



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Красен Иванов Костов

ИНТЕЛИГЕНТНО УПРАВЛЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА ЗАДВИЖВАЩА СИСТЕМА

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на обрезавателна и научна степен „ДОКТОР“

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 “Машинно инженерство“

Докторска програма: „Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

ГАБРОВО
2026 г.



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Красен Иванов Костов

ИНТЕЛИГЕНТНО УПРАВЛЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА ЗАДВИЖВАЩА СИСТЕМА

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на обрезавателна и научна степен „ДОКТОР“

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство“

Докторска програма: „Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

Научни ръководители:

Доц. д-р инж. Красимир Христов Орманджиев

Доц. д-р инж. Станимир Йорданов Йорданов

ГАБРОВО
2026 г.

Дисертационния труд е обсъден и насочен за защита от разширен катедрен съвет от катедра „Енергийна техника“ при ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ГАБРОВО, на заседание проведено на

Изследванията по дисертационния труд са извършени в катедра „Енергийна техника“,

ТУ-Габрово

Защитата на дисертационния труд ще се състои на2026 г от.....часа в зала на ТУ-Габрово на заседание

Материалите по защитата са на разположение на интересующите се в канцеларията на катедра

Автор: инж. Красен Иванов Костов

Заглавие: ИНТЕЛИГЕНТНО УПРАВЛЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА
ЗАДВИЖВАЩА СИСТЕМА

Формат:

Печатни коли:

Тираж:

Печат: Университетско издателство „Васил Априлов“ – Габрово

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Актуалност на темата на изследването: Съвременните електрохидравлични системи за автоматично управление намират широко приложение в индустриални, транспортни и енергийни системи, където се изисква висока точност, бързодействие и надеждност при наличие на съществени външни въздействия и вътрешни нелинейности. Характерна особеност на тези системи е тяхната сложна динамика, обусловена от съвместното влияние на хидравлични, механични и електрически процеси, което води до наличие на нелинейности, параметрични неопределености и смущаващи въздействия.

В условията на реална експлоатация електрохидравличните следящи системи функционират при променливи режими на натоварване, изменения на параметрите на работната среда и наличие на външни смущения, което съществено влошава динамичните характеристики на системата. Това се проявява в увеличено пререгулиране, удължено време на установяване, колебателен характер на преходните процеси и намалена устойчивост. В резултат се наблюдава понижаване на експлоатационната надеждност и ефективност на системите за управление.

Цел на дисертацията: Основната цел на настоящия дисертационен труд е да се повиши качеството, устойчивостта и робастността на управлението на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм чрез разработване и изследване на адаптивни, интелигентни и робастни методи за управление, осигуряващи ефективна работа при наличие на нелинейности, параметрични изменения и външни смущения.

Основни задачи на дисертацията:

За постигане на формулираната цел са поставени следните научно-изследователски задачи:

1. Да се извърши задълбочен теоретичен анализ на динамичните свойства на електрохидравличните системи при наличие на нелинейности, хистерезисни ефекти и параметрични неопределености.
2. Да се разработят адекватни математични и симулационни модели на електрохидравлична следяща система в среда *MATLAB/Simulink*, позволяващи изследване на системата в режими, близки до реално време.
3. Да се осъществи верификация и експериментална валидизация на разработените модели чрез провеждане на лабораторни изследвания при различни работни режими.
4. Да се извърши идентификация на основните параметри на системата въз основа на експериментални данни, с цел повишаване на адекватността на моделите.
5. Да се синтезира класически *PID* регулатор и да се извърши оценка на неговите динамични показатели и ограничения при управление на електрохидравличната система.
6. Да се проектират и анализират размит (*Fuzzy*) и адаптивен *Fuzzy-PID* регулатор и да се изследва тяхната ефективност при променливи работни условия и неопределености.
7. Да се синтезира робастен H_{∞} регулатор при наличие на структурирани неопределености и да се анализират неговите свойства по отношение на устойчивост и робастност.

8. Да се проведе количествен сравнителен анализ на различните стратегии за управление чрез използване на показатели за качество, като време на установяване t_s , пререгулиране σ , статична грешка и интегрални критерии за качество.

Научната новост на дисертационния труд се изразява в:

- Разработването и изследването на нелинеен и линеаризиран математичен модел на автоматизирана електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, отчитащ основните физични процеси, динамични зависимости и нелинейности на обекта.
- Разработването на методика и програмна реализация за параметрична идентификация на електрохидравлични следящи системи при различни режими на натоварване, осигуряваща повишена адекватност и достоверност на математичния модел в условия на нелинейност и неопределеност.
- Синтеза и сравнителното изследване на интелигентни и робастни методи за управление – *Fuzzy*, адаптивен *Fuzzy-PID* и H_∞ регулатори, адаптирани към особеностите на електрохидравличните системи, както и разработването на адаптивна структура за онлайн настройка на параметрите на регулатора с цел подобряване на динамичните показатели и устойчивостта към външни смущения.

Практическа приложимост

Практическата значимост на получените резултати се изразява в разработването на модели, алгоритми и средства за управление, приложими при:

- проектиране, изследване, анализ и настройка на електрохидравлични следящи системи чрез разработената апаратно-програмна платформа и *MATLAB/Simulink* модел в реално време;
- моделиране и оценка на влиянието на различни натоварващи режими върху динамичните характеристики на електрохидравлични системи;
- синтез и внедряване на интелигентни и робастни регулатори за повишаване на точността, бързодействието и устойчивостта на системите при наличие на смущения и параметрични неопределености;
- оптимизация и модернизация на съществуващи системи за автоматично управление в индустриални, лабораторни и изследователски приложения.

Разработените решения могат да бъдат използвани при проектирането на нови електрохидравлични системи, както и при усъвършенстването на съществуващи системи за автоматично управление, изискващи висока динамична точност, надеждност и робастност.

Публикуване на резултатите от дисертационното изследване Направените анализи, разработените методики и получените резултати за периода от 2020÷2026 са представени в 7 публикации, свързани с работата по темата на дисертацията. една от тях е самостоятелна, 2 статии са публикувани в реферирани списания на български език. Четири от публикациите са реферирани в Scopus, като една от тях има SJR = 0,203. Регистрирани са 4 цитирания в Scopus.

Структура и обем на дисертацията

Дисертационният труд се състои от въведение, пет глави, заключение и приложения, в които са представени теоретични изследвания, разработени модели и резултати от симулационни експерименти, както и сравнителен анализ на различни

методи за управление. Основният текст е в обем от 214 страници, а приложенията, съдържащи резултати от проведените изследвания и преходни процеси, са в обем от 64 страници.

