

УДК 621.22-226

О.Є. Скворчевський, канд. техн. наук, доц.
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВЕРИФІКАЦІЯ НЕЛІНІЙНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРОПОРЦІЙНОЇ ГІДРОАПАРАТУРИ НА ОСНОВІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В роботі представлені результати верифікації математичної моделі електрогідравлічного перетворювача нормально-закритого типу. На основі цих досліджень та досліджень інших авторів зроблена спроба вироблення загальної методології верифікації математичних моделей гідроапаратури із пропорційним електричним керуванням.

Ключові слова: гідравлічна апаратура, пропорційне електричне керування, математична модель, експериментальні дослідження, верифікація.

Проблема та її зв'язок із науково-практичними задачами.

Суттєве підняття технічного рівня систем електрогідравлічних приводів вітчизняних сільськогосподарських, гірничих, дорожніх, будівельних машин та технологічного обладнання не можливе без широкого впровадження гідравлічної апаратури із пропорційним електричним керуванням та насосів із пропорційним регулюванням потужності. Розробка такої техніки обов'язково має включати етапи математичного моделювання та експериментальних досліджень робочих процесів, що дозволить раціонально обрати конструктивні та функціональні параметри апаратури.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Останнім часом з'являється значна кількість робіт метою яких є розробка наукових основ створення апаратури та систем приводів із пропорційним електричним керуванням [1-10 та ін.]. Однак, як правило, вони присвячені конкретному гідравлічному апарату орієнтованому під конкретний привод. В той же час на сьогодні виникла необхідність узагальнення значної кількості робіт та виявлення універсальних принципів, підходів, алгоритмів тощо, які б дозволили створити новітні уніфіковані типорозмірні ряди всього спектру гідроапаратів із пропорційним електричним керуванням та систем приводів на їх базі.

Постановка задачі.

Задачею даної роботи є узагальнення напрацювань автора статті та інших дослідників із метою вироблення методології верифікації нелінійних математичних моделей гідроапаратури із пропорційним електричним керуванням на основі її експериментальних досліджень.

Верифікація математичної моделі електрогідравлічного перетворювача нормально закритого типу на основі експериментальних досліджень

Автором статті був запропонований електрогідравлічний перетворювач (ЕГП) новизна якого підтверджена патентами України на винахід [1, 2]. Конструктивна схема даного ЕГП в подальшому була удосконалена. Математична модель ЕГП нормально-закритого типу [1] являє собою систему нелінійних диференційних рівнянь [3, 4]. Моделювання впливу конструктивних та функціональних параметрів на статичні, енергетичні та динамічні характеристики перетворювачів цього типу реалізовувалось шляхом безпосереднього численного вирішення системи алгебраїчних (моделювання статичних та енергетичних процесів) та диференційних (моделювання динамічних процесів) рівнянь. За результатами математичного моделювання обрані конструктивні параметри електрогідравлічного перетворювачів та виготовлені експериментальні їх зразки. Дослідження проводилося на стенді сертифікованому Державним підприємством «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації» (ДП «Харківстандартметрологія») та відповідає чинним документам, що містять вимоги до даного випробувального обладнання, зокрема [11].

Порівняльний аналіз теоретичної та експериментальної залежності тиску регулювання ЕГП нормально-закритого типу від струму керування можна провести, спираючись на рис. 1.

На рис. 1 маркерами показані експериментальні точки, суцільною лінією – пряма, що апроксимує точки за рівнянням:

$$p_E = 1,31 \cdot 10^7 \cdot I - 3,73 \cdot 10^6. \quad (1)$$

Причому рівняння (1) виводилося без урахування гістерезису. Пунктиром показана теоретична залежність тиску регулювання ЕГП від струму керування. Як видно із рис. 1, експериментальні значення тиску перевищують теоретичні визначені за математичною моделлю. Теоретичний діапазон регулювання менший за реальний експериментальний діапазон регулювання тиску. А саме, при експериментальному дослідженні процес регулювання тиску продовжувався і при

струмі меншому за 0,5 А. Це пояснюється високим коефіцієнтом запасу $k_{зп}$ по тяговому зусиллю електромагніту, який зменшує розрахункове значення тягового зусилля пропорційного електромагніту у рівнянні балансу сил [3, 4]. Однак при верифікації математичної моделі необхідно враховувати, що експериментальна залежність (рис.1) отримана на атестованому стенді при постійній температурі та якісній фільтрації робочої рідини. Але при роботі ЕГП у складі систем приводів, що використовуються в мобільних машинах та технологічному обладнанні можуть виникати несприятливі фактори: зміна в'язкості мастила, внаслідок зміни температури, підвищення забрудненості мастила механічними частками тощо. Тому зменшувати коефіцієнт запасу недоцільно.

