International Scientific Conference 20 UNITECH 26

INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE
19-21 November 2026
GABROVO

МОДЕЛИРАНЕ, СИМУЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПОВЕДЕНИЕТО НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА С РОТАЦИОНЕН ИЗПЪЛНИТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ БЕЗ УПРАВЛЕНИЕ

С. Йорданов*[1], К. Орманджиев[2], Г. Михалев[3], Х. Стойчева[4], С. Иванов[5], К. Костов[6]

[1..6] Технически Университет-Габрово, ул. Х. Димитър 4, Габрово, България
**кореспондиращ автор: e-mail: sjjordanov@mail.bg*

MODELLING, SIMULATION AND STUDY OF THE BEHAVIOUR OF AN ELECTROHYDRAULIC SERVO SYSTEM WITH A ROTARY ACTUATOR MECHANISM WITHOUT CONTROL

S. Yordanov*[1], K. Ormandzhiev[2], G. Mihalev[3], H. Stoycheva[4], S. Ivanov[5], K. Kostov[6]

[1.. 6]Technical University of Gabrovo, 4 Hadji Dimitar str., Gabrovo, Bulgaria
**Corresponding author: e-mail* sjjordanov@mail.bg

Abstract
This paper presents an electrohydraulic servo system with a rotary actuator and a computer model developed in MATLAB/Simulink to investigate its dynamic characteristics. The model incorporates the main components of the hydraulic drive and accounts for key nonlinearities, including the dead zone of the proportional directional control valve and its output saturation. Experimental investigations conducted by varying the reference voltage identify three characteristic operating regions: a dead zone in the range of 0–2 V, an approximately linear operating range from 2 to 4.5 V, and a saturation region at voltages above 4.5 V. The simulation results show qualitative agreement with the main characteristics of the real system, including the presence of a dead zone and steady-state error. The developed model provides a basis for analyzing the system's dynamic behavior and for further investigating the effects of its parameters during controller design and tuning.

Keywords: electro-hydraulic system, mathematical modeling, computer simulation, MATLAB/Simulink

ВЪВЕДЕНИЕ

Електрохидравличните следящи системи намират широко приложение в автоматизацията на промишлени процеси, мобилните машини, металорежещите съоръжения и изпълнителните механизми, при които се изискват високи усилия, плавно регулиране и точно проследяване на зададени управляващи сигнали. Съчетаването на електронно управление с хидравлично задвижване позволява реализирането на системи с висока мощност и добри динамични характеристики. Основните принципи на действие, компонентите и динамичните особености на хидравличните следящи системи са разгледани в [1].

Изследването на динамичните характеристики на електрохидравличните следящи системи е свързано с редица особености, произтичащи от взаимодействието между управляващата и хидравличната част. Влияние върху поведението на системата оказват динамиката на пропорционалния разпределител, наличието на зона на нечувствителност, ограниченията на дебита, обемната свиваемост на работната течност и механичните загуби в изпълнителния механизъм [1]. Тези фактори могат

Print ISSN: 1313-230X, Online ISSN: 3033-1404

да доведат до забавяне на реакцията, статична грешка и влошаване на качеството на преходните процеси, особено при изменение на товарния момент.

Математическото моделиране и компютърната симулация предоставят възможност за изследване на влиянието на отделните параметри върху динамиката на системата и за оценяване на различни варианти на автоматично регулиране. Средата MATLAB/Simulink позволява изграждане на структурни модели и реализиране на непрекъснати или дискретни регулатори с възможност за задаване на параметрите и ограниченията на управляващия сигнал [2].