ГЛАВА I

СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА. РАЗВИТИЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНИТЕ ЗАДВИЖВАЩИ СИСТЕМИ

1.1 Обзор на съвременните електрохидравлични следящи системи

Голяма част от съвременните индустриални съоръжения включват в своите структури редица хидравлични и пневматични системи и механизми. От техническите средства, осигуряващи задвижването на промишлените системи, най-добри характеристики притежават електрохидравличните механизми, съчетаващи електрически входни и хидравлични изходни звена. Предимствата на тези задвижващи механизми произтичат от интегралния подход за реализация, базиращ се на ефективното използване на възможностите на електрическите и хидравличните системи. От една страна в структурата на електрохидравличните механизми се използват възможностите на електрическите системи за управление с обратна връзка, а от друга - характеристиките на хидравличните системи, свързани с достигането на максимална механична мощност. Направените изследвания на електрични, хидравлични и пневматични задвижвания показват, че само хидравличните задвижвания са способни да развият значителна механична мощност при малки маси и габарити. В днешно време е особено важно развитието и усъвършенстването на електрохидравличните задвижващи механизми, защото поради своите предимства те навлизат все по-широко в схемите на различни роботизирани комплекси, гъвкави автоматизирани производствени системи, пътни и строителни машини, машини и системи в корабната и самолетната промишленост, железопътния и автомобилния транспорт и др.

1.2 Електрохидравлични следящи системи

Въпреки неоспоримите си качества тези системи имат редица недостатъци, които ограничават тяхното по-широко приложение. Основните им недостатъци са следните:

- по-големи изисквания към точността на изработване на елементите на задвижването, тъй като от стойностите на работните хлабини зависят изтичането и загубата на работния флуид, следователно и значенията на динамичните характеристики и КПД - то на механизмите;
- съществената нелинейност на елементите от електрохидравличните задвижващи системи;
- зависимостта на основните характеристики на задвижването от температурата и степента на замърсеност на работния флуид;
- зависимостта на скоростта на изходното звено от масата на натоварването. Съществуват два подхода за отстраняване на изброените по-горе недостатъци, които се изразяват в следното;
- усъвършенстване на конструкциите на отделните елементи, както и на цялостната структура на задвижващия механизъм;
- развитие на електронните средства за корекция на електрохидравличното задвижване (усъвършенстване на системата за управление).

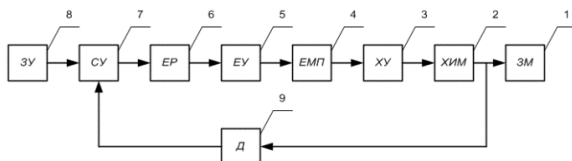
Сложността и съществените загуби при реализацията на голяма част от конструктивните решения, в повечето случаи, правят далеч по-ефективно приложението на втория подход. Освен това задвижващите системи, базирани се на този подход, се характеризират с опростени конструкции и висока надеждност, защото в техните схеми отсъстват подвижни механични елементи.

С появата на електрическата обратна връзка по променливите за състоянието на задвижванията сложността на системите за управление се увеличава значително. Тъй като е необходимо да се отчитат нелинейните ефекти и изменението на основните параметри във времето, съвременните електрохидравлични задвижващи системи се проектират въз основа на последните постижения в областта на управлението на техническите системи.

1.2.1 Структура на електрохидравлична следяща система

При автоматизацията на много процеси в промишлеността, транспорта и авиацията широко се използват хидравличните и електрохидравличните следящи системи. С развитието на това направление са се обособили три основни типа затворени системи за регулиране, съответно на позиция, скорост и сила, като в последните години все по-широко приложение намират електрохидравличните системи с обемно регулиране на тези параметри [1]. В този случай се избягва основният недостатък на системите с дроселно регулиране, а именно относително големите загуби на енергия. Хидравличната система обикновено се състои от няколко основни компонента: резервоар за пренасяне на хидравличното масло, помпа за придвижване на маслото през системата с определен дебит, електрически двигател или друг източник на енергия за задвижване на помпата с подходящ въртящ момент, разпределител за регулиране на посоката, налягането и дебита на маслото, изпълнителен механизъм за преобразуване на налягането на маслото в механична сила или въртящ момент, за да се извърши полезна работа (това обикновено са хидравлични цилиндри или хидравлични двигатели) и тръбна система, която пренася маслото от едно място на друго.

В най-честите случаи една електрохидравлична или електропневматична система включва следните основни елементи [1]:



Фиг. 1.1. Принципна схема на електрохидравлична следяща система

хидравличен усилвател; 4 - електро - механичен преобразувател; 5 - електроусилвател; 6 - електронен регулатор; 7 - сумиращо устройство; 8 - задаващо устройство; 9 - датчик за обратната връзка.

На фиг.1.1 е представена принципна схема на електрохидравлична следяща система, на нея са обозначени следните елементи: 1 - задвижвана машина; 2 – хидравличен изпълнителен механизъм; 3 -

Според системата за управление електрохидравличните задвижващи системи се разделят на системи с отворен и затворен контур. В системите с отворен контур няма обратна връзка и ефективността се основава на характеристиките на отделните компоненти на системата. Отворено-контурната система не е точна и грешката може да бъде намалена чрез правилно калибриране и управление. Системата със затворен контур използва обратна връзка, чрез чувствителен елемент. Сравнява се сигналът от действителния изход с желания изход и се дава сигнал за грешка на управляващия

елемент. Грешката се използва за промяна на действителния изход и приближаване до желаната стойност. Обикновено затворените системи използват електрохидравлични елементи и цифрова електроника.

С цел по-ясно открояване на особеностите, предимствата и ограниченията на различните подходи, е извършен сравнителен анализ на основните методи за управление, използвани при електрохидравличните следящи системи. Резултатите от анализа са представени в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Сравнителен анализ на различни подходи за управление на електрохидравлични следящи системи

Метод за управление	Предимства	Недостатъци	Робастност	Адаптивност	Изчислителна сложност	Приложимост при нелинейности
PID	Проста структура; лесна реализация; ниска изчислителна сложност	Чувствителност към параметрични изменения; ограничена ефективност при нелинейности	Ниска	Ниска	Ниска	Ограничена
Fuzzy	Добра работа при нелинейности; не изисква точен модел	Сложност при избор на правила и функции на принадлежност	Средна	Средна	Средна	Добра
Fuzzy–PID	Комбинираща предимствата на PID и Fuzzy управлението; подобрени динамични характеристики	По-сложна настройка; зависимост от базата правила	Добра	Висока	Средна към висока	Висока
Невронно управление	Способност за самообучение и адаптация	Висока изчислителна сложност; необходимост от обучение	Висока	Много висока	Висока	Много добра
Невро-размито управление	Висока адаптивност; добра работа при неопределености	Сложна структура; трудна реализация в реално време	Висока	Много висока	Висока	Много добра
H_{∞} управление	Висока робастност; устойчивост при смущения и неопределености	Необходимост от точен модел; сложен синтез	Много висока	Ограничена	Висока	Добра

От представения сравнителен анализ в таблица 1.2 се вижда, че класическите *PID* регулатори се характеризират с проста структура и лесна практическа реализация, но показват ограничена ефективност при наличие на нелинейности и параметрични неопределености. От друга страна, интелигентните методи за управление, базирани на размита логика и невронни мрежи, осигуряват по-добра адаптивност и устойчивост при променливи работни условия, но са свързани с повишена изчислителна сложност и по-сложна настройка.

