d_1, d_2, d_3 – діаметр запірного елемента, запірно-розподільного елемента та плунжера, відповідно; x_0, y_0, z_0 – попереднє стиснення пружини; b_1, b_2, b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування; n_n – частота обертання вала насоса; f_{dr} – площа робочого вікна дроселя; F_{g1}, F_{g2} – гідродинамічна сила, що діє на сенсор та запірно-розподільний елемент, відповідно; F_a – реакція зчеплення напівмуфт.

В результаті розв'язання диференціальних рівнянь для змінного крутного моменту навантаження $M(t)$ на валах гідромоторів знайдено у вигляді графіків

теоретичні залежності зміни в часі 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-розподільного елемента $y(t)$, переміщення плунжера $z(t)$, що показані на рис. 2.

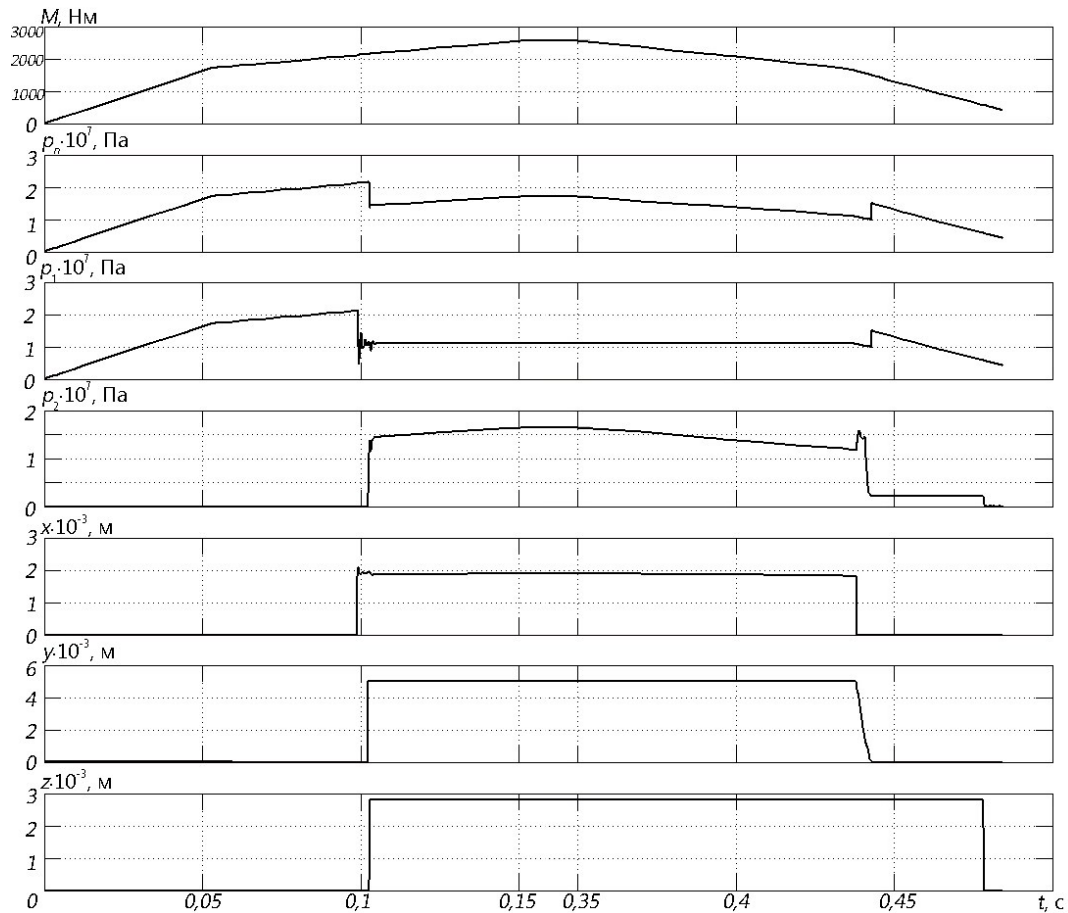


Рис. 2. Теоретичні графіки зміни в часі $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

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-розподільного елемента 3. Тривалість відкриття запірно-розподільного 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 зміна комутації

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.

