International Scientific Conference 20 UNITECH 26

INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE
19-21 November 2026
GABROVO

ИЗСЛЕДВАНЕ ПОВЕДЕНИЕТО НА СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА С РОТАЦИОНЕН ИЗПЪЛНИТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ С ПИД 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*

STUDY OF THE BEHAVIOUR OF A SIMULATION MODEL OF AN ELECTROHYDRAULIC SERVO SYSTEM WITH A ROTARY ACTUATOR MECHANISM AND PID 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
The paper presents a simulation study of an electrohydraulic servo system with a rotary actuator controlled by a PID controller. The work is a continuation of a previous study in which a mathematical and simulation model of the same system without closed-loop control was developed and investigated. Based on the developed nonlinear model, four PID controller parameter sets are considered and their influence on the transient response, settling time, overshoot, steady-state error and stability is evaluated. The simulations are performed in MATLAB/Simulink for step changes of the reference signal and for step changes of the load torque. The obtained results show that the PID parameter set denoted as Variant B provides the best compromise between response speed, overshoot and stability. For a reference step, Variant B achieves a rise time of approximately 0.9 s, a settling time of approximately 1.4 s, an overshoot of 2.08% and zero steady-state error. The behaviour of the system under load disturbances is also investigated. At a load torque of 30 N·m, the maximum speed deviation is approximately 14.5%, while the recovery time is approximately 3.3 s and the steady-state error is zero. The results demonstrate the suitability of Variant B as a baseline PID setting for the investigated electrohydraulic servo system.

Keywords: electrohydraulic servo system; rotary actuator; PID control; MATLAB/Simulink; transient response; load disturbance; stability.

ВЪВЕДЕНИЕ

Електрохидравличните следящи системи намират широко приложение в автоматизацията, промишлените задвижвания и системите, при които се изискват висока мощност, точност и бързо регулиране. Тяхното динамично поведение се определя от взаимодействието между хидравличните и електрическите елементи и се характеризира с редица нелинейности, свързани с характеристиките на пропорционалния разпределител, свиваемостта на работната течност, триенето и изменението на натоварването [1–4]. Особено съществено влияние оказват зоната на нечувствителност и ограниче-

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

нието на дебита на пропорционалния разпределител, които могат да влошат динамичните характеристики и точността на следене [2,3].

В предходна публикация [5] авторите са разработили математичен и симулационен модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм без интегрирано управление. В нея са изследвани основните статични и динамични характеристики на системата и влиянието на присъщите ѝ нелинейности при промяна на заданието и натоварването. Настоящата работа представлява продължение на това изследване, като към разработения модел е въведен затворен контур с PID регулатор. Целта е да се оцени поведението на системата при управление и да се определи подходяща комбинация от параметри на PID регулатора.

PID регулаторът е широко използван при управлението на хидравлични и електрохидравлични системи поради сравнително простата си структура и възможността за постигане на добри динамични характеристики. Изборът на неговите параметри оказва пряко влияние върху времето на установяване, пререгулирането, статичната грешка и устойчивостта на системата [6–8]. При наличие на нелинейности, характерни за пропорционалните разпределители, настройването на регулатора представлява съществена задача, тъй като прекомерното увеличаване на коефициентите може да доведе до колебателен режим и загуба на устойчивост.

В настоящото изследване моделът е реализиран в средата MATLAB/Simulink, като са разгледани четири варианта на настройка на PID регулатора. Проведени са симулационни изследвания при изменение на задаващия сигнал и при наличие на външно натоварване. За всеки вариант са анализирани времето на нарастване и установяване, пререгулирането, статичната грешка и устойчивостта на системата. Допълнително е изследвана работоспособността на системата при различни стойности на натоварващия момент и промяна на параметрите на работната течност.

Основната цел на разработката е на базата на получените резултати да се оцени влиянието на настройките на PID регулатора върху динамиката и устойчивостта на електрохидравличната следяща система и да се определи подходящ режим на управление, осигуряващ приемлив компромис между бързодействие, пререгулиране и устойчивост.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Математичен и симулационен модел

Изследването се основава на разработения в предходната работа математичен модел на електрохидравличната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. Моделът описва динамиката на хидромотора, взаимодействието между управляващия сигнал и дебита на пропорционалния разпределител, свиваемостта на работната течност, хидравличното триене и товарния момент.

Математичното описание е представено чрез нелинейни диференциални уравнения. За анализ на системата около определена работна точка е извършена линеаризация на нелинейните зависимости, което позволява използването на класически методи за анализ на устойчивостта и динамичните характеристики.

В разработения нелинеен модел са отчетени зона на нечувствителност на пропорционалния разпределител, ограничение на дебита, хидравлично триене и свиваемост на работната течност. Моделът е реализиран в средата MATLAB/Simulink.

Към модела е добавен PID регулатор със структура

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t)\,dt + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (1)$$

където e(t) е грешката между задаващия сигнал и измерената ъглова скорост, а K_p, K_i и K_d са съответно пропорционалният, интегралният и диференциалният коефициент.