Анализът показва, че хибридните структури от тип *Fuzzy–PID* представляват ефективен компромис между качеството на управление, адаптивността и практическата реализуемост. Робастните H_{∞} регулатори от своя страна осигуряват висока устойчивост спрямо външни смущения и неопределености, което ги прави подходящи за електрохидравлични системи с динамично изменящи се параметри.

Получените резултати обосновават необходимостта от разработване и изследване на комбинирани интелигентни и робастни подходи за управление на електрохидравлични следящи системи.

1.4. Изводи по първа глава

Литературният обзор показва липса на комплексен подход, обединяващ моделиране, идентификация и управление на ЕХСС, недостатъчно изследване на различни работни режими, ограничено използване на нелинейни модели и непълно отчитане на взаимодействията между елементите на системата. Установена е и липса на достатъчна количествена обосновка при настройката на регулаторите.

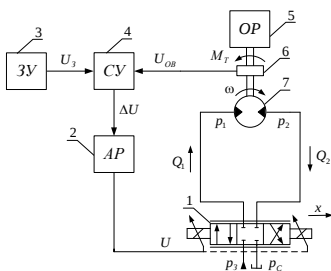
Констатирано е, че интелигентните и хибридни методи за управление притежават значителен потенциал за подобряване на динамичните характеристики на ЕХСС, но все още липсва унифицирана методология за тяхното проектиране, настройка и оценка на робастността, особено при системи с ротационен изпълнителен механизъм.

ГЛАВА II

МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА С РОТАЦИОНЕН ИЗПЪЛНИТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ

2.1 Схема на електрохидравлична следяща система

На фиг. 2.1 е представена схемата на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и хидравлична натоварваща подсистема



Фиг. 2.1. Схема на електрохидравличната следяща система

Елементите на електрохидравличната следяща система са следните: 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 следящата система е да задвижи обекта на регулиране (дадена машина) по определен закон, като преодолее всички съпротивителни сили и извърши някаква полезна работа.

При увеличаване на задаващото напрежение U_3 сигналът се обработва от сумиращото устройство и автоматичният регулатор и постъпва на входа на пропорционалният разпределител. Плуджерът на пропорционалният разпределител се премества по посока на нарастване на дроселиращата междина, при което постъпващият дебит Q_1 към мотора нараства и ъгловата скорост ω се увеличава до достигане на нова установена стойност. При намаляване на U_3 процеса протича аналогично в противоположна посока. При промяна на товарният момент M_T примерно увеличаване първоначално ъгловата скорост на въртене на вала на хидромотора ω намалява, което води до намаляване на напрежението на обратната връзка U_{OB} , в резултат на това се формира грешка ΔU в сумиращото устройство, сигнала се обработва от автоматичния регулатор и напрежението U на входа на пропорционалният разпределител нараства. Това води до преместване на плунжера на пропорционалният разпределител в посока на отваряне на дроселиращата междина и увеличаване на постъпващият дебит Q_1 към входа на хидромотора. При подаване на

задаващо напрежение с обратен знак на пропорционалния разпределител, се променя посоката на въртене на вала на хидромотора и процеса е аналогичен. В резултат на това ъгловата скорост ω нараства, като процеса продължава до достигане на първоначалната и стойност или близка до нея.

2.2 Уравнения описващи динамиката на електрохидравличната система

2.2.1 Уравнение за въртенето на вала на хидромотора

$$J \frac{d\omega}{dt} + k_{TP} \omega = w p_M - M_T \quad (2.2)$$

2.2.2 Уравнения на дебитите протичащи през разпределителното устройство

Дебитите Q_1 и Q_2 , протичащи през разпределителя, са функции на преместването x на плунжера и съответния пад на налягането. За уравненията на дебитите преминаващи през разпределителното устройство, според фиг. 2.1, са в сила зависимостите:

за $x \geq 0$ (плунжерът се премества надясно):

$$Q_1 = \mu_1 S_1(x) \sqrt{\frac{2(p_S - p_1)}{\rho_1}} \quad (2.3)$$

$$Q_2 = \mu_2 S_2(x) \sqrt{\frac{2(p_2 - p_R)}{\rho_2}} \quad (2.4)$$

за $x < 0$ (плунжерът се премества наляво):

$$Q_1 = \mu_1 S_1(x) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_R)}{\rho_1}} \quad (2.5)$$

$$Q_2 = \mu_2 S_2(x) \sqrt{\frac{2(p_S - p_2)}{\rho_2}} \quad (2.6)$$

При еднаква форма на сеченията на протичане на флуида може да се приеме, че $\mu_1 \approx \mu_2 = \mu$, $\rho_1 \approx \rho_2 = \rho$, и $\Delta p_1 = p_S - p_1 = \Delta p_2 = p_2 - p_R = \Delta p$. След преобразуване на (2.3) и (2.4) за осреднения дебит Q , $Q = 0.5 (Q_1 + Q_2)$, се получава:

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{p_S - p_M - p_R}{\rho}} \quad (2.7)$$

където $p_M = p_1 - p_2$ е падът на налягане в хидромотора.

2.2.3 Уравнения за дебитите постъпващи към лявата (дясната) страна на хидромотора

За дебитите, които влизат в хидромотора и определят промяната на наляганията, се записват уравненията на непрекъснатост на флуида, отчитащи свиваемостта на течността:

$$Q_1 = w \omega + \frac{V_{01}}{B} \frac{dp_1}{dt} \text{sign}(x) \quad (2.8)$$

$$Q_2 = w \omega - \frac{V_{02}}{B} \frac{dp_2}{dt} \text{sign}(x) \quad (2.9)$$

При приемане на симетрия, че $V_{01} \approx V_{02} = V_0$, $d_1 = d_2 = d$ и $L_1 = L_2 = L$, и еднакви начални условия, за осредният дебит Q се получава:

$$Q = w\omega + \frac{V_0}{B} \frac{dp_M}{dt} \text{sign}(x) \quad (2.10)$$

2.2.4 Уравнение на сумиращото устройство

Сумиращото устройство формира сигнал за грешка ΔU като разлика между задаващото напрежение U_3 и напрежението на обратната връзка U_{OB} :

$$\Delta U = U_3 - k_{OB}\omega \quad (2.12)$$

2.2.5 Уравнение на електронния PID регулатор

Аналоговият или цифров PID регулатор реализира пропорционално, интегрално и диференциално действие върху грешката ΔU

$$U = k \left(\Delta U + \frac{1}{T_i} \int \Delta U \, dt + T_d \frac{d\Delta U}{dt} \right) \quad (2.13)$$

Тук пропорционалният член реагира на текущата грешка, интегралният елиминира статичната грешка, а диференциалният подобрява бързодействието и стабилизира системата, като предвижда изменението на грешката.