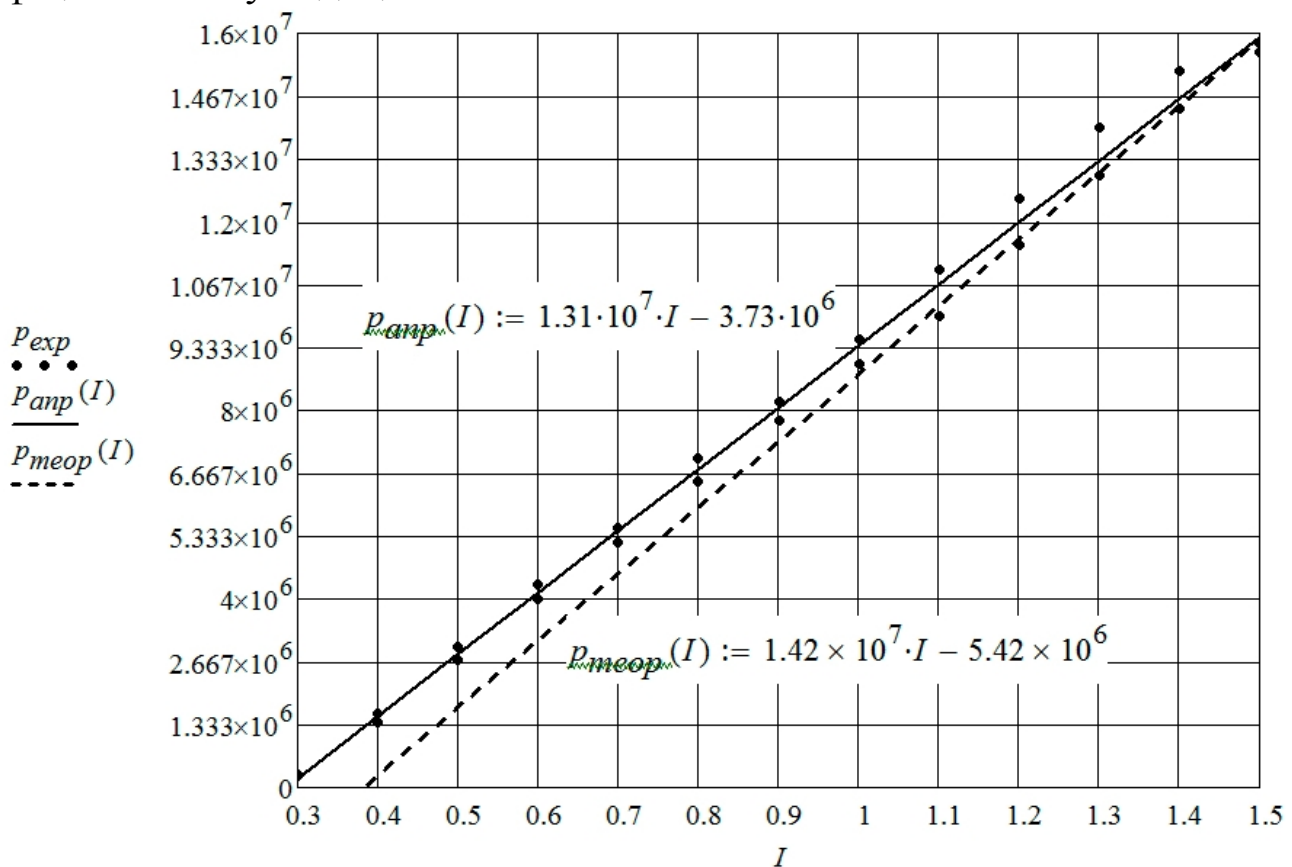


Рис. 1. Теоретична та експериментальна залежності робочого тиску від струму керування

Крім того, порівнюючи експериментальну та теоретичну пряму, можна сказати, що тиск зливу не буде рівним атмосферному, як було прийнято при математичному моделюванні робочих процесів перетворювача. Це зумовлено в першу чергу наявністю витратоміра у зливній магістралі стенда. Цим пояснюється збільшення залишкового тиску в порожнинах ЕГП при мінімальному значенні струму регулю-

вання. Цей фактор можна було подати як систематичну похибку та відкинути при ідентифікації математичної моделі робочих процесів. Однак при роботі ЕГП у складі привода у зливній магістралі теж буде дроселюватися робоча рідина, внаслідок чого тиск у зливній порожнині буде вищий за атмосферний.