Използването на PID управление позволява да се оцени влиянието на различните настройки върху динамиката на системата при запазване на нелинейните характеристики на обекта.

Изследване на системата по задаващ сигнал

В среда на *MATLAB/Simulink* е проведено изследване на системата с интегрирани четири синтезирани варианта на параметрите на PID регулатора. Параметрите са обобщени в таблица 1.

Изследванията са проведени при стъпкова промяна на задаващия сигнал и постоянно натоварване. Целта е да се сравнят динамичните характеристики на системата при различните настройки на регулатора.

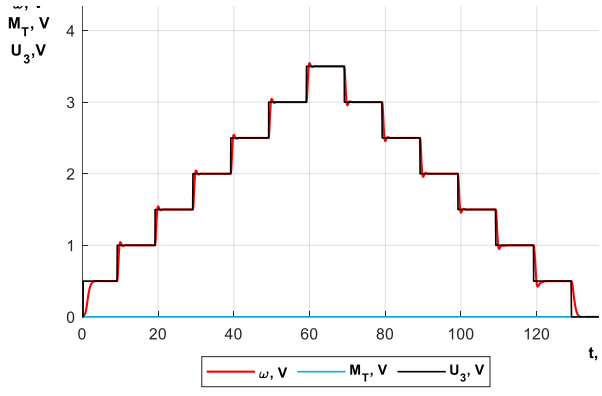
Изследванията са проведени при стъпкова промяна на задаващото напрежение $U_з$ с големина $0.5V$ в интервала $[0, 3.5]V$ и постоянно смущение $M_T = 0$ (липса на натоварване).

Цел на изследването е да се сравни поведението на системата при различни настройки с *PID* регулатор по отношение на бързодействие, пререгулиране, статична грешка и устойчивост.

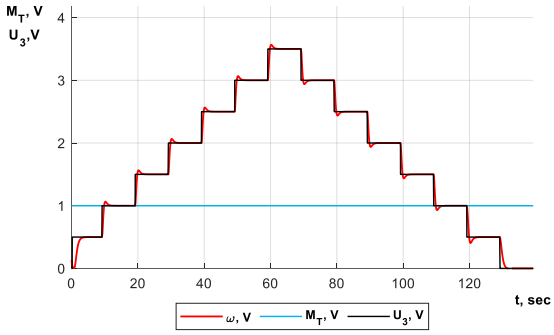
Вариантите на параметрите (K_p, K_i, K_d) на изследваните *PID* регулатори са дадени в таблица 1. Симулациите позволяват да се оцени как промяната на всеки параметър влияе върху качеството на преходните процеси при отработване на заданието.

Таблица 1. Параметри на изследваните регулатори

Вариант	K_p	$K_i[s^{-1}]$	$K_d[s^{-1}]$	**Характеристика**
Вариант A (фиг. 3.)	0.5819	1.214	0.01	Бавен, апериодичен
Вариант B (фиг. 4.)	1.2494	2.3222	0.1331	Оптимален компромис
Вариант C (фиг. 5.)	2.676	4.097	0.4326	С пререгулиране
Вариант D (фиг. 6.)	88.0	3.3	0.01	Близо до границата на устойчивост



Фиг. 1 *Преходни процеси при промяна на заданието с регулатор тип Вариант B:* $\left(K_p = 1.2494, K_i = 2.3222\ s^{-1}, K_d = 0.1331s\right)$ *без натоварване*

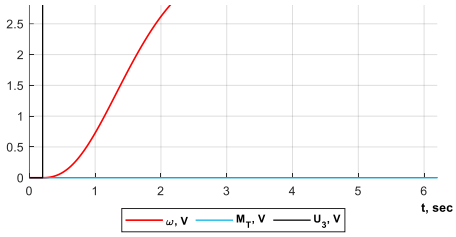


Фиг. 2. *Преходни процеси при промяна на заданието с регулатор тип Вариант B:* $\left(K_p = 1.2494, K_i = 2.3222\ s^{-1}, K_d = 0.1331s\right)$ *при натоварване* $M_т = 10Nm$

1. Вариант А

При вариант А са използвани следните настройки на параметрите на регулатора $K_p = 0{,}5819, K_i = 1{,}214s^{-1}$ и $K_d = 0{,}01s$.

В този режим преходният процес е апериодичен и сравнително бавен. Времето за нарастване, определено в интервала 10–90%, е приблизително 1,9 s, а времето за установяване в границите ±2% е около 2,98 s. Не се наблюдава пререгулиране, а установената грешка е нулева благодарение на интегралната съставяща.



Фиг. 3. *Преходен процес на системата при вариант А без товар*

Ниската стойност на K_p ограничава началната реакция на регулатора при изменение на грешката (плунжерът на разпределителя се премества бавно). Интегралната съставка постепенно елиминира статичната грешка, докато малката стойност на K_d има ограничено влияние върху преходния процес.