2.2.6 Уравнение за преместване на плунжера на пропорционалния разпределител

Пропорционалният разпределител се описва от динамика от първи ред (пренебрегвайки по-високите честоти):

$$T_u \frac{dx}{dt} + x = k_u U \quad (2.14)$$

2.3 Структурни схеми. Предавателни функции.

Съвкупността от уравнения (2.2), (2.3), (2.4), (2.5), (2.6), (2.7), (2.12) (2.13) и (2.14) описва работата на затворената следяща система с дроселно регулиране в динамичен режим.

2.3.3 Преобразуване по Лаплас

След линеаризация около работна точка на уравнения – (2.2), (2.9), (2.10), (2.12), (2.13), (2.14), и прилагане на преобразуването на Лаплас при нулеви начални условия за отклоненията, уравненията добиват операторния вид (означенията Δ са пропуснати за краткост):

$$(Js + k_{TP}) \omega(s) = w p_M(s) - M_T(s) \quad (2.25)$$

$$Q(s) = k_x x(s) - k_p p_M(s) \quad (2.26)$$

$$Q(s) = w\omega(s) + \frac{V_0}{2B}(s) p_M(s) \quad (2.27)$$

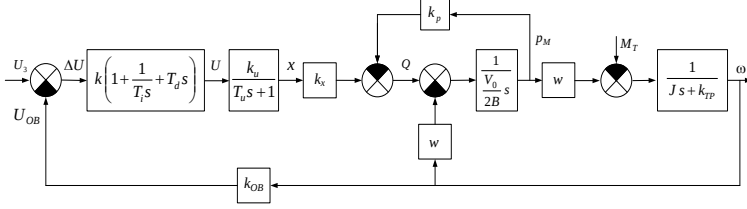
$$\Delta U(s) = U_3(s) - k_{OB}\omega(s) \quad (2.28)$$

$$U(s) = k \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \Delta U(s) \quad (2.29)$$

$$(T_u s + 1)x(s) = k_u U(s) \quad (2.30)$$

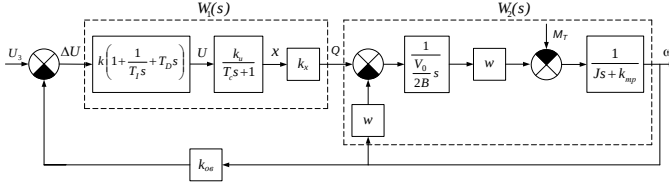
2.3.4 Структурни схеми

На база преобразувания модел в операторен вид (2.25), (2.26), (2.27), (2.28), (2.29) и (2.30) е разработена структурната схема на системата, която е представена на фиг. 2.3.



Фиг. 2.3 Структурна схема на системата

Схемата съдържа няколко затворени контура (вътрешен контур по налягане и външен контур по скорост). За да се избегне застъпването на обратните връзки, чрез приравняване на уравнения (2.26) и (2.27) и елиминирание на $p_M(s)$ и $Q(s)$ се получава преобразуваната схема на фиг. 2.4.



Фиг. 2.4 Преобразувана структурна схема на системата

След последователни преобразувания (фиг. 2.4) се достига до предавателните функции.

Предавателна функция на отворената система (отношението на изходната величина $\omega(s)$ към грешката $\Delta U(s)$ при разкъсан контур на обратната връзка):

$$W(s) = \frac{\omega(s)}{\Delta U(s)}$$

След преобразуване на структурната схема за предавателната функция на затворената система се получава :

$$\Phi(s) = \frac{\omega(s)}{U_3(s)} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (2.35)$$

2.3.5 Област на устойчивост на системата

Устойчивостта на затворената система се определя от корените на характеристичния полином:

$$a(s) = a_4 s^4 + a_3 s^3 + (A_1 + k_{OB} k_I A_2) s^2 + (A_3 + k_{OB} k_I A_4) s + a_0 \quad (2.39)$$

За система от пети ред условията за устойчивост могат да бъдат получени чрез критерия на Раус-Хурвиц. На границата на устойчивост характеристичният полином има чисто имагинерни корени $s = j\omega$. След заместване и отделяне на реална и имагинерна част се получават две уравнения:

$$a(j\omega) = X(\omega) + iY(\omega) \quad (2.40)$$

където:

$$X(\omega) = a_0 - a_2\omega^2 + a_4\omega^4 \quad (2.41)$$

$$Y(\omega) = a_1\omega - a_3\omega^3 \quad (2.42)$$

За да бъде системата на границата на устойчивост е необходимо да бъде изпълнено условието:

$$X(\omega) = a_0 - a_2\omega^2 + a_4\omega^4 = 0 \quad (2.43)$$

$$Y(\omega) = a_1\omega - a_3\omega^3 = 0 \quad (2.44)$$

Отчитайки (2.39) се получава:

$$X(\omega) = k_{OB}k_I - (A_1 + k_{OB}k_I A_2)\omega^2 + a_4\omega^4 = 0 \quad (2.45)$$

$$Y(\omega) = (A_3 + k_{OB}k_I A_4)\omega - a_3\omega^3 \quad (2.46)$$

Ако от уравнение (2.46) се изрази $\omega^2 = \frac{A_3 + k_{OB}k_I A_4}{a_3}$ и се замести в уравнение (2.45), след въвеждане на означението $K = k_{OB}k_I$, се достига до уравнението:

$$B_1 K^2 + B_2 K + B_3 = 0 \quad (2.47)$$

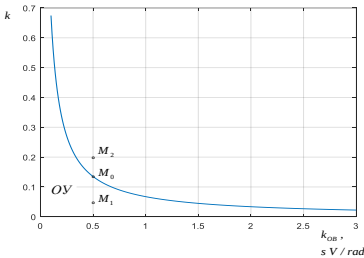
където: $B_1 = a_4 A_4 - a_3 A_2 A_4$; $B_2 = 2a_4 A_3 A_4 + a_3(a_3 - A_1 A_4 - A_2 A_3)$; $B_3 = a_4 A_3^2$.