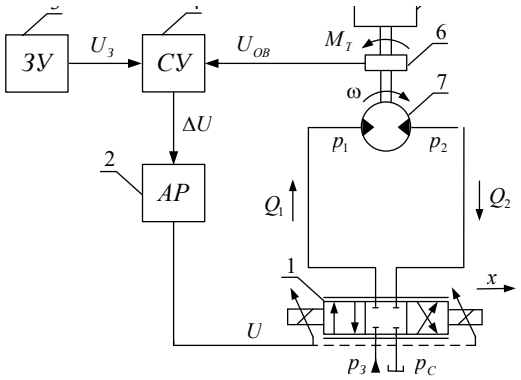
Целта на настоящия доклад е да се разработи и изследва компютърен модел в MATLAB/Simulink на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, който отчита основните динамични характеристики и характерните нелинейности на системата.

За постигане на поставената цел са формулирани следните задачи: изграждане на структурен модел на електрохидравличната система въз основа на математическото ѝ описание; включване на основните нелинейности и ограничения в модела; провеждане на симулационни изследвания при изменение на задаващия сигнал и товарния момент; анализиране на преходните процеси и оценяване на влиянието на параметрите на PID регулатора върху качеството на регулиране.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Обектът на изследване е експериментална електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. Експериментите са проведени на разработения лабораторен стенд „Автоматизирана система за изследване на хидравлични и топлинни процеси“, който е разположен на територията на катедра „Енергийна техника“ в ТУ – Габрово. Системата е предназначена за моделиране и изследване на процеси в електрохидравлични задвижвания и позволява провеждане на експерименти при различни режими на натоварване и управление.

На фиг. 1 е представена схема на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и хидравлична натоварваща подсистема.



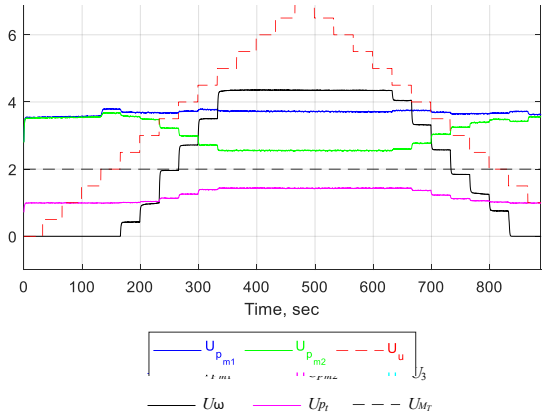
Фиг. 1. *Схема на електрохидравличната следяща система*

Елементите на системата са: 1 – пропорционален разпределител; 2 – автоматичен регулатор; 3 – задаващо устройство; 4 – сумиращо устройство; 5 – обект на регулиране; 6 – сензор за обороти; 7 – хидравличен мотор.

Задачата на системата е да задвижва обекта на регулиране по зададен закон, като преодолява съпротивителните сили и осигурява необходимата полезна работа.

Преходни процеси в отворената система по задание

На фиг. 2 е показана поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на задаващото напрежение $U_З$ в диапазона от $0V$ до $5V$ със стъпка $0.5V$ и постоянно товарно напрежение $U_{M_Т} = 2V$.



Фиг. 2. *Преходни процеси на отворена система при промяна на* $U_З$ *и при постоянно натоварване* $U_{M_Т} = 2V$

Наблюдават се 3 зони на поведение:

- **Зона на нечувствителност (dead zone):** При подаване на напрежение от $0V$ до $2V$ валът на хидромотора не се върти. Това се дължи на **положителното припокриване** на плунжера на пропорционалния разпределител – типична конструктивна нелинейност, която води до липса на реакция при малки сигнали.
- **Линейна работна зона:** В диапазона $2\,V - 4.5\,V$ ъгловата скорост на вала нараства почти пропорционално на входното напрежение. Това позволява прилагането на линеаризирани модели за синтез на регулатори.
- **Зона на насищане:** При $U_З > 4.5V$ изходният сигнал (ъглова скорост) достига максимум – дроселиращата междина на разпределителя е напълно отворена. Системата преминава в режим на ограничение, което води до нулево диференциално усилване и невъзможност за по-нататъшно увеличаване на ъгловата скорост.