Настройката се характеризира с голям запас по устойчивост (> 80°), но за сметка на по-ниско бързодействие. Системата е асимптотично устойчива дори при значителни промени на параметрите (например изменение на вискозитета на маслото). Поради това вариант А е подходящ за задачи, при които се изисква плавна реакция, а пререгулирането трябва да бъде минимално. Приложения чувствителни на механични удари (например задвижване на скъпи оптични системи, асансьори с товар и др.). Системата е робастна и позволява параметрите и да се удвоят, без тя да загуби устойчивостта си.

Не се препоръчва за динамично следене или активни системи за виброзащита.

Недостатъци:

- Много бавно отработване на заданието ($t_s \approx 3s$) – неприемливо за процеси с чести промени (например следящи системи за роботи).
- Ниското усилване води до голяма чувствителност към триене в хидромотора – при наличие на застойно триене (stiction) грешката може да се задържа дълго преди интеграторът да я преодолее.

2. Вариант В

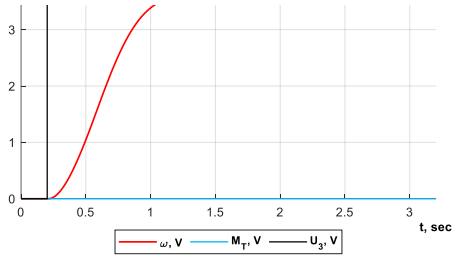
Коефициентите на параметрите на ПИД регулатора във вариант В са: $\mathrm{K_p} = 1.2494$, $\mathrm{K_i} = 2.3222\ s^{-1}$ и $\mathrm{K_d} = 0.1331\ s$.

Полученият преходен процес е значително по-бърз в сравнение с вариант А. Времето за нарастване е приблизително 0,9 s, времето за установяване е около 1,4 s, а пререгулирането е приблизително 2,08%. Установената грешка е нула.

Увеличаването на K_p води до по-силна реакция спрямо грешката и съкращава времето за нарастване. По-високият интегрален коефициент осигурява бързо елиминиране на статичната грешка. Увеличаването на K_d допринася за ограничаване на пререгулирането и подобрява характера на преходния процес.

Получените резултати показват, че вариант В осигурява добър компромис между бързодействие и пререгулиране. При анализа на устойчивостта параметрите на този вариант попадат в устойчивата област, като фазовият запас е приблизително 45–55°, а амплитудният запас е около 6–10 dB. Това гарантира

робастност при промени в товара и температурата на маслото.



Фиг. 4. *Преходен процес на системата при вариант В без товар*

За вариант В са проведени и допълнителни симулации при различни стойности на товарния момент. При товар 15 N·m времето за установяване нараства до приблизително 1,7 s, а пререгулирането достига около 2,5%. При товар 30 N·m системата запазва устойчивостта си, като времето за установяване е около 2,1 s, а пререгулирането е под 3%.

Тези резултати показват, че вариант В запазва приемливи динамични характеристики и при изменение на натоварването.

2.1. Влияние на коефициентите върху динамиката

- Пропорционален коефициент (Kp=1,2494) – увеличен приблизително 2,15 пъти спрямо вариант А. Това води до по-високо усилване на грешката, което съкращава времето за нарастване от 1,9 s на 0,9 s (повече от два пъти по-бързо).
- Интегрален коефициент ($K_i = 2{,}3222s^{-1}$) – увеличен 1,91 пъти. Той осигурява бързо елиминиране на статичната грешка, но не предизвиква допълнително пререгулиране, защото интеграторът е балансиран от диференциалния компонент.
- Диференциален коефициент ($K_d = 0{,}1331s$) – увеличен 13 пъти спрямо вариант А. Това е ключовото за подобрението: диференциалната съставка намалява инерцията на системата, намалявайки пререгулирането от потенциално над 8–10% (при отсъствие на K_d) до само 2,08%.

Направени са и допълнителни анализи на поведението на системата при варианти А,В и С, които са представени в таблица 2.

Таблица 2. *Сравнителна таблица*

Параметър	Вариант А	Вариант В	Вариант С
$t_r(s)$	1,9	0,9	0,64
$t_s(s)$	2,98	1,4	2,04
$\sigma(\%)$	0	2,08	9,12
K_p	0,58	1,25	2,68
K_d	0,01	0,133	0,433

=> Вариант В намалява t_s с 52% спрямо А, но увеличава σ само с 2%. Спрямо С се получава около 7% по-малко пререгулиране за сметка на 0,5 s по-бавно t_s – разумен компромис.

2.2. Физическа интерпретация в хидравличната система

- По-високото K_p означава, че пропорционалният разпределител получава по-голям управляващ сигнал за същата грешка – плунжерът се премества по-бързо и дебитът към мотора се увеличава рязко.
- Диференциалният компонент ($K_d = 0{,}1331$) осигурява предварително „спиране“ преди достигане на заданието, което предотвратява инерционното превишаване на скоростта. Това е особено важно при хидромотори с ниска свиваемост на течността.
- Интегралният сигнал се натрупва бързо, но поради ограниченията на изходния сигнал, няма опасност от насищане на интегралната съставяща.