За решението на квадратното уравнение (2.47) се получава:

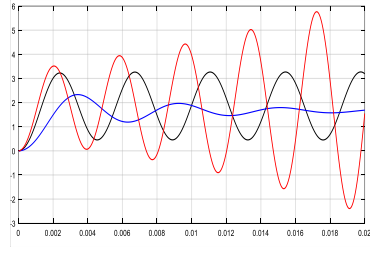
$$K_{1,2} = \frac{-B_2 \pm \sqrt{D}}{4B_1} \quad (2.48)$$

където: $D = B_2^2 - 2B_1 B_3$

За построяване областта на устойчивост на системата е разработена програма на *Matlab*, като са използвани зависимостите от (2.38) до (2.49). Получената област на устойчивост е представена на фиг.2.6.



Фиг 2.6. Област на устойчивост на системата по k и k_{OB}



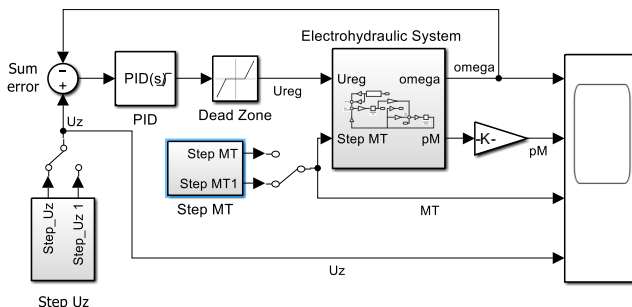
Фиг 2.7 Преходни процеси в системата при различни наредени двойки за k и k_{OB}

За всяка наредена двойка k и k_{OB} от кривата, показана на фиг. 2.6, автоматичната система се намира на границата на устойчивост. Устойчивата област е обозначена с *OU*, а неустойчивата област се намира над кривата.

На фиг. 2.7 са представени преходни процеси при три наредени двойки за k и k_{OB} от фиг. 2.6 - т. $M_0(0.5, 0.1352)$, т. $M_1(0.5, 0.0500)$ и т. $M_2(0.5, 0.2000)$, съответстващи на система на границата на устойчивост - 1, устойчива - 2 и неустойчива система - 3. Тези резултати потвърждават коректността на линеаризирания модел и дават възможност за избор на параметрите на регулатора, осигуряващи устойчива работа с желано качество.

2.4.1 Структура на Simulink модела

На фиг. 2.13 е представен аналогов модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм в общ вид, без уточняване на типа на натоварващата подсистема.



Фиг.2.13 Аналогов модел на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм.

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

- **Задаващо устройство (Step U_z)** – генерира стъпков, синусоиден 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 (смушение) върху системата.

- **Сумиращо устройство (Sum error)** – изчислява грешката: $\Delta U = U_z - k_{OB}\omega$

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

- **Dead Zone (мъртва зона)** – нелинейност със симетрична зона: $[-\Delta, \Delta]$, $\Delta = 2V$

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 $k_{разп}$ се приема за линеен.

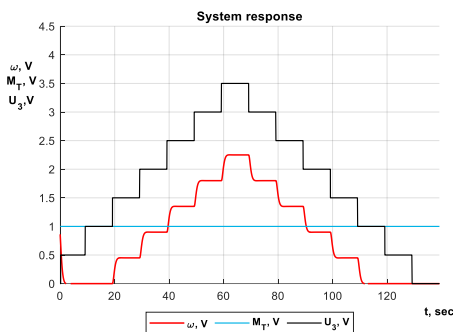
2.4.3 Верификация на модела

За валидиране на Simulink модела са проведени симулации при различни стойности на параметрите на PID регулатора и коефициента на обратната връзка k_{OB} . Изследвани са два основни режима:

- **Преходни процеси по задание** – при стъпкова промяна на задаващото напрежение U_z (например от 0 до 5V) и постоянно натоварване $M_T = const$;

- **Преходни процеси по натоварване** – при стъпкова промяна на товарния момент M_T (смушение) и постоянно задание $U_z = const$

За съвместимост на резултатите от симулациите и от реалната система ъгловата скорост на вала на хидромотора ω и товарния момент M_T в симулационния модел се задават като напрежения. Съотношението е $1V \cong 150 \text{ rpm}$



Фиг. 2.15 Преходни процеси на отворената система при $M_T = 1V$

режим, причинена от липсата на интегрално действие в регулатора (при отворена система) или от недостатъчно усилване при затворен контур без интегратор.

2.4.4. Изследване на системата по задание

По-долу са представени резултатите от симулации в *MATLAB/Simulink* за четири варианта на *PID* регулатори, чиито параметри са обобщени в таблица 2.2. Изследванията са проведени при стъпкова промяна на задаващото напрежение U_3 с големина $0.5V$ в интервала $[0, 3.5]V$ и постоянно смущение $M_T = 0V$ (липса на товарно натоварване).

Таблица 2.2. Параметри на изследваните регулатори

Вариант	K_p	$K_i[s]$	$K_d[s]$	Характеристика
Вариант А (фиг. 2.18)	0.5819	1.214	0.01	Бавен, аperiодичен
Вариант В (фиг. 2.19)	1.2494	2.3222	0.1331	Оптимален компромис
Вариант С (фиг. 2.20)	2.676	4.097	0.4326	С пререгулиране
Вариант D (фиг. 2.21)	88.0	3.3	0.01	Близо до границата на устойчивост

Цел на изследването: Да се сравни поведението на системата при различни настройки на *PID* регулатора по отношение на бързодействие, пререгулиране, статична грешка и устойчивост.

Характер: Аperiодичен, бавен.

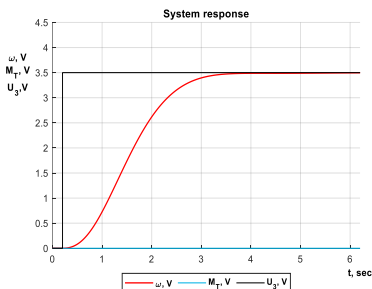
Време за нарастване (10%–90%): $\approx 1,9s$.

Време за установяване ($\pm 2\%$): $\approx 2,98s$.

Пререгулиране: 0%.

Установена грешка: 0 (благодарение на интегратора).

На фиг. 2.15 са показани преходните процеси на отворената система при промяна на заданието в интервала $U_3 \in [0 \div 3.5]V$, съответно при $M_T = 1V$. От графиките е видно наличието на мъртва зона (зона на нечувствителност) в началото на работния диапазон, което се дължи на положителното припокриване на пропорционалния разпределител. Също така се наблюдава недостигане на зададената стойност – наличие на статична грешка в установен



Фиг. 2.18 Вариант А: ($K_p = 0.5819$, $K_i = 1.214s^{-1}$, $K_d = 0.01s$)

динамиката.