Максимальна різниця між теоретичним та експериментальним значенням тиску регулювання ЕГП розраховується за формулою:

$$\Delta p_{\max} = \frac{|\Delta p_{\max}|}{p_{\text{ном.теор.}}} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де $|\Delta p_{\max}|$ – модуль максимального відхилення експериментального значення тиску від теоретичного, дорівнює 1,1 МПа;

$p_{\text{ном.теор.}}$ – номінальне теоретичне значення тиску – 16 МПа.

Максимальна різниця між теоретичним та експериментальним значенням вихідної величини становить $\Delta p_{\max} = 6,87\%$.

Така незначна розбіжність між теоретичною та експериментальною залежністю тиску регулювання ЕГП від струму керування пояснюється тим, що в математичній моделі [3, 4] використовувалася емпірична залежність тягового зусилля пропорційного електромагніту від струму керування. А основною складовою, яка буде визначати тиск регулювання ЕГП буде саме зусилля пропорційного електромагніту.

Подальшу ідентифікацію математичної моделі робочих процесів ЕГП можна проводити базуючись на співставленні експериментальної та теоретичної залежності витрати перетворювача від струму керування (рис. 2). На цьому графіку маркерами показані експериментальні точки, суцільною лінією показана крива, що апроксимує експериментальні точки. Пунктиром показана теоретична залежність витрати ЕГП від струму керування.

Максимальна різниця між теоретичним та експериментальним значенням витрати ЕГП розраховується за формулою:

$$\Delta Q_{\max} = \frac{|\Delta Q_{\max}|}{Q_{\text{ном.теор.}}} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де $|\Delta Q_{\max}|$ – модуль максимального відхилення експериментального значення витрати від теоретичного, дорівнює $2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$,

$Q_{\text{ном.теор.}}$ – номінальне теоретичне значення витрати – $8,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким чином, максимальна різниця між теоретичним та експериментальним значенням вихідної величини $\Delta Q_{\max} = 28\%$.