2.3. Енергийни и механични аспекти

Преходната мощност, подавана към хидромотора, е приблизително пропор-

ционална на $K_p \cdot e(t)$. При вариант B пиковите стойности са около два пъти по-високи от вариант A, но остават под 70% от максимално допустимото за пропорционалния клапан.

Ускорението на вала достига около 80 rad/s², което е приемливо за търкалящи лагери и зъбни предавки (ако има такива). Няма риск от механични повреди.

2.4. Оценка на робастността при промени в товара

Проведени са допълнителни симулации с M_T от 0 до 30 Nm:

- При номинален товар 15 Nm времето за установяване нараства до 1,7 s, а пререгулирането – до 2,5%.
- При максимален товар 30Nm системата остава устойчива и постига заданието за ~2,1s с пререгулиране под 3%.

Тези резултати потвърждават робастността на вариант B при значителни вариации на натоварването.

2.5. Недостатъци и ограничения

- Все още има леко пререгулиране 2,08%, което не е допустимо в някои специализирани медицински или аерокосмически приложения.
- Диференциалният компонент $K_d = 0{,}1331$ усилва високочестотния шум от сензора за обороти. При инсталации с шумна обратна връзка може да се наложи допълнителен нискочестотен филтър.
- Параметрите са получени чрез симулация при номинални условия; при значителна промяна на вискозитета на маслото (например при студен пуск) може да се наложи лека корекция на K_d.

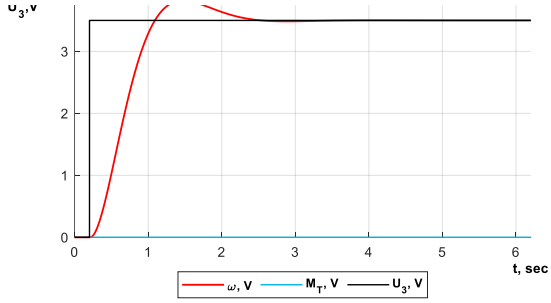
2.6. Препоръки за практическа реализация

- При първоначална настройка да се използва вариант B като базов вариант.
- Ако се появи голям шум: намалява се K_d до 0,10 – 0,12 и леко се увеличава K_p (до 1,35), за да се запази същото време за установяване.
- Ако системата е твърде бърза се увеличава K_i до 2,5 – 2,8, което леко забавя реакцията, но подобрява точността.
- Винаги се добавя ограничител (saturation) на изхода на PID, за да се предотврати насищането на разпределителя и интегралното насищане.

Вариант B представлява златна среда за широка гама индустриални електрохидравлични следящи системи. Той съчетава високо бързодействие ($t_s < 1{,}5s$), малко пререгулиране (< 3%), нулева статична грешка и добра робастност при промени на товара. Препоръчва се като първи избор при проектиране на системи за позициониране, скоростно следене и активна виброзащита.

3. Вариант C

Коефициентите на параметрите на ПИД регулатора във вариант C са $K_p = 2.676$, $K_i = 4.097s^{-1}$ и $K_d = 0.4326s$. (фиг. 5)



Фиг. 5. *Преходен процес на системата при вариант C*

Този вариант осигурява най-малко време за нарастване сред разглежданите настройки – приблизително 0,64s. Въпреки високото бързодействие обаче се наблюдава значително пререгулиране – около 9,12%. Времето за установяване е

приблизително 2,04 s и е по-голямо от това при вариант B.

3.1. Влияние на коефициентите

- $K_p = 2{,}676$ – повече от два пъти по-висок от вариант B. Това рязко увеличава стръмността на предния фронт ($t_r = 0{,}64s$).
- $K_i = 4{,}097s^{-1}$ – висок интегрален коефициент, който бързо елиминира статичната грешка, но допринася за пререгулирането, защото интеграторът продължава да натрупва сигнал докато системата преминава заданието.
- $K_d = 0{,}4326s$ – значително диференциално действие, което се опитва да забави системата преди заданието. Повишените стойности на K_p и K_i водят до по-интензивна реакция на системата, но едновременно с това увеличават склонността към пререгулиране. Диференциалната съставка ограничава този ефект, но не е достатъчна за пълното му потискане.

3.2. Устойчивост и запас за устойчивост

Системата е близо до границата на устойчивост. Фазовият запас е около 25–30°, амплитудният запас е около 4–6 dB. Малки промени в параметрите (например намаляване на $T_{\text{разп}}$ или увеличаване на V) могат да доведат до нестабилност.

3.3. Анализ на динамичните харак-теристики

След първоначалното бързо нарастване за време от 0,64 s, системата преминава заданието с около 9%. Времето за установяване (2,04 s) е по-голямо от вариант B поради наличието на затихващи колебания (2–3 периода с малка амплитуда). Връщането към заданието става с времеконстанта ≈ 0,5 s след първия максимум.