2. Устойчивост и запас

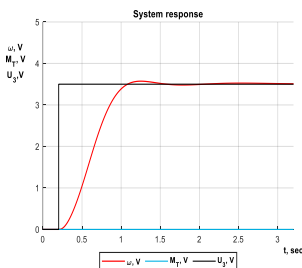
Настройката е дълбоко в устойчивата област, с голям фазов запас ($> 80^\circ$). Системата е абсолютно стабилна дори при значителни промени на параметрите (например влошаване на вискозитета на маслото).

3. Предимства

- Нулево пререгулиране – идеално за приложения, чувствителни на механични удари (например задвижване на скъпи оптични системи, асансьори с товар).
- Робастност – параметрите могат да се удвоят, без системата да загуби устойчивост.

4. Недостатъци

- Много бавно отработване на заданието ($t_s \approx 3s$) – неприемливо за процеси с чести промени (например следящи системи за работи).
- 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.



Фиг. 2.19 Вариант В: ($K_p = 1.2494$, $K_i = 2.3222s^{-1}$, $K_d = 0.1331s$)

0,9s (повече от два пъти по-бързо).

- **Интегрален коефициент** ($K_i = 2,3222s^{-1}$) – увеличен 1,91 пъти. Той осигурява бързо елиминирание на статичната грешка, но не предизвиква допълнително пререгулиране, защото интеграторът е балансиран от диференциалния компонент.

1. Влияние на коефициентите

- **$K_p=0,5819$** – ниско пропорцио-нално усилване, което води до слаба реакция на грешката. Плунжерът на разпределителя се премества бавно.

- **$K_i=1,214s^{-1}$** – сравнително нисък интегрален коефициент; натрупването на интегралния сигнал е бавно, което удължава времето за елиминирание на статичната грешка (макар и в крайна сметка да я свежда до 0).

- **$K_d=0,01s$** – много малък диференциален коефициент, почти без ефект върху

Характер: Бърз, слабо пререгулиране.

Време за нарастване (10%–90%): $\approx 0,9s$.

Време за установяване ($\pm 2\%$): $\approx 1,4s$.

Пререгулиране: $\approx 2,08\%$.

Установена грешка: 0

1. Влияние на коефициентите върху динамиката

- **Пропорционален коефициент** ($K_p=1,2494$) – увеличен приблизително 2,15 пъти спрямо вариант А. Това води до високо усилване на грешката, което съкращава времето за нарастване от 1,9s на

- Диференциален коефициент ($K_d = 0,1331s$) – увеличен 13 пъти спрямо вариант А. Това е ключовото за подобрението: диференциалната съставка „гаси“ инерцията на системата, намалявайки пререгулирането от потенциално над 8–10% (при отсъствие на K_d) до само 2,08%.

2. Устойчивост и запаси

Поставени върху диаграмата на устойчивост (фиг. 2.6), параметрите на вариант В се намират дълбоко в устойчивата област, с добри запаси по амплитудата и фаза:

- Фазов запас $\approx 45^\circ - 55^\circ$
- Амплитуден запас $\approx 6 - 10$ dB

Това гарантира робастност при промени в товара и температурата на маслото.

3. 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 (не се достига насищане), няма опасност от уиндъп.

4. Оценка на робастността при промени в товара

Проведени са допълнителни симулации с M_T от 0 до 3V:

- При номинален товар (1.5V) времето за установяване нараства до 1,7s, а пререгулирането до 2,5%.
- При максимален товар (3V) системата остава устойчива и постига заданието за $\sim 2,1$ s с пререгулиране под 3%.
- Тези резултати потвърждават **робастността** на вариант В при значителни вариации на натоварването.

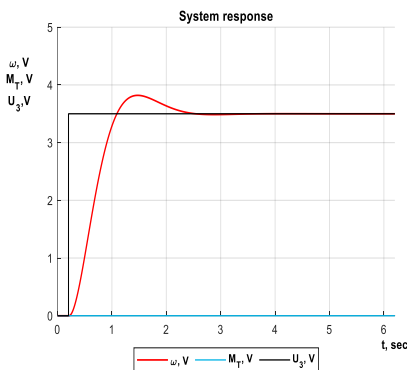
5. Недостатъци и ограничения

- 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 .

Извод: Вариант В 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.



Фиг. 2.20 Вариант С: ($K_p = 2.676$, $K_i = 4.097s^{-1}$, $K_d = 0.4326s$)

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. Въпреки това, поради високите K_p и K_i , ефектът не е достатъчен за пълно потискане на пререгулирането.

2. Устойчивост и запас

Системата е близо до границата на устойчивост (фиг. 2.6). Фазовият запас е около $25-30^\circ$, амплитудният запас – около $4-6\text{ dB}$. Малки промени в параметрите (например намаляване на $T_{разп}$ или увеличаване на V) могат да доведат до нестабилност.

3. Динамични характеристики

- След първоначалния бърз скок ($0,64s$), системата преминава заданието с около 9%. Времето за установяване ($2,04s$) е по-голямо от вариант В поради наличието на затихващи колебания ($2-3$ периода с малка амплитуда). Връщането към заданието става с времеконстанта $\approx 0,5\text{ s}$ след първия максимум.

4. Предимства

- Най-бързото време за нарастване сред разгледаните варианти – подходящ за системи, изискващи високо ускорение (например тестване на ударни натоварвания). Добро потискане на смущения поради високото усилване.

5. Недостатъци

- Значително пререгулиране (9%) – недопустимо за прецизно позициониране (например металорежещи машини).

- Риск от претоварване на хидравличния мотор при пиковия момент, който е пропорционален на $K_p \cdot e_{max}$.

- Изисква внимателно оразмеряване на пропорционалния клапан (скорост на нарастване на дебита).

Характер: Бърз, със значително пререгулиране.

Време за нарастване (10%–90%): $\approx 0,64\text{ s}$.

Време за установяване ($\pm 2\%$): $\approx 2,04\text{ s}$.

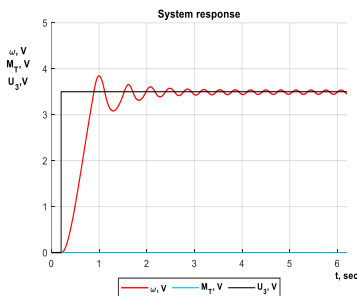
Пререгулиране: $\approx 9,12\%$.

Установена грешка: 0

1. Влияние на коефициентите

- $K_p = 2,676$ – повече от два пъти по-висок от вариант В. Това рязко увеличава стръмността на предния фронт ($t_r = 0,64s$).

- $K_i = 4,097s^{-1}$ – висок интегрален коефициент, който бързо



Фиг. 2.21 Вариант D: ($K_p = 88.0$, $K_i = 3.3 \text{ s}^{-1}$, $K_d = 0.01 \text{ s}$)

вариант B). Това води до почти мигновена реакция, но предизвиква пререгулиране и последващи колебания.

- $K_i = 3,3 \text{ s}^{-1}$ – умерен интегрален коефициент, който в комбинация с големия K_p създава почти чисто интегрално-пропорционално поведение с малко затихване.