От фиг. 2 се установяват следните основни характеристики на изследваната електрохидравлична следяща система, представени в таблица 1:

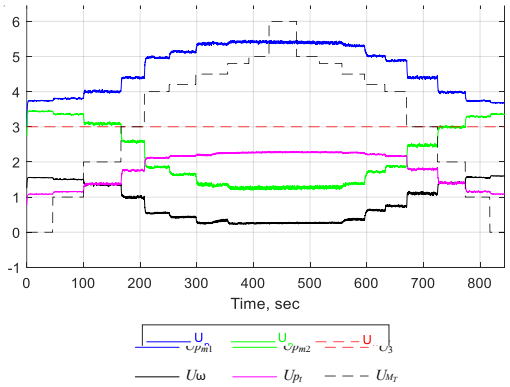
Таблица 1 *Параметри на EXCC*

Параметър	**Стойност / Оценка**
Зона на нечувствителност	0 – $2V$ (поради положително припокриване)
Линеен диапазон	2 – $4.5V$
Насищане	над $4.5V$
Максимално време за установяване (в лин. зона)	~3.5 s
Минимално време за нарастване	~2 s (при 3–3.5V)
Пререгулиране	липсва
Статична грешка в отворена система	3–5% от изходната величина

Тези експерименти показват, че отворената система притежава значителни нелинейности (зона на нечувствителност, насищане), които влошават точността и бързодействието. Това налага използването на затворен контур с интелигентен регулатор (например Fuzzy-PID), който да компенсира зоната на нечувствителност и да поддържа линейно поведение в широк диапазон.

Преходни процеси на отворената система по натоварване

На фиг. 3 е показана поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на товарното напрежение U_{M_T} в диапазона от 0 V до 6 V със стъпка 0,5 V и 1 V при постоянно задаващо напрежение $U_З = 3V$.



Фиг. 3. *Преходни процеси на отворена система при промяна на натоварването* $\mathrm{U_{M_T}}$ *при постоянно задаващо напрежение* $\mathrm{U_З} = 3\mathrm{V}$

На фиг. 3. е представен преходният процес на отворената система при промяна на натоварването $\mathrm{U_{M_T}}$ при постоянно задаващо напрежение $\mathrm{U_З} = 3\mathrm{V}$. За тази серия от динамични процеси е характерно:

- **Влияние на товара върху скоростта:** При увеличаване на товарното напрежение от $0V$ до $4.5V$, ъгловата скорост на вала на хидромотора **намалява** монотонно. Това се дължи на пропорционалния предпазен клапан, който при повишаване на управляващото напрежение увеличава отвеждането на работна течност (повишава налягането срещу мотора), което натоварва хидромотора.

- **Линейна зона на регулиране по натоварване:** В диапазона $0 – 4.5V$ зависимостта $U_{M_T} \rightarrow U_\omega$. е приблизително линейна, с отрицателен коефициент на усилване (увеличаване на товара → намаляване на скоростта).

- **Зона на насищане при натоварване:** При $U_{M_T} > 4.5V$ скоростта на вала остава постоянна (минимална, но ненулева), защото дроселиращата междина на пропорционалния предпазен клапан е максимално отворена и по-нататъшното увеличаване на напрежението не променя хидравличното съпротивление.

- **Хистерезис при намаляване на товара:** При намаляване на U_{M_T}от $4.5V$ до $0V$ скоростта се увеличава, но поради хистерезис в предпазния клапан кривата на връщане не съвпада с кривата на увеличаване. Това води до разлика в скоростта при еднакво товарно напрежение в зависимост от посоката на изменение.

Simulink модел на електрохидравличната следяща система

На базата на разработения нелинеен математичен модел, представен в [4,5,6,7] и линеаризираните предавателни функции е създаден компютърен модел в средата *MATLAB/Simulink*. Моделът позволява изследване на динамиката на системата както при отворен, така и при затворен контур, отчитайки основните нелинейности: зона на нечувствителност (dead zone) на про-порционалния разпределител, насищане на дебита, вискозно триене и свиваемост на течността.