3.4. Предимства

Най-бързото време за нарастване сред разгледаните варианти – подходящ за системи, изискващи високо ускорение (например тестване на ударни натоварвания). Освен това системата има добро потискане на смущенията поради високото усилване.

3.5. Недостатъци

Системата се характеризира със значително пререгулиране (9%), което е недопустимо за прецизно позициониране (например металорежещи машини). Съществува риск от претоварване на хидравличния мотор при пиковия момент, който е пропорционален на $K_p \cdot e_{max}$. Същевременно се изисква внимателно оразмеряване на пропорционалния клапан (скорост на нарастване на дебита).

3.6. Препоръки за приложение

Този тип настройки се използват само когато времето за реакция е критично, а пререгулирането е допустимо (например аварийни спирания, тестови стендове). За предпочитане е да се комбинира с допълнителен филтър (например ограничаване на скоростта на нарастване на заданието).

Получените резултати показват, че вариант C е подходящ само когато високото бързодействие има по-голямо значение от ограничаването на пререгулирането.

4. Вариант D

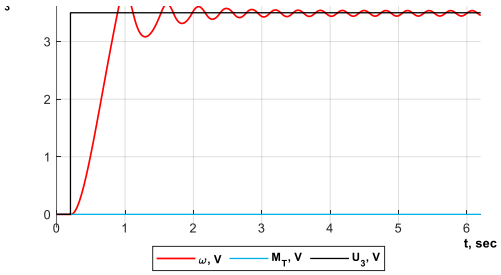
При вариант D е използван значително по-висок пропорционален коефициент $K_p = 88{,}0$, при $K_i = 3{,}3$ s^{-1} и $K_d = 0{,}01$ s.

Получената реакция е много бърза, като времето за нарастване е под 0,3 s. В същото време системата показва колебателно поведение. Първият максимум е около 9,8%, след което се наблюдават незатихващи колебания. Времето за установяване в границите ±2% не се достига.

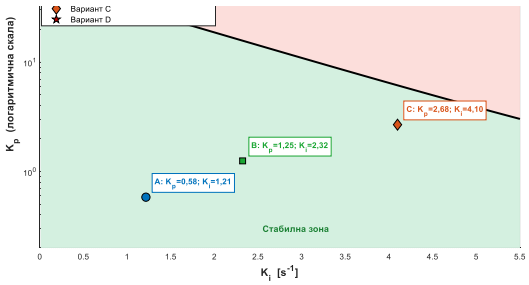
Полученият резултат показва, че при тази настройка системата работи в бли-

зост до границата на устойчивост. Малките изменения на параметрите на обекта или на натоварването могат да доведат до съществено влошаване на динамичните характеристики.

Поради това вариант D не се препоръчва за практическа реализация на разглежданата система.



Фиг. 6. *Преходен процес на системата при вариант D*



Фиг. 7. *Разположение на двойката K_p и K_i от варианти A, B, C, D спрямо кривата на устойчивост*

4.1. Влияние на коефициентите

- $\boldsymbol{K_p = 88}$ – изключително високо пропорционално усилване (70 пъти над вариант B). Това води до почти мигновена реакция, но предизвиква пререгулиране и последващи колебания.
- $\boldsymbol{K_i = 3,3s^{-1}}$ – умерен интегрален коефициент, който в комбинация с големия K_p създава почти чисто интегрално-пропорционално поведение с малко затихване.
- $\boldsymbol{K_d = 0,01s}$ – пренебрежимо малко диференциално действие → липсва стабилизираща съставка.

4.2. Устойчивост и запаси

Според фиг. 7, двойката (K_i, K_p) за вариант D се намира **върху или над кривата на устойчивост**. Фазовият запас е практически нулев ≈ 0° – 5°. Амплитудният запас е ≈ 1 – 2 dB. В този режим системата е в режим на **граничен цикъл** – малки промени (например шум в обратната връзка) я правят нестабилна.

4.3. Осцилаторен анализ

Период на колебанията: ≈ 0,8 – 1,0s (в зависимост от инерцията J).

Амплитудата (±1,26%) е малка, но незатихваща. Това се дължи на това, че крайният позиционен механизъм (хидромотор) има интегриращ характер, а регулаторът създава отрицателно затихване.

При стъпка на заданието системата прескача целта, след това се връща, преминава я, и този процес продължава без затихване.

4.4. Предимства

Изключително бърза начална реакция – $t_r < 0,3s$. Този режим може да се използва за теоретичен анализ на граничната устойчивост.

4.5. Недостатъци

Този режим е неприемлив за практическа работа – незатихващите колебания водят до износване на хидравличните компоненти, шум, вибрации и невъзможност за точно позициониране. Малките промени в натоварването или температурата на маслото ще предизвикат преход към нестабилност (нарастващи колебания). Пропорционалният клапан работи в режим на постоянно превключване, което съкращава живота му.