- $K_d = 0,01 \text{ s}$ – пренебрежимо малко диференциално действие → липсва стабилизираща съставка.

2. Устойчивост и запас

Според фиг. 2.6, двойката ($K_i, K_{обр}$) за вариант D се намира **върху или над кривата на устойчивост**.

- Фазов запас $\approx 0^\circ - 5^\circ$ (практически нулев).
- Амплитуден запас $\approx 1 - 2 \text{ dB}$.
- Системата е в режим на **граничен цикъл** – малки промени (например шум в обратната връзка) я правят нестабилна.

3. Предимства

- Изключително бърза начална реакция – $t_r < 0,3 \text{ s}$.
- Може да се използва за теоретичен анализ на граничната устойчивост.

4. Недостатъци

Неприемливо 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.

5. 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.

Характер: Слабо затихващи колебания – системата на границата на устойчивост.

Време за нарастване (10%–90%): $< 0,3 \text{ s}$.

Време за установяване ($\pm 2\%$): не се достига – постоянни колебания с амплитуда $\approx \pm 1,26\%$ около заданието.

Пререгулиране: $\approx 9,8\%$ (първи максимум).

Установена грешка: средната стойност 0, но с не затихващи колебания.

1. Влияние на коефициентите

- $K_p = 88$ – изключително високо пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

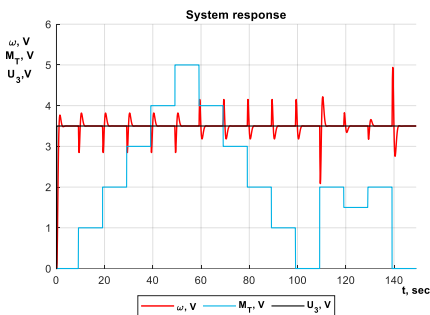
пропорционално усилване (70 пъти над

пропорционално усилване (70 пъти над

- За да се постигне подобно бързодействие без колебания, се препоръчва използването на **каскаден регулатор** или **адаптивен алгоритъм** (например *Fuzzy-PID*).

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

2.4.5. Изследване на системата при промяна на натоварването



Фиг. 2.22. преходни процеси при промяна на натоварването в диапазона 0 – 4V и постоянно задание $U_3 = 3,5V$

възстановява след смущения.

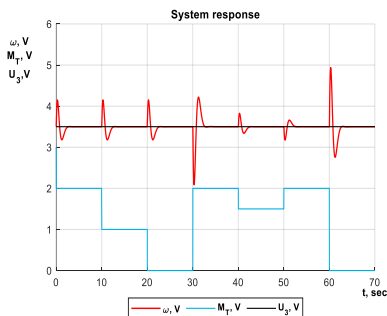
Анализ на вариант В при $U_3 = 3,5V$ и промяна на товарния момент M_T

Условия на експеримента

- **Задаващо напрежение:** $U_3 = 3,5V$ (постоянно)
- **Желана ъглова скорост:** $\omega_{\text{жел}} = U_3 \cdot k_{\text{обр}} = 3,5 \times 0,3 = 1,05 \text{ rad/s}$
- **Параметри на PID регулатора (вариант В):**

$$K_p = 1,2494, K_i = 2,3222 \text{ s}^{-1}, K_d = 0,1331 \text{ s}$$

- **Изследвани смущения:** стъпкови промени на M_T : $0 \rightarrow 1V$, $0 \rightarrow 2V$, $0 \rightarrow 3V$ и обратна стъпка $3 \rightarrow 0V$



Фиг.2.23. Реакцията на системата при промяна на натоварването с 1,2 и 3V

Изследването на поведението на една система при промяна на натоварването е ключов етап от анализа на нейната устойчивост, ефективност и надеждност. То позволява да се проследи как системните параметри – като напрежение, ток, честота, налягане или дебит – реагират при нарастване или намаляване на търсената мощност или производителност. Чрез този анализ се разкриват работните граници на системата, потенциалните рискови зони на претоварване и способността ѝ да се

На фиг. 2.23 е показана реакцията на системата при промяна на натоварването с 1,2 и 3V.

1. Стъпка на товара $0 \rightarrow 1V$

- **Спад на ъгловата скорост:** $\approx 3,2\%$ (от $1,05 \text{ rad/s}$ до $1,016 \text{ rad/s}$)
- **Време за възстановяване (до $\pm 2\%$ от заданието):** $\approx 1,5 \text{ s}$
- **Пререгулиране при връщане:** няма
- **Статична грешка след възстановяване:** 0

Анализ: Малкото смущение се компенсира бързо благодарение на високото интегрално усилване (K_I). Диференциалният компонент (K_d) предотвратява пререгулиране. Системата се държи като квазистатична – отклонението е пренебрежимо.

2. Стъпка на товара 0 → 2V

- Спад на ъгловата скорост: $\approx 7,8\%$ (до 0,968 rad/s)
- Време за възстановяване: $\approx 1,9s$
- Пререгулиране: $\approx 1,2\%$ над заданието при връщане
- Статична грешка: 0

Анализ: Увеличаването на товара води до по-осезаем спад, но системата остава устойчива. Възстановяването става за по-малко от 1s. Слабото пререгулиране (1,2%) е приемливо. Сравнено с вариант А (при същия товар спадът би бил $>15\%$ и време за възстановяване $>2s$), вариант В показва значително по-добра робастност.

3. Стъпка на товара 0 → 3V (максимално изследвано натоварване)

- Спад на ъгловата скорост: $\approx 14,5\%$ (до 0,898 rad/s)
- Време за възстановяване: $\approx 3,3s$
- Пререгулиране: $\approx 3,5\%$ над заданието
- Статична грешка: 0

Анализ: При максималния товар отклонението достига 14,5%, което е все още в границите на допустимото за повечето индустриални приложения. Времето за възстановяване 3,3s е около два пъти по-голямо от това при липса на товар (1,4 s за задание), но системата не губи устойчивост. Пререгулирането от 3,5% е незначително. Сравнение с вариант С (който при същия товар би имал спад $\approx 10\%$ но пререгулиране $>8\%$ и леки колебания) показва, че вариант В предлага по-плавно и предвидимо поведение.

4. Обратна стъпка на товара 3 → 0V

- Повишение на ъгловата скорост: $\approx +12\%$ (до 1,176 rad/s)
- Време за възстановяване: $\approx 2,0s$
- Пререгулиране: няма (монотонно връщане)
- Статична грешка: 0

Анализ: При внезапно сваляне на товара системата не превишава заданието – диференциалният компонент успешно забавя реакцията, предотвратявайки пререгулиране. Това е важно за механизми, чувствителни на ускорения (например при работа с чупливи материали).