Структура на *Simulink* модела

На фиг. 4 е представен аналогов модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм в общ вид, без уточняване на типа на натоварващата подсистема

Моделът се състои от следните основни блокове (реализирани в *Simulink*):

- **Задаващо устройство (Step U_z** – генерира стъпков, синусоидален или произволен входен сигнал $U_z(t)$ (напрежение в диапазона $0–5V$).

- **Блок за натоварване (Step M_T)** – генерира стъпков или произволен стъпаловиден сигнал $M_T(t)$ ($0–5V$), който моделира външното натоварване (смущение) върху системата.

- **Сумиращо устройство (Sum error)** – изчислява грешката:

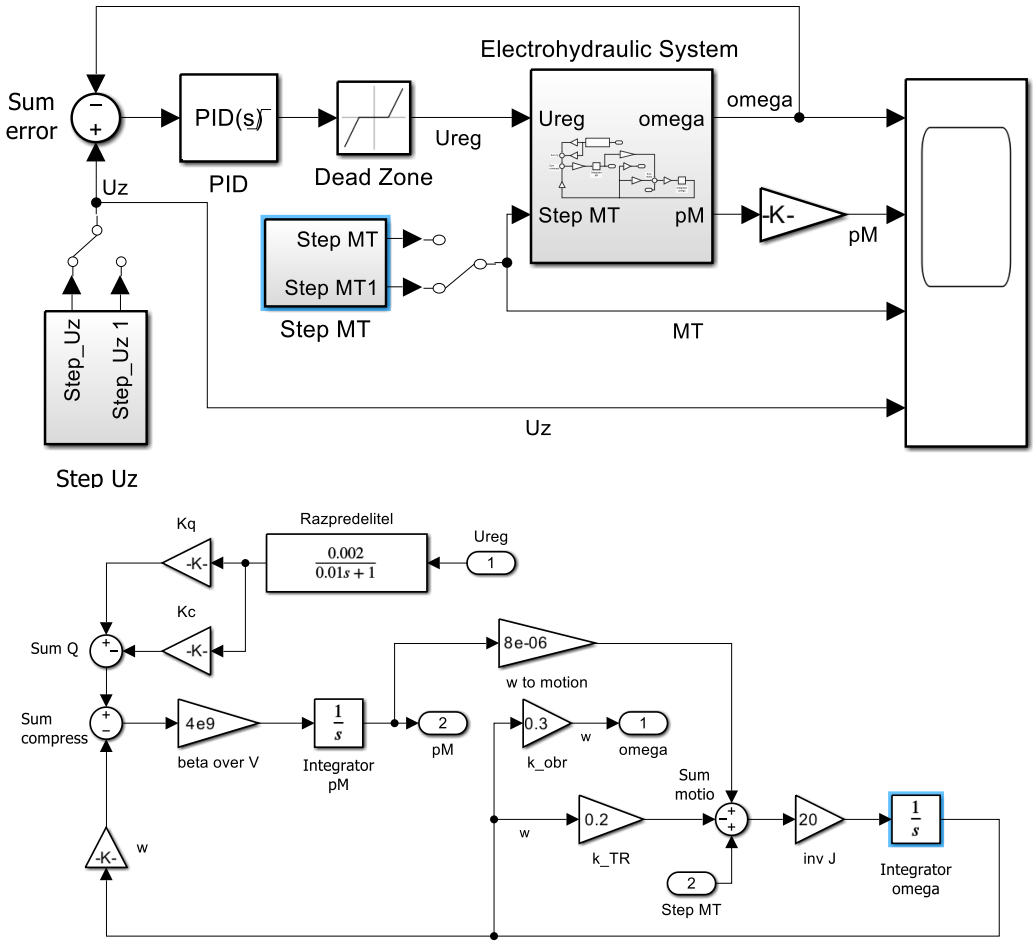
$$\Delta U = U_z - k_{OB}\omega \qquad (1)$$

- ***PID* регулатор (*PID*)** – реализиран като непрекъснат *PID* блок с възможност за настройка на параметрите K_p, T_i и T_d. Включен е механизъм срещу интегрално насищане чрез ограничаване на управляващия сигнал.