6. Препоръки

Не използвайте вариант D в реални системи. Той служи само като пример за границата на устойчивост – ако по време

на настройка се появят подобни незатихващи колебания, трябва незабавно да се намали K_p поне 5–10 пъти. За да се постигне подобно бързодействие без колебания, се препоръчва използването на каскаден регулатор или адаптивен алгоритъм (например *Fuzzy-PID*).

В таблица 3 са представени разширените показатели на системата.

Таблица 3. *Динамични показатели на системата*

Вариант	t_r ,s	t_s, s	σ ,%	Фазов запас [°]	Характер на прехода	Практическа препоръка
A	1,90	2,98	0	> 80	апериодичен, бавен	само за статични приложения
B	0,90	1,40	2,08	45–55	бърз и слабо пререгулиращ	**препоръчва се**
C	0,64	2,04	9,12	25–30	бърз, с пререгулиране	за динамични задачи с допустимо пререгулиране
D	<0,30	не достига	9,8*	0–5	граничен цикъл	**не се препоръчва**

*Първи максимум, последван от незатихващи колебания.

Извод: За изследваната електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, Вариант B: $\left(K_p = 1.2494, K_i = 2.3222\ s^{-1}, K_d = 0.1331\ s\right)$ осигурява най-добрия баланс между бързодействие ($t_s \approx 1{,}4s$), малко пререгулиране ($\approx 2\%$) и нулева статична грешка. Той се препоръчва за практическа реализация.

Сравнението показва ясно различие между четирите настройки. Вариант A осигурява апериодична реакция без пререгулиране, но има най-голямо време за установяване сред устойчивите варианти. Вариант C осигурява по-високо бързодействие, но пререгулирането е значително. Вариант D има най-малко време за нарастване, но не осигурява необходимия запас по устойчивост.

Вариант B осигурява най-балансирано поведение. Времето за установяване е около 1,4 s, пререгулирането е 2,08%, а статичната грешка е нула. Поради това той се приема като базова настройка за последващото изследване при товарни смущения.

В сравнение с вариант A, вариант B намалява времето за нарастване с приблизително 53%, като въвежда пререгулиране от 2,08%. В сравнение с вариант C, вариант B има малко по-голямо време за нарастване, но значително по-малко пререгулиране. Това определя вариант B като подходящ компромис между бързодействие и качество на преходния процес.

Избор на настройка според изискванията към системата

Изборът на PID настройка зависи от изискванията към динамиката на системата. При необходимост от минимално пререгулиране вариант A осигурява най-плавен преходен процес. При необходимост от високо бързодействие вариант C осигурява по-кратко време за нарастване, но за сметка на по-голямо пререгулиране. Вариант D не се препоръчва поради наблюдаваните незатихващи колебания.

Вариант B е подходящ при необходимост от балансиране на бързодействието, пререгулирането и устойчивостта. Той е

избран за последващото изследване при изменение на товарния момент.

Изследване на системата при промяна на натоварването

За оценка на поведението на системата при товарни смущения са проведени симулации при постоянен задаващ сигнал и стъпково изменение на товарния момент. Разгледани са смущения от 10, 20 и 30 N·m, както и обратна стъпка на товара (фиг.8).

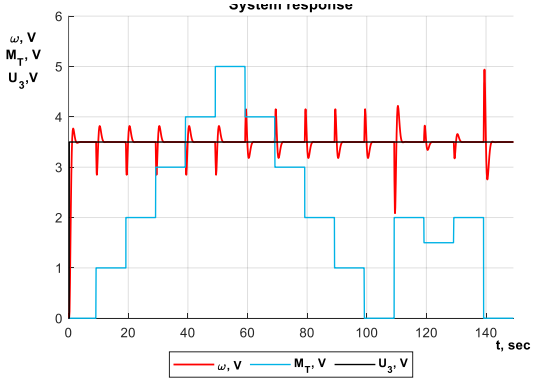
Количествената оценка е извършена основно за вариант B, тъй като той показва най-добър компромис между бързодействие и устойчивост при изследването по задаващ сигнал.

Товарно смущение 10 N·m

При стъпково увеличение на товарния момент с 10 N·m се наблюдава спад на ъгловата скорост от приблизително 1,05 rad/s до 1,016 rad/s, което съответства на отклонение около 3,2%.

Времето за възстановяване в границите ±2% е приблизително 1,5 s. След преходния процес статичната грешка е нула и не се наблюдава съществено пререгулиране.

Полученият резултат показва, че малкото товарно смущение се компенсира без значително влошаване на качеството на регулиране.



Фиг. 8. *Преходни процеси при изменение на товарния момент в диапазона 0 – 40 Nm и постоянно задание* $U_3 = 3.5V$

Товарно смущение 20 N·m

При увеличение на товарния момент с 20 N·m спадът на ъгловата скорост достига приблизително 7,8%, като скоростта намалява до около 0,968 rad/s.