Отримано графічні залежності, що ілюструють вплив характерного об'єму додаткового гідромотора на зміну тисків напірної гідролінії $p_n(t)$, в сенсорі $p_1(t)$ та положення плунжера напівмуфти $z(t)$ в часі (рис. 3).

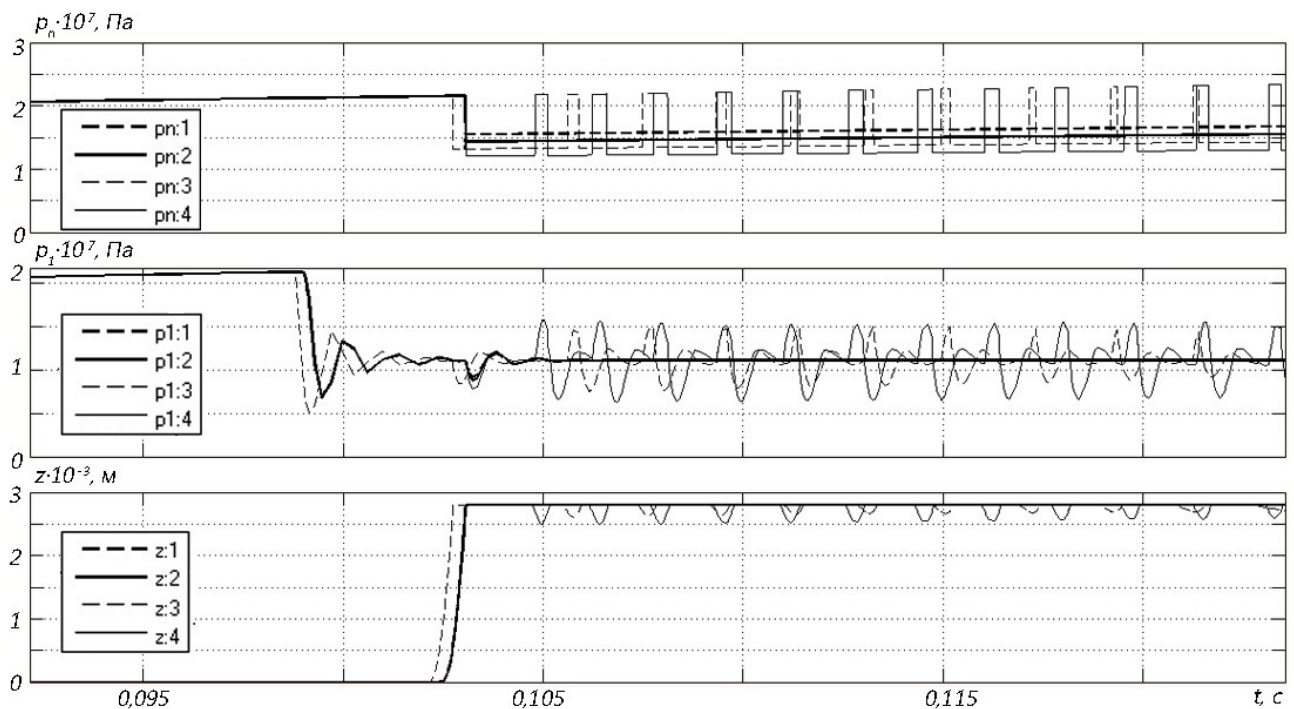


Рис. 3. Теоретичні графіки зміни тисків напірної гідролінії $p_n(t)$, «відкриття» сенсора $p_1(t)$ та положення плунжера напівмуфти $z(t)$ від часу для значень характерного об'єму додаткового гідромотора: 1) – $q_{m2}=250 \text{ см}^3$; 2) – $q_{m2}=320 \text{ см}^3$; 3) – $q_{m2}=400 \text{ см}^3$;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

Коливання тиску $p_1(t)$ під час «відкриття» сенсора (рис. 3) відбуваються в результаті падіння тиску $p_n(t)$ в напірній гідролінії нижче 15МПа та неповному

притисканні плунжером напівмуфти під час його переміщення $z(t)$. Амплітуда коливань для найбільш несприятливого випадку ($q_{m2}=500 \text{ см}^3$) становить близько 0,37 МПа з частотою 450 Гц. Падіння тиску $p_n(t)$ в напірній гідролінії спричинює 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 в гідроприводі і більшого нагрівання поверхонь тертя муфти. Для зменшення таких несприятливих явищ необхідно використовувати як додатковий гідромотор з характерними об'ємами $q_{m2}=250; 320 \text{ см}^3$.