- **Dead Zone (мъртва зона)** – нелинейност със симетрична зона:

$$[-\Delta, \Delta],\ \Delta = 2V \qquad (2)$$

Обикновено мъртвата зона се прилага върху преместването на разпределителя. В настоящия модел, с цел опростяване, тя се прилага върху управляващия сигнал U_{reg}, тъй като коефициентът $k_{\text{разп}}$ се приема за постоянен.



Фиг.4. *Аналогов модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм.*

Уточнение* (мъртва зона*):
Изходът на блока се определя както следва:

- при $U_{reg} > 2 : U_{out} = U_{reg} - 2$
- при $U_{reg} < -2 :\ U_{out} = U_{reg} + 2$
- при $-2 \leq U_{reg} \leq 2$: $U_{out} = 0$

Следователно, изходът е нула в интервала $[-2,2]$, а извън него следва входния сигнал с отместване ± 2, като се запазва наклон 1.

Модел на електрохидравличната система

Електрохидравличната система е реализирана чрез следните блокове:

- **Пропорционален разпределител** – описан с предавателна функция от първи ред:

$$W_{\text{разп}}(s) = \frac{k_{\text{разп}}}{T_{\text{разп}}s+1} \qquad (3)$$

Към него е добавен блок „мъртва зона“ с параметър $\Delta = 2V$. Изходът представлява преместването x на плунжера.

- **Дебитен усилвател** – реализира линеаризираната зависимост:

$$Q = k_q x_{eff} - k_c p_M \qquad (4)$$

В нелинеен модел може да се използва квадратична коренна зависимост.

Реализацията включва:

- блок Gain k_q – дебит, породен от преместване
- блок Gain k_c – дебит, породен от налягане (с отрицателен знак)
- блок Sum – формиране на дебита Q

- **Хидромотор и обемна свиваемост** – описани с уравнението:

$$Q - w\,\omega = \frac{V_0}{2B}\frac{dp_M}{dt} \qquad (5)$$

След интегриране на:

$$\frac{2B}{V_0}(Q - w\,\omega) \quad (6)$$

се получава налягането p_M.

- **Уравнение на движението** – описва динамиката на системата:

$$J\frac{d\omega}{dt} + k_{\text{тр}}\,\omega = w\,p_M - M_T \quad (7)$$

След интегриране се получава ъгловата скорост ω, а чрез второ интегриране – ъгълът θ.

- **Сензор за обороти (Tachometer)** – реализира обратната връзка:

$$U_{OB} = k_{OB}\omega \quad (8)$$

Моделът позволява лесна промяна на параметрите:

$$J, k_{\text{тр}}, w, B, V, k_q, k_c, k_{\text{разп}}, T_{\text{разп}} \quad (9)$$

както и настройка на параметрите на *PID* регулатора.

Изграждане на Simulink модела

Simulink моделът е изграден въз основа на синтезирания математичен модел. Стойностите на параметрите ($J, k_{\text{Т}}\text{P}, w, \beta, V, k_q, k_c, k_{\text{разп}}, T_{\text{разп}}$ и др.) на модела на електрохидравличната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм (хидромотор с работен обем ~50–100 cm³/об, налягане ~100 bar, дебит ~20–40 l/min) са показани в таблица 2. Тези стойности са съобразени с експерименталните данни от фиг.2 и фиг. 3.