Времето за възстановяване е приблизително 1,9 s, а пререгулирането при възстановяване е около 1,2%. След установяване статичната грешка отново е нула.

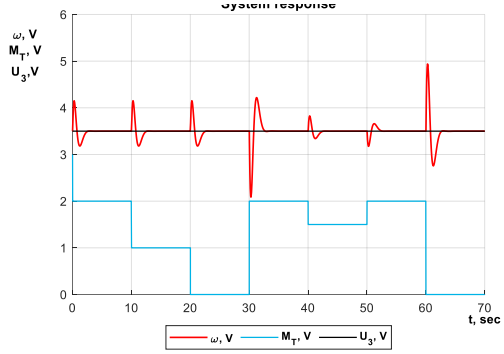
В сравнение със смущението от 10 N·m увеличаването на товарния момент води до по-голямо временно отклонение и по-дълго време за възстановяване, но системата запазва устойчиво поведение.

Товарно смущение 30 N·m

При максималното подробно изследвано товарно смущение от 30 N·m спадът на ъгловата скорост достига приблизително 14,5%, като минималната стойност е около 0,898 rad/s.

Времето за възстановяване е приблизително 3,3 s, а пререгулирането при възстановяване е около 3,5%. След приключване на преходния процес статичната грешка е нула.

Получените резултати показват, че увеличаването на товарния момент води до нарастване на времето за възстановяване и на временното отклонение на скоростта. Независимо от това системата запазва устойчивостта си при разглежданото натоварване.



Фиг. 9. *Реакция на системата при товарни смущения 10, 20 и 30 N·m*

Обратна стъпка на товара

При внезапно намаляване на товарния момент се наблюдава увеличение на ъгловата скорост с приблизително 12%, до около 1,176 rad/s.

Времето за възстановяване е приблизително 2,0 s. След преходния процес не се наблюдава остатъчна статична грешка, а реакцията е без съществено пререгулиране.

Резултатът показва, че PID регулаторът компенсира и обратното по знак товарно смущение, като възстановява зададената скорост след краткотрайното отклонение.

Сравнение на PID вариантите при товарно смущение

За товарен момент 30 N·m са сравнени резултатите от четирите варианта.

***Таблица 4**. Сравнение на вариантите при товарен момент 30 N·m*

Вариант	**Спад на ъгловата скорост ω [%]**	**Време за възстановяване, t_{rec}, s**	**Пререгулиране, %**	**Характер на реакцията**
A	~22	2,8	0	Бавно възстановяване
B	**14,5**	**3.3**	**3,5**	**Добър баланс**
C	10,5	1,1	8,0	бърза реакция с по-голямо пререгулиране
D	6	0,6	≈12 (колебания)	Неустойчив, незатихващи колебания

Влияние на параметрите на PID регулатора при натоварване

При вариант B пропорционалната съставка осигурява необходимата реакция при промяна на грешката, без да се достига до прекомерно усилване. Интегралната съставка компенсира установеното отклонение, вследствие на товарното смущение, и осигурява нулева статична грешка.

Диференциалната съставка допринася за ограничаване на пререгулирането при възстановяване на системата след смущението. По този начин се постига по-плавен преход към зададената стойност.

В модела управляващият сигнал е ограничен, което позволява да се отчете ограничението на реалния изпълнителен механизъм. При практическа реализация следва да се предвиди подходящ механизъм за предотвратяване на интегралното насищане при достигане на ограничението.

Оценка на устойчивостта при параметрични изменения

За оценка на чувствителността към промени в параметрите е разгледано изменението на температурата на работната течност от 20°C до 60°C. При повишаване на температурата се отчита намаляване на вискозитета, което променя динамичните характеристики на хидравличната част.

При вариант B времето за възстановяване се увеличава с приблизително 0,3 s, а пререгулирането достига около 3,5%. Независимо от изменението на параметрите системата запазва устойчиво поведение.

При вариант C промяната на параметрите води до по-изразен колебателен характер и значително намаляване на запасите по устойчивост. Това показва, че вариант B е по-малко чувствителен към разглежданото параметрично изменение.

Получените резултати подкрепят избора на вариант B като по-балансирана настройка при промени в работните условия.

РЕЗУЛТАТИ И ОБСЪЖДАНЕ

Проведените симулационни изследвания показват, че параметрите на PID регулатора оказват съществено влияние върху динамичното поведение на електрохидравличната следяща система.

Вариант A осигурява апериодичен преход без пререгулиране, но характеризиращ се с по-ниско бързодействие. Вариант C намалява времето за нарастване до приблизително 0,64 s, но пререгулирането достига 9,12%, а времето за установяване се увеличава до приблизително 2,04 s. Вариант D осигурява най-високо бързодействие, но се характеризира с

незатихващи колебания и не може да бъде препоръчан за практическа реализация.