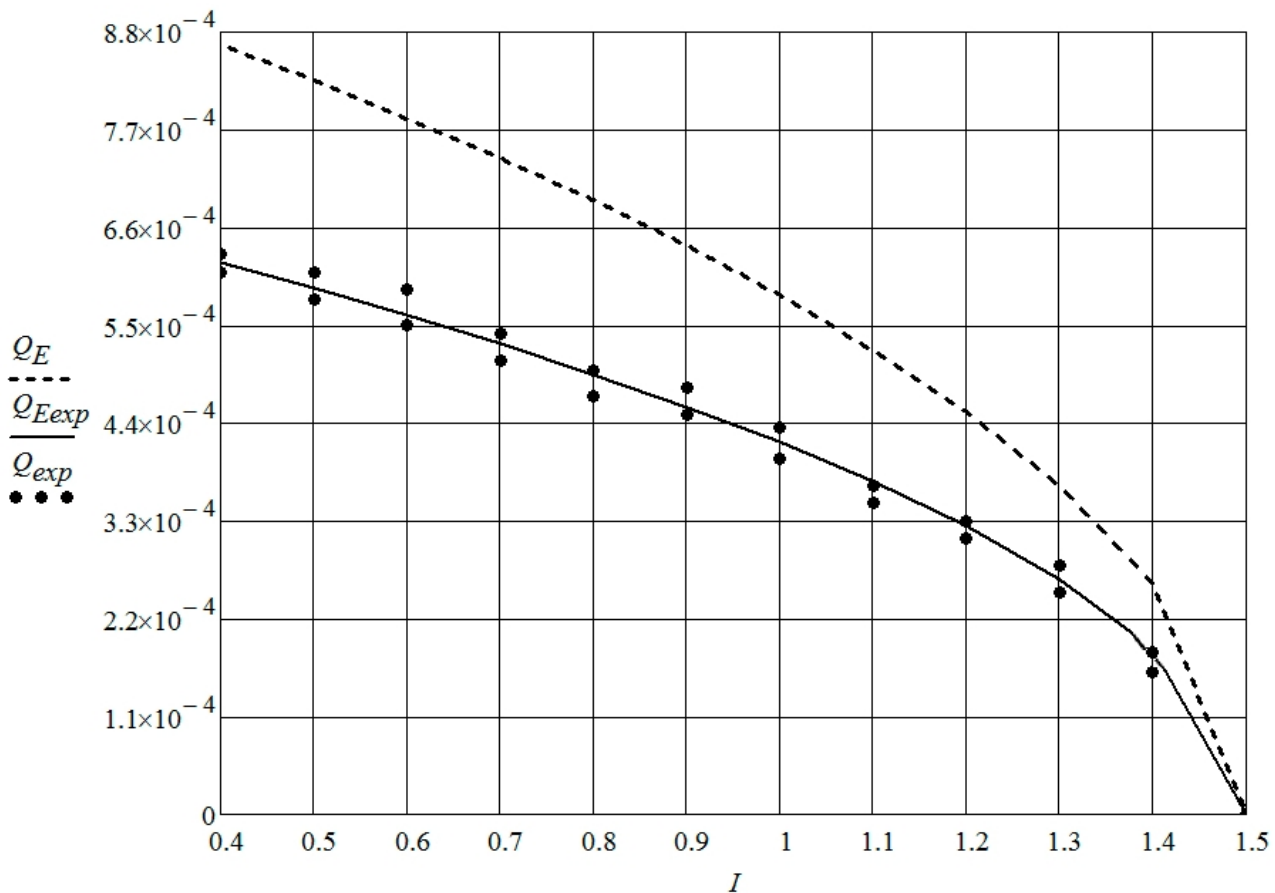


Рис. 2. Теоретична та експериментальна залежність витрати ЕГП нормально-закритого типу від струму керування

Значна різниця між експериментальним та теоретичним значенням витрати в залежності від струму керування пояснюється, поперше, наявністю надлишкового тиску у зливній магістралі, а також завищенням при математичному моделюванні коефіцієнтів витрат вхідного дроселя та регульованого дроселя сопло-заслінка.

Експериментальну залежність витрати ЕГП від струму керування можна апроксимувати наступними залежностями:

$$Q_E = \mu_E \cdot \frac{\pi \cdot d_E^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{роб} - p_E)}{\rho}}, \quad (4)$$

$$Q_{E11} = \mu_{E11} \cdot f_{E11} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_E - p_{11})}{\rho}}, \quad (5)$$

$$Q_{11A} = \mu_{11A} \cdot f_{11A} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{11} - p_A)}{\rho}}. \quad (6)$$

Це відкриває можливості проведення верифікації коефіцієнтів витрати $\mu_E, \mu_{E11}, \mu_{11A}$ виходячи із принципу нерозривності рідини.

За формулою (4) та залежністю тиску від струму можна визначити значення витрати через вхідний дросель ЕГП у залежності від струму керування. Необхідно зауважити, що значення діаметру вхідного дроселя у розрахунках використовуємо $d_E = 3$ мм.

Для верифікації варійованих параметрів математичної моделі робочих процесів ЕГП – коефіцієнтів витрати $\mu_E, \mu_{E11}, \mu_{11A}$ використовуються функції незв'язності:

$$J_E(\mu_E) = \sum_{i=1}^n (Q_E^{розр.} - Q_E^{експ.})^2 \rightarrow \min, \quad (7)$$

$$J_{E11}(\mu_{E11}) = \sum_{i=1}^n (Q_{E11}^{розр.} - Q_{E11}^{експ.})^2 \rightarrow \min, \quad (8)$$

$$J_{11A}(\mu_{11A}) = \sum_{i=1}^n (Q_{11A}^{розр.} - Q_{11A}^{експ.})^2 \rightarrow \min, \quad (9)$$

де n – кількість експериментально виміряних точок;

$Q_E^{розр.}$ – розрахункове значення витрати через вхідний дросель;

$Q_E^{експ.}$ – експериментальне значення витрати через вхідний дросель;

$Q_{E11}^{розр.}$ – розрахункове значення витрати через щілину між сідлом та запірним елементом зворотного клапана;

$Q_{E11}^{експ.}$ – експериментальне значення витрати через щілину між сідлом та запірним елементом зворотного клапана;

$Q_{11A}^{розр.}$ – розрахункове значення витрати через регульований дросель елемента сопло-заслінка;

$Q_{11A}^{експ.}$ – експериментальне значення витрати через регульований дросель елемента сопло-заслінка.

В результаті проведених розрахунків отримаємо верифіковані значення коефіцієнтів витрат $\mu_E = 0,466$, $\mu_{E11} = 0,656$, $\mu_{11A} = 0,58$.

