

**Выводы.** РК с электроуправлением целесообразно использовать в прижимных пневмоприводах, где быстроедействие определяется временем срабатывания по усилию. Эффект от установки РК с электроуправлением будет более высок при малых значениях  $\beta_1$ , больших значениях  $\eta_2$  и значениях  $\Omega = 0,75 \div 2$ . Например, при установке РК с пропорциональным электроуправлением разработанного ДСКТБ «Пневматика» (Симферополь) вместо РК с пружинным управлением БВ57-34 в системе пневмопривода машины точечной сварки МГ2518, у которого параметры  $\beta_1$ ,  $\eta_2$ ,  $\Omega$  удовлетворяют изложенным выше условиям, полное время срабатывания привода при сдвигении электродов уменьшалось в 1,5 – 2 раза. Это ведет к повышению производительности сварочного автомата на 20–25%.

**Список литературы:** 1. Герц Е. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с. 2. Герц Е. В. формализация составления уравнений динамики сложных пневматических систем / Е. В. Герц, М. А. Полякова // В кн.: Пневматические приводы и системы управления. М.: Наука, 1971. – С. 26-35. 3. Кисельников В. Б. Пневматические приводы и аппаратура электросварочного оборудования / В. Б. Кисельников. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1978. – 200 с.

Надійшла до редколегії 12.11.2012

УДК 621.05

**Определение области рационального использования электропневматического преобразователя/ Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХП», – 2012. - № 66 (972). – С. 41-46. – Бібліогр.:3 назв.**

У статті отримана універсальна математична модель, що відображає спільне функціонування пневмопривода й редукційного клапана, проведено розрахунки для приводів, де встановлений редукційний клапан з пружинним і з електричним керуванням.

**Ключові слова:** редукційний клапан, пропорційне керування, машина точкового зварювання, математична модель.

In this article, a universal mathematical model reflecting the joint functioning pneumatic pressure and relief valve, the calculations for the drive where you installed relief valve with spring and electric control.

**Keywords:** reducing valve, proportional management, car of spot welding, mathematical model.

УДК 681.527.3:623.438

**О. Є. СКВОРЧЕВСЬКИЙ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»

### **ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМИКАННЯ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ЛІНІЙНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ІЗ РЕЖИМУ ГІДРОСТОПОРІННЯ В РЕЖИМ РЕГУЛЮВАННЯ**

Основною метою роботи було теоретичне обґрунтування можливості реалізації режимів гідростопоріння та регулювання мехатронного модуля, побудованого із використанням запатентованих електрогідравлічних перетворювачів. Для досягнення поставленої мети було проведено численне інтегрування нелінійної системи диференціальних рівнянь, яка є математичною моделлю процесу перемикання модуля з одного режиму в інший. Характеристики перехідного процесу мають достатньо високу якість.

**Ключові слова:** мехатронний модуль, електрогідравлічний перетворювач, жорстка нелінійна система диференціальних рівнянь, перехідний процес.

**Вступ. Постановка проблеми дослідження в загальному вигляді.** В сучасних мобільних машинах потрібний закон руху робочих органів (начіпного знаряддя трактора, ковша екскаватора, бурильної голівки бурової установки, стріли крану тощо) досягається завдяки раціональній комбінації кінематичних елементів та електрогідравлічних

© О. Є. СКВОРЧЕВСЬКИЙ, 2012

приводів із електронним мікропроцесорним керуванням. Часто, в таких системах гідродвигун має забезпечувати не тільки переміщення кінематичних елементів по заданому закону, але і їх фіксацію у відсутності сигналу керування. Фіксація положення вихідної ланки гідродвигуна досягається, як правило, шляхом включення в гідравлічну схему електрично або гідравлічно керованих зворотних клапанів, які отримали назву гідравлічних замків. Вони щільно запирають рідину у порожнинах гідродвигуна, що не дає можливості його вихідній ланці, із приєднаним до неї, через кінематичні елементи, робочим органом машини, вільно рухатись у відсутності сигналу керування. Гідрозамки є простими і дешевими апаратами, вони давно відомі та випускаються серійно як вітчизняними так і закордонними виробниками. Однак введення до складу електрогідравлічного приводу додаткових гідроапаратів вимагає установки додаткових трубопроводів, збільшення кількості монтажних з'єднань, що зрештою призводить до збільшення масо-габаритних показників приводу та зменшення його надійності.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій в напрямку досліджень.** Проблема забезпечення гідростопоріння кінематичних елементів, що приводять до руху робочі органи мобільних машин із одночасним спрощенням гідравлічної схеми спонукала автора до створення електрогідравлічного перетворювача на основі елементів сопло-заслінка та встановленого послідовно ньому зворотного клапану. Причому обидва елементи приводяться до руху одним і тим же пропорційним електромагнітом [1]. Дослідження статичних робочих процесів нормально-закритого електрогідравлічного перетворювача [1], результати якого представлені в [2-4], показало, що закон регулювання тиску носить практично лінійний характер.