Вариант B показва най-балансирани характеристики. При стъпкова промяна на задаващия сигнал времето за нарастване е около 0,9 s, времето за установяване е приблизително 1,4 s, пререгулирането е 2,08%, а статичната грешка е нула.

При товарен момент 30 N·m спадът на ъгловата скорост е приблизително 14,5%, времето за възстановяване е около 3,3 s, а пререгулирането при възстановяване е около 3,5%. Системата възстановява зададената стойност без статична грешка.

Сравнението показва, че намаляването на времето за реакция чрез значително увеличаване на коефициентите K_p и K_i води до по-голямо пререгулиране и намаляване на запасите по устойчивост. Следователно изборът на PID параметри не трябва да се основава само на минимално време за нарастване, а на съвкупност от показатели за качество.

Получените резултати са в съответствие с общите характеристики на електрохидравличните системи, при които нелинейностите на управляващия клапан, параметричните изменения и товарните смущения влияят съществено върху качеството на регулиране [2–7]. Използването на MATLAB/Simulink позволява тези фактори да бъдат включени в симулационния модел и да бъде оценено поведението на различни настройки на регулатора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата работа е изследвано поведението на симулационен модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и PID управление. Разработката представлява продължение на предходно изследване на същата система без управление, като към модела е добавен затворен контур с PID регулатор.

На базата на проведените симулационни изследвания могат да бъдат формулирани следните основни изводи:

1. Параметрите на PID регулатора оказват съществено влияние върху бързодействието, пререгулирането и устойчивостта на електрохидравличната система.
2. Вариант A осигурява апериодичен преход без пререгулиране, но с по-ниско бързодействие. Той е подходящ при изискване за плавна реакция и минимално пререгулиране.
3. Вариант C осигурява по-високо бързодействие, но е съпроводен със значително пререгулиране. При промяна на параметрите на системата се наблюдава и по-голяма чувствителност.
4. Вариант D, характеризиращ се с много висок коефициент (K_p), води до колебателен режим и незатихващи колебания. Поради това той не е подходящ за практическа реализация.
5. Вариант B, с параметри $K_p = 1{,}2494$, $K_i = 2{,}3222s^{-1}$ и $K_d = 0{,}1331s$, осигурява най-добрия компромис между бързодействие, пререгулиране и устойчивост. При стъпкова промяна на заданието са получени време за нарастване около 0,9 s, време за установяване около 1,4 s, пререгулиране 2,08% и нулева статична грешка.
6. При товарен момент 30 N·m вариант B запазва устойчиво поведение, като максималният спад на ъгловата скорост е около 14,5%, времето за възстановяване е приблизително 3,3 s, а статичната грешка е нула.
7. Изследването при изменение на температурата на работната течност показва, че вариант B запазва приемливи динамични характеристики при разглежданото изменение на параметрите, което го определя като подходяща базова настройка за последващи изследвания.

Получените резултати показват, че изборът на PID параметри трябва да се извършва чрез едновременно отчитане на бързодействието, пререгулирането, статичната грешка и устойчивостта при товарни и параметрични изменения. В рамките на разглеждания модел вариант B представлява подходяща базова настрой-

ка за управление на електрохидравличната следяща система.

Бъдещите изследвания могат да бъдат насочени към експериментална проверка на получените резултати, параметрична идентификация на реалната система и разработване на адаптивно PID управление при изменение на работните условия.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Merritt, H. E. Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, New York, 1991.

[2] Das, J., Mishra, S. K., Paswan, R. et al. Characterization and tracking control of a nonlinear electrohydraulic valve-cylinder system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I, 230(5), 2016. DOI: 10.1177/0954408914554021.

[3] Sarkar, B. K., Mandal, P., Saha, R., Mookherjee, S., Sanyal, D. GA-optimized feedforward-PID tracking control for a rugged electrohydraulic system design. ISA Transactions, 52(6), 853–861, 2013. DOI: 10.1016/j.isatra.2013.07.008.

[4] Yan, Y. Nonlinear State Space Modeling and System Identification for Electrohydraulic Control. Mathematical Problems in Engineering, 2013.

[5] Yordanov S., K. Ormandzhiev, G. Mihalev, K. Kostov, H. Stoycheva, S. Ivanov, Modelling, simulation and study of the behaviour of an electrohydraulic servo system with a rotary actuator mechanism without control, International Scientific Conference, 19-21 November 2026, Gabrovo, in press

[6] Song, X. et al. Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems. Control Engineering Practice, 8(9), 1045–1053, 2000. DOI: 10.1016/S0967-0661(00)00042-3.

[7] Jing, Y. et al. PID–PFC control of continuous rotary electro-hydraulic servo motor applied to flight simulator. The Journal of Engineering, 2019. DOI: 10.1049/joe.2018.8984.

[8] He, Y. et al. Semi-physical real-time control of electro-hydraulic proportional position servo system based on Matlab/xPC. The Journal of Engineering, 2019. DOI: 10.1049/joe.2018.8981.