Таблица 2. *Параметри на системата*

Параметър	Символ	Стойност	Единица
Инерционен момент (приведен)	J	0.05	kg·m²
Коефициент на вискозно триене	$k_{\text{ТР}}$	0.2	N·m·s/rad
Специфичен обем на хидромотора	w	8×10^{-6}	m³/rad
Ефективен модул на обемна еластичност	B	1.2×10^{9}	Pa
Обем на тръбопроводите + половината от мотора	V	3×10^{-4}	m³
Коефициент на усилване по преместване (дебит)	k_q	0.012	m²/s
Коефициент на усилване по налягане	k_c	2.5×10^{-11}	m³/(s·Pa)
Коефициент на усилване на разпределителя	$K_{\text{разп}}$	0.002	m/V
Времеконстанта на разпределителя	$T_{\text{разп}}$	0.01	s
Коефициент на обратна връзка	$k_{\text{обр}}$	0.3	V·s/rad
Зона на нечувствителност (dead zone)	Δ	2	V
Насищане на изхода на разпределителя	x_{max}	0.005	m

Верификация на модела

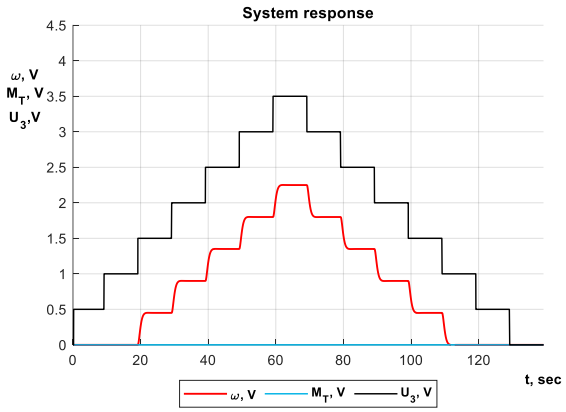
За верификация на разработения модел в среда MATLAB/Simulink са проведени симулационни изследвания на електрохидравличната система в режим на отворено управление. Основната цел е да се установи дали разработеният модел възпроизвежда основните статични и динамични характеристики, наблюдавани при експерименталното изследване на реалната система. При верификацията са разгледани два основни режима на работа – изменение на задаващия сигнал и изменение на товарното въздействие.

За съпоставимост на резултатите от симулациите и от реалната система стойностите на ъгловата скорост на вала на хидромотора ω и на товарния момент M_T в симулационния модел се задават като напрежения. Съотношението е $1\,V \approx 150\,rpm$.

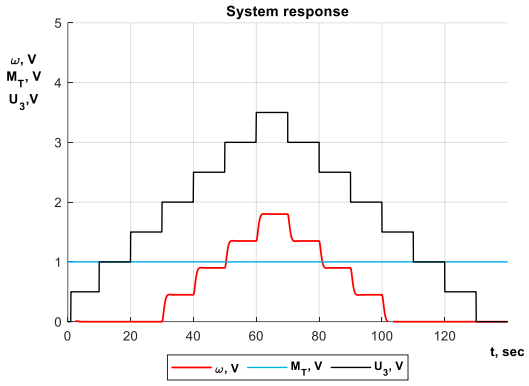
При изследване на преходните процеси по задание е приложена стъпкова промяна на задаващото напрежение U_z

(например от 0 до 5 V) при постоянен товарен момент $M_T = const$. Разгледан е работният диапазон на задаващия сигнал, включващ както областта на нечувствителност на пропорционалния разпределител, така и основната работна област на системата. Този режим позволява да се оцени зависимостта между управляващото напрежение, подавано към пропорционалния разпределител, и ъгловата скорост на вала на хидромотора.

На фиг. 5 и фиг. 6 са показани преходните процеси на отворената система при промяна на заданието в интервала $U_z \in 0 \div 3.5V$, съответно при $M_T = 0$ и $M_T = 1N \cdot m$.



Фиг. 5. *Преходни процеси на отворената система при* $M_T = 0$



Фиг. 6. *Преходни процеси на отворената система при* $M_T = 1V$

От представените характеристики се установява, че реакцията на системата зависи съществено от работната област на пропорционалния разпределител. При задаващо напрежение до около 2 V се наблюдава зона на нечувствителност (мъртва зона), при която промяната на управляващия сигнал не предизвиква забележимо движение на хидромотора. Тази нелинейност е свързана с конструктивните особености на разпределителя и положителното припокриване на управляващия плунжер. При малки сигнали работният отвор не осигурява достатъчен поток към хидромотора и неговата ъглова скорост остава практически нулева.