Зменшення коефіцієнту μ_{11A} відносно свого розрахункового значення пояснюється тим, що схемне рішення ЕГП [1] передбачає наявність штовхача у каналі сопла. Це підвищує опір даного дроселя та призводить до зменшення значення його коефіцієнту витрати.

Зменшення коефіцієнту витрати вхідного дроселя μ_E перетворювача відносно свого розрахункового значення пояснюється використанням жикльора зі значною довжиною каналу, що дроселює. Під час експериментальних досліджень використовувався жикльор із довжиною каналу 12 мм при діаметрі 3 мм. Зменшити опір вхідного дроселя та підвищити його коефіцієнт витрати μ_E можна шляхом зменшення цього каналу. Однак при роботі ЕГП у складі систем приводів гідравлічний опір будуть створювати не тільки вхідний дросель, але і канали, що підводять робочу рідину до ЕГП. Використання вхідного дроселя із відносно низьким коефіцієнтом μ_E під час експериментальних досліджень є виправданим, тому що такий підхід імітує його роботу у складі систем приводів, що працюють у складі мобільних машин та технологічного обладнання.

Зменшення коефіцієнту витрати дроселя, що утворений запірним елементом та сідлом зворотного клапана [1] μ_{E11} , відносно його попереднього розрахункового значення пояснюється тим, що схемне рішення ЕГП нормально-закритого типу передбачає наявність штовхача у каналі сопла. Це підвищує опір даного дроселя та призводить до зменшення значення його коефіцієнту витрати.

Таблиця 1. Співставлення основних розрахункових та експериментальних параметрів ЕГП нормально-закритого типу

Назва параметру	Умове позначення	Теоретичне значення	Експеримент. значення	Одиниця вимірювання
Коефіцієнт витрати елементу сопло-заслінка	μ_{11A}	0,65	0,58	—
Коефіцієнт витрати вхідного дроселя	μ_E	0,5	0,466	—
Коефіцієнт витрати дроселя між запірним елементом та сідлом зворотного клапана	μ_{E11}	0,75	0,656	—
Тиск у зливній магістралі ЕГП	p_A	0	1,35	МПа

Проведення верифікації математичної моделі робочих процесів ЕГП [1] дозволило виявити, що структура зазначеної математичної моделі достатньо повно і точно відображає процеси, які протікають під час його роботи. Однак, значення варійованих параметрів, зокрема

коефіцієнтів витрат $\mu_E, \mu_{E11}, \mu_{11A}$ при проведенні математичного моделювання були завищені, що пояснюється специфікою схемного рішення ЕГП нормально-закритого типу.

Висновки, перспективи та узагальнення дослідження

Дане дослідження є заключним у комплексі науково-технічних заходів, щодо створення сучасного ЕГП призначеного для роботи у складі гідравлічної апаратури із пропорційним електричним керуванням, насосів із регульованою потужністю та навіть безпосереднього керування гідравлічними двигунами. Алгоритм комплексу проведених досліджень наведений на рис. 3.



Рис. 3. Алгоритм комплексу досліджень гідравлічних апаратів із пропорційним електричним керуванням

Математичне моделювання робочих процесів ЕГП було проведено шляхом численного вирішення нелінійних алгебраїчних та диференціальних рівнянь. Переваги визначення характеристик робочих процесів гідравлічних агрегатів на основі їх математичних моделей, що складаються із нелінійних диференціальних рівнянь, порівняно із

моделюванням на основі моделей, що мають блочну структуру (наприклад в пакетах SIAM, VisSim, Simulink/MATLAB) обґрунтовується в [12]. Такий підхід дозволив безпосередньо визначити вплив конструктивних та функціональних факторів на характеристики робочих процесів перетворювача.

Отримані в результаті моделювання раціональні конструктивні фактори ЕГП нормально-закритого типу дозволили виготовити його експериментальний зразок (рис. 4) та провести стендові дослідження статичних характеристик.