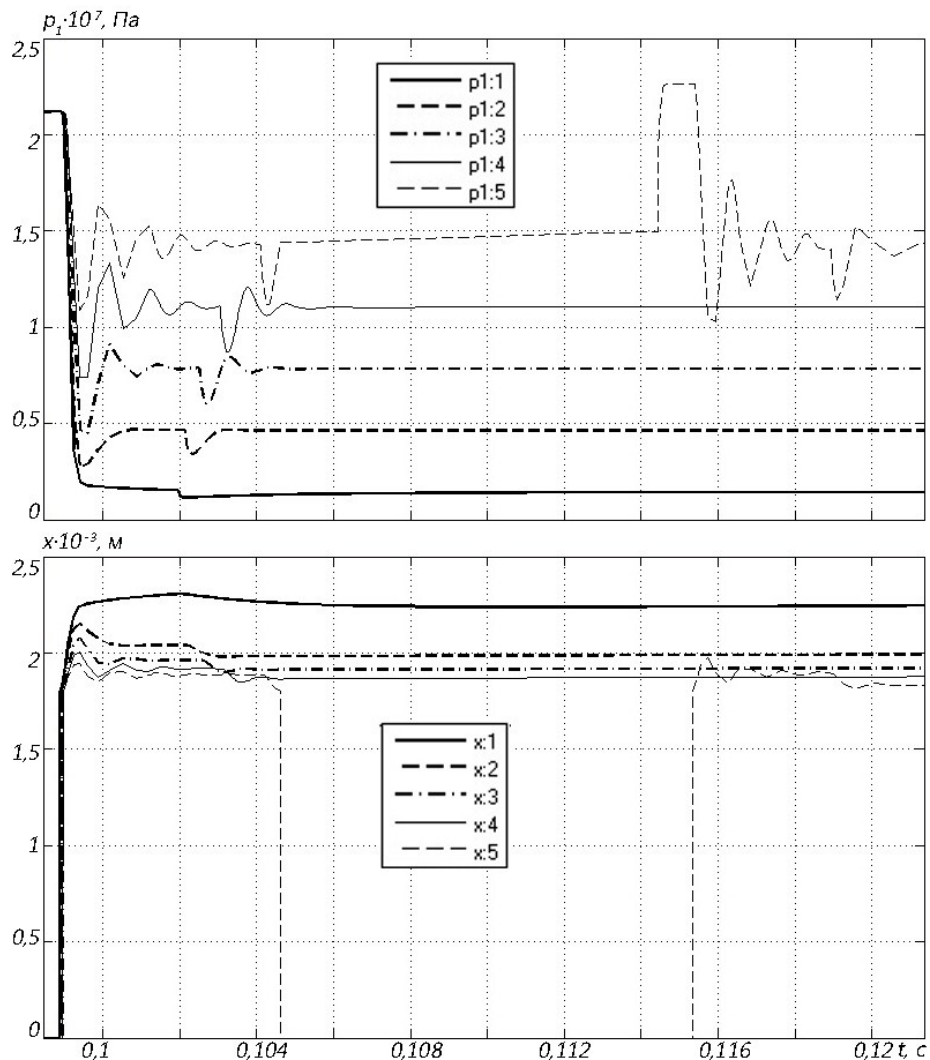


Рис. 4. Теоретичні графіки зміни в часі $p_1(t)$ та $x(t)$ при $S=0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9$

Аналізом динамічних процесів, проілюстрованих на рис. 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 в 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 ГМ2 за необхідного зменшення діючого навантаження. За значення $S=0,9$ спостерігаємо нестійкий режим роботи сенсора системи керування.