В роботі [5] на основі імітаційного моделювання зроблена спроба обґрунтування можливості сумісної роботи послідовно встановлених елементу сопло-заслінка та зворотного клапану. Однак робота [5] обмежена лише дослідженням гідравлічних процесів, що протікають при роботі перетворювача [1]. В той же час механічні та електричні процеси, що протікають під час роботи пропорційної гідроапаратури, мають суттєвий вплив на її статичні та динамічні характеристики. Робота перетворювача у складі систем приводів також буде накладати свій відбиток на його характеристики. Саме тому перспективним вбачається подальше математичне моделювання робочих процесів нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів [1] при їх роботі у складі приводів, які мають інтегровану конструктивну компоновку і тому можуть розглядатися, як мехатронні модулі.

В статті [6] представлені результати структурного синтезу інваріантного до  $\epsilon$  електрогідравлічного слідкуючого приводу, створеного із використанням електрогідравлічних перетворювачів [1]. Представлено електрогідравлічну схему приводу та опис його роботи при різних режимах. Хоча в роботі [6] наведено лише структурну схему, передбачається, що гідроциліндр, електрогідравлічні перетворювачі, датчики зворотного зв'язку, електронний блок будуть інтегровані у вигляді мехатронного модуля.

В роботі [7] запропонована розрахункова схема та математична модель мехатронного модуля, побудованого із використанням нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів [1]. Математична модель представлена в роботі [7] являє собою нелінійну систему диференціальних рівнянь придатну до безпосереднього вирішення численими методами.

**Цілі імітаційного дослідження** були наступними:

1. Вибір методу численого інтегрування, початкових умов, значень конструктивних та функціональних параметрів моделювання;

2. Отримання характеристик перехідного процесу для обраних значень конструктивних та функціональних параметрів мехатронного модуля;

3. Налаштування та уточнення математичної моделі [7].

**Основні результати дослідження.** Через низьку стисливість рідини перехідні процеси в гідравлічних системах схильні до різких коливань значень тисків. Системи диференціальних рівнянь, що описують такі процеси, відносяться до так званих «жорстких». Тому для численного інтегрування системи диференціальних рівнянь [7] застосуємо метод radau-5.

Діапазон незалежної змінної – часу приймався від 0 до 0,07 с. Початкові значення змінних були наступними:  $I=0$ ,  $V_3=0$ ,  $x=0$ ,  $p_2=p_{НОМ}$ ,  $p_{C2}=0$ ,  $V_{П=0}$ ,  $y=0$ ,  $p_1=p_{НОМ}$ . Значення варійованих параметрів наступні:  $L=0,08Гн$ ,  $R=16Ом$ ,  $m_{3,ПР}=0,15кг$ ,  $k_I=96,67 \frac{Н}{А}$ ,  $c=2,1 \cdot 10^4 \frac{Н}{м}$ ,  $\nu=0,2См$ ,  $\rho=900 \frac{кг}{м^3}$ ,  $d_C=7 \cdot 10^{-3} м$ ,  $E=1700 \cdot 10^6 Па$ ,  $d_{Ц}=0,08 м$ ,  $d_{Ш}=0,036 м$ ,  $\mu_{ДР}=0,65$ ,  $d_{ДР}=3 \cdot 10^{-3} м$ ,  $p_{НОМ}=16 \cdot 10^6 Па$ ,  $\rho=900 \frac{кг}{м^3}$ ,  $\mu_{C-3}=0,62$ ,  $\delta=0,5 \cdot d_C$ ,  $p_{3Л}=0$ ,  $m_{П.ПР}=20кг$ ,  $F=2 \cdot 10^4 Н$ ,  $l=0,2 м$ ,  $d_T=3 \cdot 10^{-3} м$ ,  $\mu_{КЛ}=0,7$ ,  $l_C=0,01 м$ ,  $d_E=6,5 \cdot 10^{-3} м$ ,  $\beta=1,85 рад$ . Вхідним ступінчастим впливом є напруга  $U=24В$ . Сутність усіх наведених вище позначень розшифрована в попередній роботі [7].