След преодоляване на мъртвата зона ъгловата скорост нараства с увеличаване на задаващото напрежение. В основната работна област зависимостта между управляващото напрежение и установената скорост е приблизително линейна. При по-високи управляващи сигнали се проявява ограничаване на изходния сигнал на пропорционалния разпределител, което определя горната граница на работния диапазон.

При изследването в отворен режим се наблюдава и статична грешка между зададената и установената стойност на ъгловата скорост. Тя е резултат от характеристиките на електрохидравличното задвижване, хидравличните загуби, вътрешните течове и товарното въздействие, тъй като липсва обратна връзка за автоматично коригиране на управляващия сигнал.

Установява се също, че при постоянен задаващ сигнал увеличаването на товарния момент води до намаляване на установената ъглова скорост. Това се дължи на необходимостта от по-голям въртящ момент и съответното изменение на работните налягания в хидравличната система.

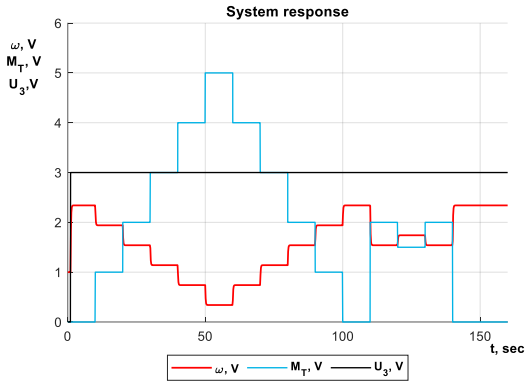
Вторият режим на изследване е свързан с определяне на влиянието на товарното въздействие върху динамиката на отворената електрохидравлична система. При него задаващото напрежение U_z се поддържа постоянно, а товарният момент M_T се изменя стъпково. По този начин се оценява реакцията на хидромотора при промяна на външното механично нато-

варване при непроменен управляващ сигнал.

На фиг. 7 са представени преходните процеси на отворената система при изменение на товарното въздействие в разглеждания диапазон.

От резултатите се установява, че увеличаването на товарния момент води до намаляване на установената ъглова скорост на хидромотора при непроменено задаващо напрежение.

Това поведение съответства на физическия принцип на работа на хидравличното задвижване – при увеличаване на външния товар се увеличава необходимият въртящ момент, вследствие на което се изменят работните налягания и се намалява скоростта на въртене.



Фиг. 7. *Преходни процеси на отворената система при промяна на товарното въздействие*

При стъпкова промяна на товарното въздействие се наблюдава преходен процес, при който ъгловата скорост се изменя от една установена стойност към друга. Характерът на този процес зависи от инерционните свойства на механичната система, свиваемостта на работната течност, хидравличните съпротивления и характеристиките на хидромотора и пропорционалния разпределител. По този начин изменението на товарния момент представлява съществено въздействие върху динамиката на системата, дори когато управляващият сигнал остава постоянен.

Резултатите от двата режима показват, че разработеният модел в Simulink възпроизвежда основните особености на поведението на реалната отворена система – наличие на мъртва зона при малки управляващи сигнали, нарастване на ъгловата скорост с увеличаване на заданието, ограничаване на работния диапазон и намаляване на скоростта при увеличаване на товарното въздействие. Тези характеристики са от съществено значение за правилното представяне на електрохидравличното задвижване в симулационна среда.

За количествена оценка на съответствието между модела и експерименталната система могат да бъдат сравнени основни показатели на преходните процеси – време на нарастване, време на установяване, установена ъглова скорост и статична грешка при различни стойности на заданието и товарното въздействие. Особено важно е сравнението да бъде извършено при еднакви начални условия, управляващи сигнали и товарни въздействия.