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

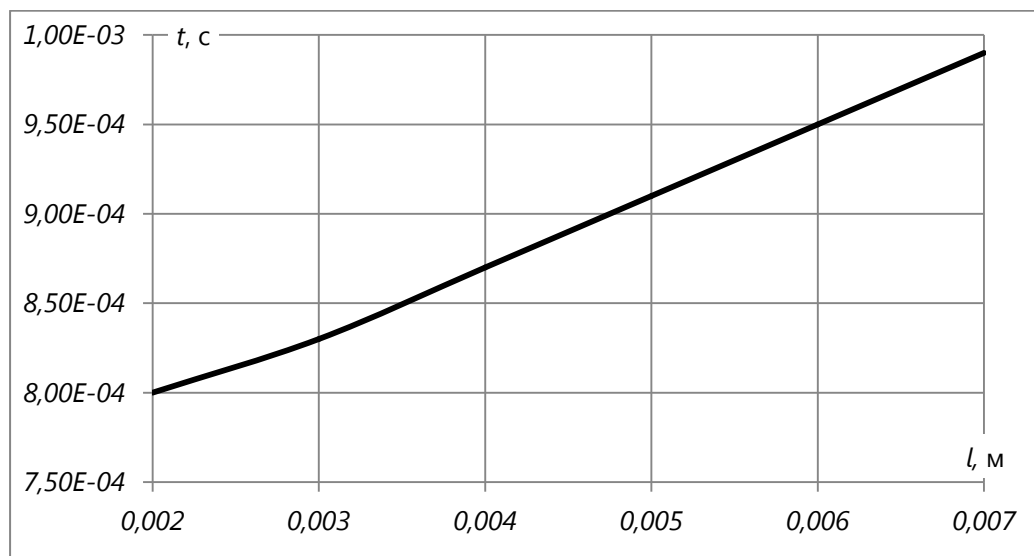


Рис. 5. Графік тривалості зміни комутації гідrolіній пристрою

Як показує графік, залежність зміни довжини переміщення запірно-розподільного елемента має лінійний характер. Збільшення довжини переміщення в 3,5 рази збільшує тривалість зміни комутації 1,25 разів.

На рис. 6 наведено найбільш характерні зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах гідромоторів ГМ1 та ГМ2, відповідно, під час вмикання (рис. 6, а) та відмикання (рис. 6, б) додаткового гідромотора ГМ2.

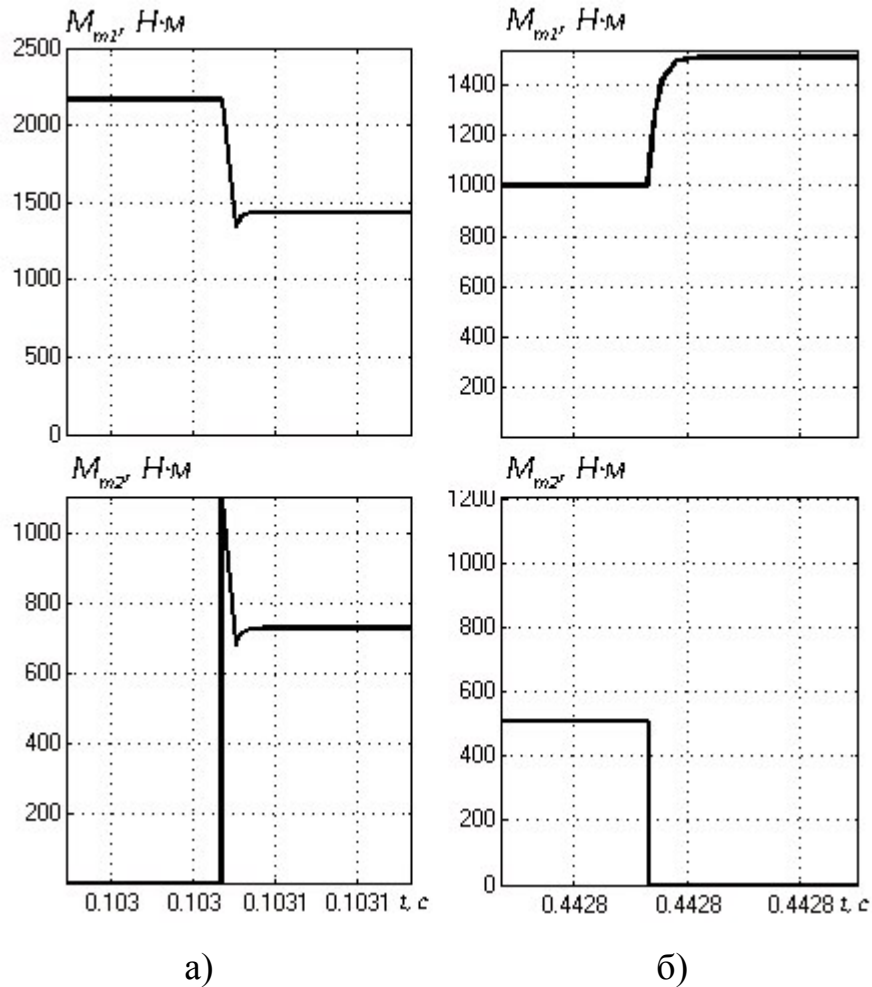


Рис. 6. Графік зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах гідромоторів ГМ1 та ГМ2 під час вмикання та відмикання додаткового гідромотора ГМ2