На рис. 1 наведені графіки змін швидкості  $V_3$  (пунктирна лінія) та положення  $x$  (суцільна лінія) послідовно встановлених та жорстко з'єднаних заслінки із запірним елементом зворотного клапану, що приводяться до руху якорем електромагніту. Плавна зміна швидкості  $V_3$  забезпечує аперіодичний закон виходу заслінки в положення регулювання тиску. Відсутність коливань швидкості  $V_3$  та положення  $x$  під час протікання перехідного процесу забезпечується наявністю змішаного тертя в парі «поршень гідростатичного розвантаження – корпус» (див. опис [1]).

Зміна тисків (рис. 2) у штоковій порожнині гідроциліндру  $p_2$  (суцільна лінія) та каналі сопла  $p_{C2}$  (пунктирна лінія) має прийнятні характеристики. Різде падіння тиску  $p_2$  в штоковій порожнині на початку перехідного процесу можна пояснити значною витратою рідини через електрогідравлічний перетворювач. Така витрата пояснюється тим, що на цьому етапі

зворотний клапан уже відкритий, але заслінка іще не підійшла достатньо близько до торця сопла. Процес падіння тиску  $p_2$  триває близько 20 мс після чого він починає зростати по аперіодичному закону, на який накладаються незначні коливання. Тиск  $p_{C2}$  в каналі сопла зростає поступово. Приблизно через 30 мс він стає практично рівним  $p_2$ , після чого тиск а каналі сопла та штоковій порожнині гідроциліндру змінюються

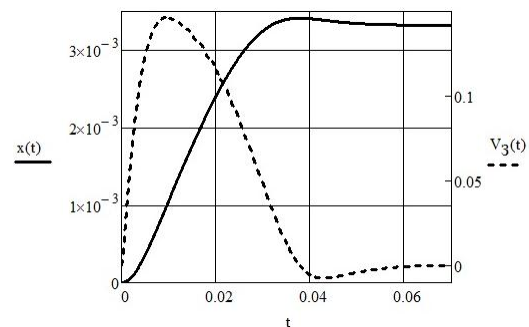


Рис. 1 – Динаміка швидкості руху та положення жорстко зв'язаних заслінки та запірного елемента клапану

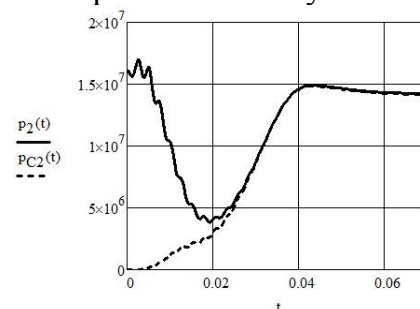


Рис. 2 – Динаміка тисків у штоковій порожнині гідроциліндру та каналі сопла

синхронно. Різке падіння тиску  $p_2$  на початку перехідного процесу практично не впливає на стабільність положення  $y$  поршня зі штоком гідроциліндру (товста лінія на рис. 3). За весь час перехідного процесу поршень зі штоком переміщуються на відстань трохи більшу 4 мм, що значно менше, ніж загальний хід поршня – 20 см. Характер перехідного процесу по  $y$  близький до аперіодичного. Затухаючий коливальний характер перехідного процесу зміни швидкості  $V_{II}$  поршня зі штоком (тонка лінія на рис. 3) пояснюється стисливістю рідини та значним інерційним навантаженням на штоку. Коливання швидкості  $V_{II}$  не перевищують допустимих меж.