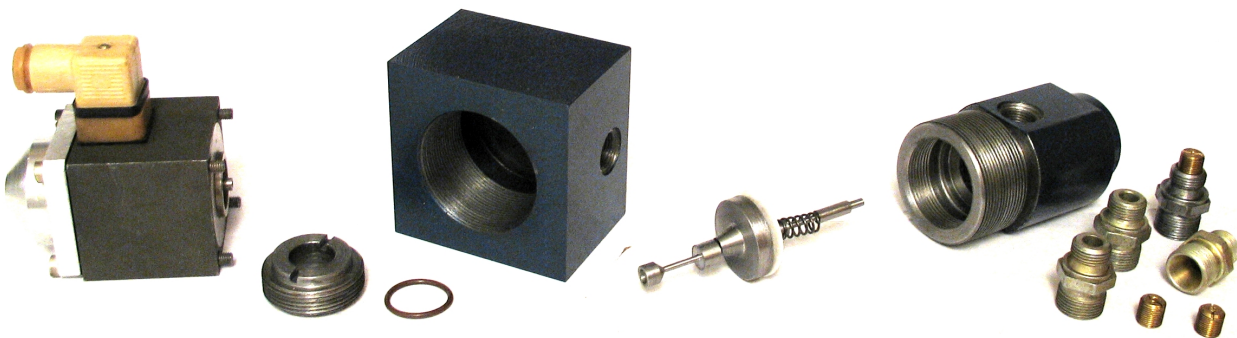


Рис. 4. Деталі експериментального ЕГП нормально-закритого типу [1]

Верифікація математичної моделі проводилася лише на основі експериментальних статичних характеристик перетворювача. Такий підхід обґрунтовується тим, що модель статичних процесів перетворювача отримана із моделі динаміки шляхом прирівнювання похідних до нуля. Отже верифікована модель динаміки ЕГП може бути отримана на основі уточненої моделі статички.

Запропонована методологія (рис. 3) може бути застосована і для досліджень направлених на створення інших типів пропорційних гідравлічних апаратів та систем приводів на їх базі.

Список літератури

1. Електрогідравлічний підсилювач: пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00 / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.2004 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9.
2. Пропорційний електромагніт: пат. 75780 Україна, МПК (2006) H01F 7/08 / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – 20040705646 ; заявл. 12.07.2004 ; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5.
3. Скворчевський О.Є. Математичний опис електромеханічних процесів у багатофункціональному пропорційному електрогідравлічному перетворювачі / О.Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХП». Транспортне машинобудування. – 2006. – № 26. – С. 188 – 195.
4. Скворчевський О.Є. Математична модель багатофункціонального пропорційного електрогідравлічного перетворювача / О.Є. Скворчевський // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2006. – № 6. – С. 30-33.

5. Скворчевський О.Є. Експериментальні дослідження тягових характеристик електромагнітів для багатофункціональних пропорційних електрогідролічних перетворювачів / О.Є. Скворчевський // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2007. – №1 – С. 103-109.
6. Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідролічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / Д.О. Лозінський. – Вінниця, 2010. – 20 с.
7. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / О.В. Петров. – Вінниця, 2010. – 20 с.
8. Репінський С.В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 «Машинознавство» / С.В. Репінський. – Вінниця, 2011. – 20 с.
9. Лурье З.Я. Динамический синтез гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента, В.А. Макей // Промислова гідроліка і пневматика. – 2008. – № 4(22). – С. 103-107.
10. Лурье З.Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, В.А. Макей, Е.Н. Цента // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36-41.
11. Гідроприводи об’ємні. Гідроапарати. Правила приймання та методи випробування (на заміну ГОСТ 20245-75) : ДСТУ 3073. – [Чинний від 1996-07-01]. – К.: УкрНДНЦ, 1995. – 26 с. – (Національні стандарти України).
12. Скворчевський О.Є. Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп’ютерного моделювання робочих процесів електрогідролічних систем та агрегатів / О.Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХП». Нові рішення у сучасних технологіях. – 2011. – № 34. – С. 71–79.

Стаття надійшла до редколегії 14.10.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П. М. Андренко

А.Е. Скворчевский. Верификация нелинейных математических моделей пропорциональной гидроаппаратуры на основе экспериментальных исследований. В работе представлены результаты верификации математической модели электрогидравлического преобразователя нормально-закрытого типа. На основе этих исследований и исследований других авторов сделана попытка создания общей методологии верификации математических моделей гидроаппаратуры с пропорциональным электрическим управлением.

Ключевые слова: гидроаппаратура, пропорциональное электрическое управление, математическая модель, экспериментальные исследования, верификация.

A. Skvorchevsky. Proportional Hydraulic Apparatus Nonlinear Mathematical Models Verification on the Basis of Experimental Research. The results of verification of the mathematical model of the electrohydraulic converter are presented in article.

Keywords: hydraulic apparatus, proportional electric control, nonlinear mathematical model, experimental research, verification, discrepancy function.

© Скворчевський О.Є., 2011