В момент відкриття запірно-розподільного елемента (рис. 6, а), що відповідає $t=0,103$ с, відбувається вмикання додаткового гідромотора ГМ2, під час якого в період розгону, що відповідає тривалості зміни комутації (див. рис. 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 за рахунок затримки дії робочого навантаження на вал додаткового гідромотора ГМ2 вмиканням фрикційної муфти, який більший паспортного значення додаткового гідромотора ГМ2 (585 Нм) в 1,88 разів. Це дозволяє суттєво зменшити перехідний процес вмикання додаткового гідромотора ГМ2 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.

Під час закриття запірно-розподільного елемента (рис. 6, б), що відповідає $t=0,4428$ с, відбувається відмикання додаткового гідромотора ГМ2 від напірної гідролінії та діюче робоче навантаження плавно перерозподіється на вал гідромотора ГМ1. Крім того, розчеплення фрикційної муфти відбувається через деякий час ($t=0,035$) після того як робоча рідина повністю витиснеться з порожнини плунжера. В цей час додатковий гідромотор ГМ2 працює в насосному режимі. Для уникнення утворення вакуумної порожнини в робочій камері додаткового гідромотора ГМ2 між напірною і зливною гідролініями встановлено зворотній клапан.

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

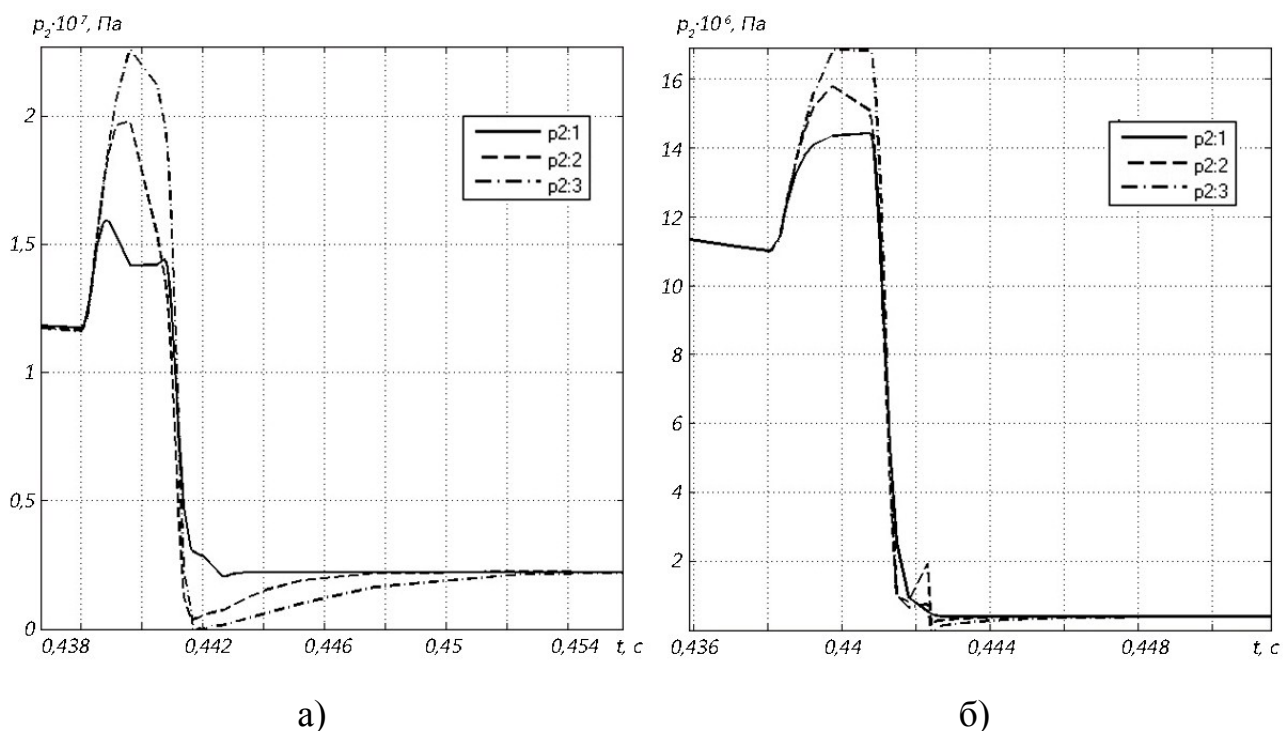


Рис. 7. Графіки зміни тиску $p_2(t)$ від зведеної маси плунжера m_3 і коефіцієнта демпфування b_3 під час закриття запірно-розподільного елемента при $b_3=300$ кг/с (а) та $b_3=800$ кг/с (б)

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 (рис 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 (рис. 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. Під час аналізу параметрів, що визначають гідродинамічну силу в сенсорному пристрої встановлено, що кут нахилу струменю в 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 [11], то цією складовою у розрахунках нехтували ($F_{g1}=0$).

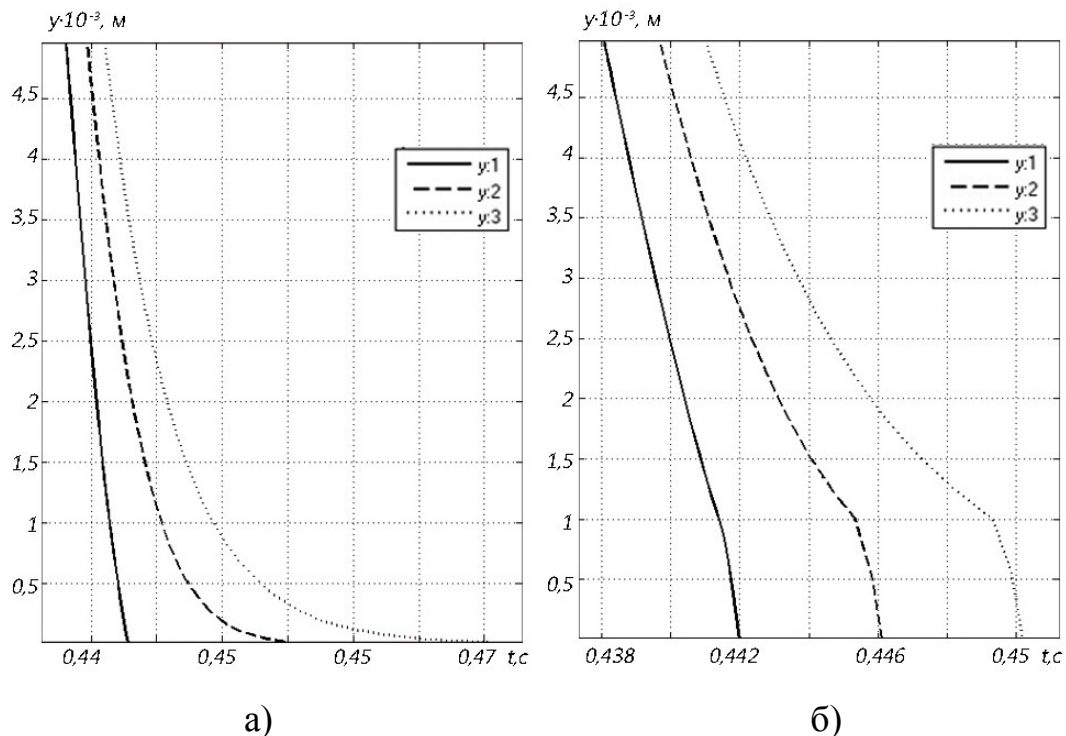


Рис. 8. Графіки зміни переміщення $y(t)$ запірно-розподільного елемента за відсутності (а) та наявності (б) гідродинамічної сили F_{g2} під час його закриття при значеннях коефіцієнта демпфування $b_2=50; 80; 100$ кг/с

На рис. 8 наведено графіки, зміни переміщення гідродинамічної сили, що діє на запірно-розподільний елемент під час його 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 під час закриття запірно-розподільного елемента і сприяє більш швидкому поверненню його у вихідне положення.