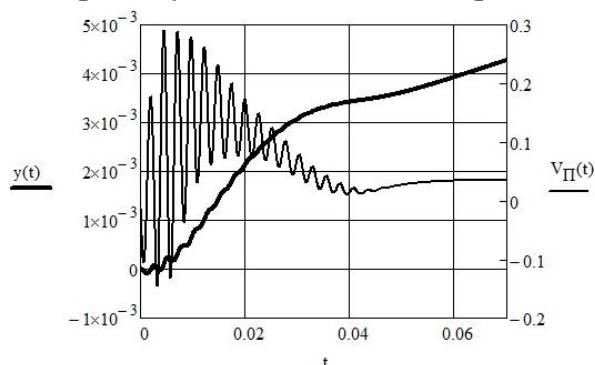


Рис. 3 – Динаміка швидкості руху та положення поршня зі штоком

Зміна тиску  $p_1$  в поршневій порожнині гідроциліндру (рис. 4) протікає синхронно зі зміною тиску  $p_2$  в його штоковій порожнині із певним перепадом тиску між порожнинами –  $(p_1 - p_2) \leq 3,5 \text{ МПа}$ . Як видно із рис. 5 витрата  $Q_{КЛ}$  через клапан та елемент сопло-заслінка (пунктирна лінія) значно більша ніж  $Q_{ДР}$  надходження робочої рідини через вхідний дросель (суцільна лінія). Це проковує злив  $Q_{ГЦ}$  частини

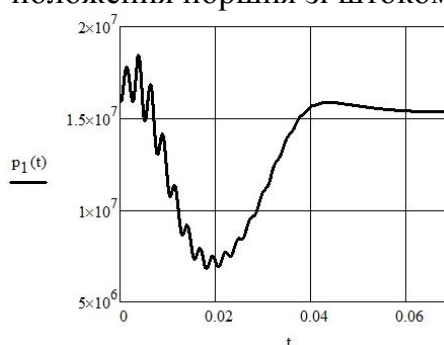


Рис. 4 – Динаміка тиску у поршневій порожнині гідроциліндра

робочої рідини зі штокової порожнини гідроциліндру, який в свою чергу і визначає рух поршня зі штоком. Також необхідно зважати на витрату  $Q_{СТ}$  рідини спровоковану зміною її об'єму внаслідок змін тиску. Форма характеристики перехідного процесу зміни витрати  $Q_{ГЦ}(t)$  рідини зі штокової порожнини гідроциліндру повторює форму характеристики зміни швидкості  $v_{II}(t)$ . Витрата  $Q_{СТ}(t)$  стиснення рідини спровокована змінами тиску  $p_2(t)$  у штоковій порожнині та повторює форму його зміни у часі. Тому характеристики перехідних процесів величин  $Q_{ГЦ}(t)$  та  $Q_{СТ}(t)$  в рамках даної статті наводити не будемо.

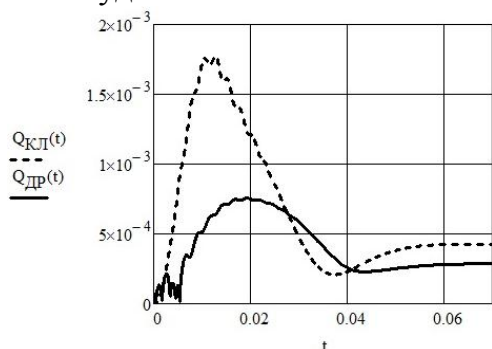


Рис. 5 – Динаміка надходження робочої рідини через вхідний дросель та її витрат через клапан та елемент сопло-заслінка

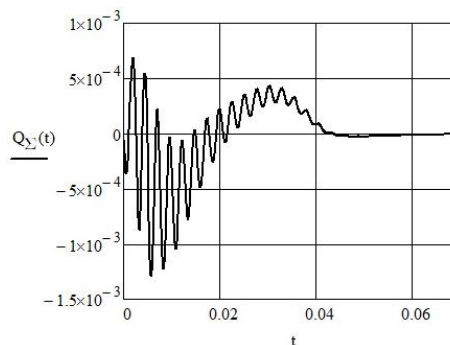


Рис. 6 – Динаміка сумарних витрат робочої рідини для штокової порожнини гідроциліндра

Перевірку правильності проведеного імітаційного моделювання зробимо за сумарними витратами для штокової порожнини гідроциліндра:

$$Q_{\Sigma}(t) = Q_{ДР}(t) - Q_{КЛ}(t) + Q_{ГЦ}(t) - Q_{СТ}(t), \quad (1)$$

Графік залежності (1) наведено на рис. 6. Після завершення перехідного процесу сумарна витрата для контрольної порожнини дорівнює нулю, що свідчить про коректність проведеного імітаційного моделювання.