В резултат на проведената верификация може да се приеме, че разработеният модел е подходящ за последващо изследване на динамичните характеристики на електрохидравличната система. Установените нелинейности и зависимостта на ъгловата скорост от товарното въздействие следва да бъдат запазени при последващото моделиране на системата за автоматично управление, тъй като те определят нейното реално поведение в различните работни режими.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящия доклад е изследвана електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и е разработен компютърен модел в средата MATLAB/Simulink за анализ на нейните динамични характеристики. В модела са представени основните елементи на хидравличното задвижване и са отчетени характерни нелинейности, включително зоната на нечувствителност и ограниче-

нието на изходния сигнал на пропорционалния разпределител.

Експерименталните изследвания при изменение на задаващото напрежение показват три характерни области на работа на системата: зона на нечувствителност в диапазона 0–2 V, приблизително линеен работен диапазон 2–4,5 V и зона на насищане при напрежения над 4,5 V. В линейната област са установени време на нарастване около 2 s, време на установяване приблизително 3,5 s и статична грешка в отворената система в диапазона 3–5%. При изменение на товарния сигнал е установено намаляване на ъгловата скорост с увеличаване на товарния момент, както и наличие на хистерезис при промяна на посоката на натоварване.

Резултатите от симулационните изследвания показват, че разработеният модел възпроизвежда основните качествени характеристики на реалната система, включително влиянието на мъртвата зона, насищането и статичната грешка. Това потвърждава приложимостта на модела като средство за предварителен анализ на динамиката и за изследване влиянието на основните параметри на електрохидравличното задвижване. За по-пълна верификация на модела е необходимо провеждането на количествено сравнение между експерименталните и симулационните резултати при идентични начални условия, задаващи сигнали и товарни въздействия.

Получените резултати потвърждават, че нелинейните характеристики на пропорционалния разпределител и изменението на товарния момент оказват съществено влияние върху динамиката на електрохидравличната система и следва да бъдат отчетени при проектирането на системата за автоматично управление. Като следващ етап от изследването се предвижда анализ на затворената система с PID регулатор при различни настройки и работни режими, като се оценят бързодействието, пререгулирането, статичната грешка и устойчивостта на външни смущения. Допълнителна перспектива представлява използването на адаптивни и интелигентни методи за управление с цел компенсиране на влиянието на нелинейностите и променливото натоварване.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Merritt, H. E. *Hydraulic Control Systems*. New York: John Wiley & Sons, 1967. ISBN: 978-0-471-59617-2.

[2] MathWorks. *PID Controller — Continuous-Time or Discrete-Time PID Controller*. Simulink Documentation. Available at: https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/pidcontroller.html (accessed: 1 October 2026).

[3] Åström, K. J., Hägglund, T. *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*. 2nd ed. Research Triangle Park, NC: Instrument Society of America, 1995. ISBN: 1-55617-516-7.

[4] Ormandzhiev K., Yordanov S., Mihalev G., Kostov K. Parametric Optimization of Electrohydraulic Servo System. 25th Scientific Conference on Power Engineering and Power Machines (PEPM'2020), E3S Web of Conferences, Vol. 207, 2020, Article Number 04003pp. 1-10, ISSN 2267-1242 (SJR 0.203)

[5] Kostov, K., Experimental Study of an Electrohydraulic Servo System with a Rotary Actuator, In: STUDENT SCIENTIFIC SESSION'2024, Technical University of Gabrovo, Gabrovo, 18 October 2024.

[6] Ormandzhiev, K., S. Yordanov, G. Mihalev, K. Kostov, K. Delchev, Parametric Identification of an Electrohydraulic Servo System, Mechanics of Machines, Year XXXIV, Book 1, 2026, pp. 112–116, ISSN 0861-9727.

[7] Yordanov S., Ormandzhiev K., Mihalev G., Kostov K. Identification and synthesis of PI controller for electrohydraulic servo system. 2020 International Conference Automatics and Informatics, ICAI 2020 - Proceedings, 1-3 October 2020, Varna, Article number 9311366, pp. 1-4, ISBN 978-172819308-3