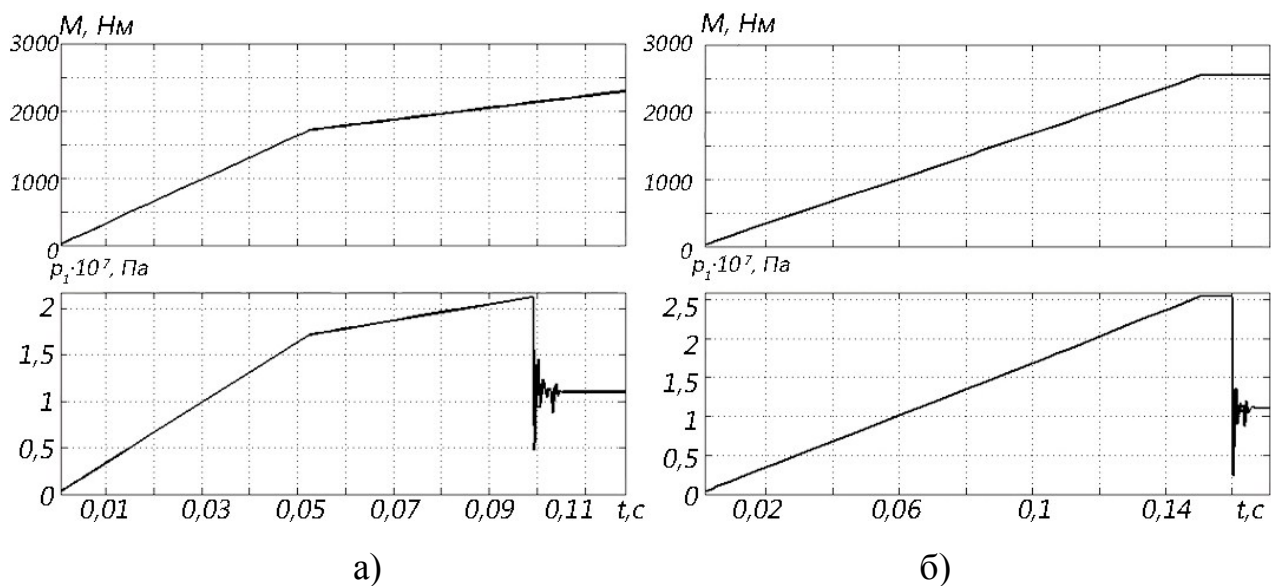


Рис. 9. Теоретичні графіки зміни швидкості зростання робочого навантаження $M(t)$ та тиску $p_1(t)$ в порожнині сенсора

Досліджено вплив швидкості зростання дії робочого навантаження на зміну тиску $p_1(t)$ в сенсорі (рис. 9). Найбільшою швидкістю зростання дії робочого навантаження, яка не викликала перевищення тиску $p_1(t)$ відкриття сенсора (21 МПа), що відповідає максимальному тиску роботи гідромотора ГМ1, є $gradM=7143$ Н·м/с (рис 9, а). Збільшення цієї швидкості, наприклад в 2,3 рази (рис. 9, б), спричинює підвищення тиску відкриття сенсора $p_1(t)$ до

величини 26 МПа, що може призвести до поломок у гідромоторі (наприклад ГПРФ-630). Тому варто використовувати в приводі такого конвеєра сучасні гідромотори, в яких максимальний тиск більш ніж у два рази більше номінального.

Висновки

Побудована блок-схема 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, що забезпечує високу швидкість обчислень за жорстких умов.

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 демпфування за рахунок підключення паралельно встановленого зворотного клапана та дроселя досягається затування його коливань під час відключення муфти. Доведено, що

дія гідродинамічної сили найбільш проявляється під час закриття запірно-розподільного елемента і сприяє більш швидкому поверненню його у вихідне положення. Швидкість зміни моменту на приводному барабані впливає на тиск спрацьовування сенсора, який може перевищити допустимі максимальні значення тиску гідромомтора.

Література

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров [Текст] / 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 політехнічного інституту. Вінниця, 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. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.093
5. Noskiewicz P. Control of the hydraulic drive using embedded control system [Text] / P. Noskiewicz // 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. 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. Харків, – 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.