**Висновок. Перспективи подальших досліджень.** Імітаційне моделювання процесу перемикання розглянутого мехатронного модуля із режиму гідростопоріння в режим регулювання показало наступне:

1. Для численого інтегрування жорсткої нелінійної системи диференціальних рівнянь [7] найкраще підходить метод radau-5;

2. Для вказаних вище початкових умов, а також обраних конструктивних та функціональних параметрів час протікання процесу перемикання мехатронного модуля із режиму гідростопоріння в режим регулювання становить не більше 60 мс, що є хорошим показником;

3. При протіканні перехідного процесу значення основних змінних величин не виходять за допустимі межі та не впливають на сталість вихідної ланки мехатронного модуля – штока гідроциліндру із силовим та інерційним навантаженнями;

4. Математична модель запропонована в [7] є адекватною. Перевірено, що вона дозволяє отримувати характеристики перехідних процесів мехатронного модуля із іншими конструктивними та функціональними параметрами ніж наведені в рамках даної статті. Однак для імітаційного моделювання процесу перемикання електрогідрравлічного перетворювача, що під'єднаний до поршневої порожнини мехатронного модуля (див. розрахункову схему рис. 1 [7]) математична модель [7] потребує певних змін.

Серед найближчих перспектив досліджень потрібно відзначити необхідність уточнення математичної моделі [7], так щоб вона могла описувати динаміку регулювання тиску в поршневій порожнині гідроциліндру. На основі отриманої математичної моделі необхідно провести імітаційне моделювання. Також необхідне моделювання процесу одночасного переходу обох нормально-закритих електрогідрравлічних перетворювачів мехатронного модуля із режиму гідростопоріння в режим регулювання.

**Список літератури:** 1. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідрравлічний підсилювач / Сковорчевський О.Є.; заявник та патентовласник Сковорчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.04 ; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9. 2. Сковорчевський О.Є. Математичне моделювання статичних робочих процесів електрогідрравлічних перетворювачів нормально-закритого типу / О.Є. Сковорчевський // Вісник НТУ «ХПІ»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2011. – № 45. – С. 48-54. 3. Сковорчевський О.Є. Експериментальні дослідження статичних робочих процесів електрогідрравлічного перетворювача нормально-закритого типу / О.Є. Сковорчевський // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 2. – С. 43-51. 4. Сковорчевський О.Є. Верифікація нелінійних математичних моделей пропорційної гідроапаратури на основі експериментальних досліджень / О.Є. Сковорчевський // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2011. – Випуск 22(195). – С. 236-245. 5. Сковорчевський А.Е. Имитационное моделирование переходных процессов нормально-закрытого электрогидравлического преобразователя / А.Е. Сковорчевский // Международный научно-технический форум, посвященный 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ, Самара, 5-7 сентября 2012 года: Сборник трудов в 3-х томах. Том 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2012. – С. 234-235. 6. Сковорчевський О.Є. Інваріантний до  $\epsilon$  електрогідрравлічний слідкуючий привод зі змінною структурою / О.Є. Сковорчевський // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2012. – Випуск 2(24). – С. 207-217. 7. Сковорчевський О.Є. Математична модель мехатронного модуля, побудованого із використанням нормально-закритих електрогідрравлічних перетворювачів / О.Є. Сковорчевський // Східноєвропейський журнал передових технологій . –2012. – № 6/7(60). – С. 66-70.

Надійшла до редколегії 15.12.2012

**Імітаційне моделювання процесу перемикання мехатронного модуля лінійного переміщення із режиму гідростопоріння в режим регулювання/ О. Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХПІ», – 2012. - № 66 (972). – С. 46-51. – Бібліогр.: назв.**

Основной целью работы было теоретическое обоснование возможности реализации режимов гидростопорения и регулирования мехатронного модуля, построенного с использованием запатентованных электрогидравлических преобразователей. Для достижения поставленной цели было проведено численное интегрирование нелинейной системы дифференциальных уравнений, которая является математической моделью процесса переключения модуля из одного режима в другой. Характеристики переходного процесса имеют достаточно высокое качество.

**Ключевые слова:** мехатронный модуль, электрогидравлический преобразователь, жесткая нелинейная система дифференциальных уравнений, переходной процесс.

The main purpose of the work was theoretical justification options for implementation modes hydrostopperiya and mechatronic control module that is constructed with patented electro converters. To achieve this goal was the numerical integration of nonlinear differential equations, which is a mathematical model of the process of switching module from one mode to another. Characteristics of the transition process have high quality.

**Keywords:** mechatronic module, electro transducer, rigid system of nonlinear differential equations, the transition process.