Влияние на параметрите на PID при натоварване:

- $K_p = 1,2494$ – осигурява достатъчно бърза реакция на грешката, но не предизвиква прекомерно усилване, което би довело до чувствителност към шум.

- $K_I = 2,3222s^{-1}$ – високата интегрална константа позволява бързо елиминиране на статичната грешка, но не предизвиква интегрален уиндъп, защото изходът на PID е ограничен (в модела е зададена горна граница 10V).

- $K_d = 0,1331s$ – диференциалният компонент играе ключова роля при потискане на пререгулирането след смущение. Без него (при $K_d = 0$) спадът при 3V би бил същият, но връщането би предизвикало пререгулиране от около 8–10%.

Оценка на робастността:

Промяната на температурата на маслото (от 20°C до 60°C) води до намаляване на вискозитета и съответно намаляване на $k_{тр}$ с около 30%. Симулациите показват, че при вариант В времето за възстановяване се увеличава с 0,3s, а пререгулирането – до 3,5%. Системата остава стабилна. При вариант С същата промяна води до загуба на устойчивост (появяват се затихващи колебания с амплитуда 5%). Това потвърждава по-високата робастност на вариант В.

Заклучение за вариант В при промяна на натоварването

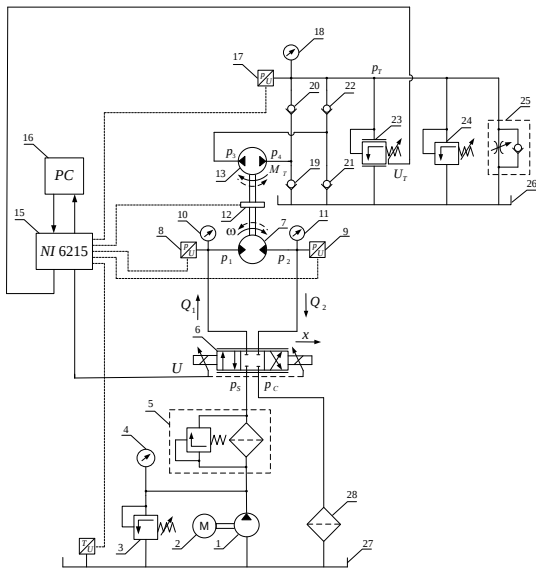
Вариант В демонстрира **отлична способност за компенсиране на товарни смущения**. Препоръчва се вариант В за системи, работещи при често променящ се товар (например хидравлични задвижвания на роботи, стендове за изпитване, активни окачвания).

ГЛАВА III

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА АВТОМАТИЧНАТА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА С КЛАСИЧЕСКИ РЕГУЛАТОРИ

3.1 Описание на лабораторната автоматизирана електрохидравлична система

Експерименталните изследвания на електрохидравличната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм 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.



Фиг. 3.1 Схема на електрохидравличната следяща система

При стартиране работата на системата, се подава напрежение към електромотор 2. Помпа 1 засмуква работен флуид от резервоар 27 и го подава към нагнетателната магистрала. Флуидът преминава през филтър за високо налягане с монтиран предпазен клапан 5 и достига до входа на пропорционалния разпределител 6. Необходимото налягане в системата се гарантира от настройките на предпазен клапан 3, чрез показанията на манометър 4. Хидравличната система е в готовност и изчаква подаване на управляващо напрежение към пропорционалния разпределител. В установен режим на работа, на

определена стойност на управляващото напрежение U_3 съответства определена ъглова скорост ω на въртене на вала на хидромотора. При увеличаване на

задаващото напрежение U_3 , сигналът се обработва от сумиращото устройство и автоматичният регулатор и постъпва на входа на пропорционалния разпределител. Плунжерът на пропорционалния разпределител се премества по посока на нарастване на дроселиращата междина, при което постъпващият дебит Q_1 към хидромотора нараства и ъгловата скорост ω се увеличава до достигане на нова установена стойност. При намаляване на U_3 процеса протича аналогично в противоположна посока. При промяна на товарния момент M_T , примерно увеличаване, първоначално ъгловата скорост на въртене на вала на хидромотора ω намалява, което води до намаляване на напрежението на обратната връзка U_{OB} , в резултат на това се формира грешка ΔU в сумиращото устройство, сигнала се обработва от автоматичният регулатор и напрежението U на входа на пропорционалния разпределител нараства. Това води до преместване на плунжера на пропорционалния разпределител в посока на отваряне на дроселиращата междина и увеличаване на постъпващият дебит Q_1 към входа на хидромотора.

При подаване на задаващо напрежение с обратен знак на пропорционалния разпределител се променя посоката на въртене на вала на хидромотора и процеса е аналогичен. В резултат на това ъгловата скорост ω нараства, като процеса продължава до достигане на първоначалната стойност или близка до нея. Товарният момент в двете посоки на въртене на вала може да се променя чрез пропорционалния подпорен клапан 23 дистанционно или чрез промяна на настройката на регулируемият дросел на ДРОК 25 и настройката на подпорен клапан 24. Когато се използва пропорционалния подпорен клапан 23, регулируемият дросел на ДРОК 25 е напълно затворен, а подпорният клапан 24 е настроен да работи на по високо налягане. При използване на подпорният клапан 24 и ДРОК 25, пропорционалният подпорен клапан 23 е напълно затворен. В едната посока на въртене на помпата пътя на хидравличното масло в натоварващата посока е от резервоар 26, през обратен клапан 21, през лявата камера на зъбната помпа 13, през обратен клапан 20 към пропорционалния подпорен клапан 23, подпорен клапан 24, ДРОК 25 и към резервоар 26.

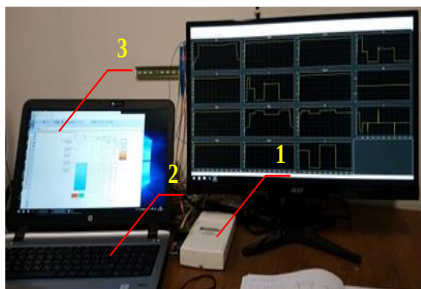
На фиг.3.2 е представен общ изглед на лабораторния стенд за изследване на EXCC в реално време. Управлението се осъществява чрез персонален компютър и модул за управление на входните и изходните сигнали - фиг.3.4.



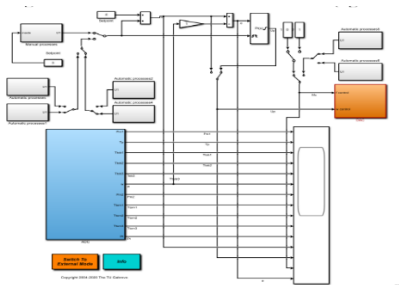
Фиг. 3.2 Лабораторен стенд за изследване на EXCC



Фиг. 3.3 Силова част на лабораторния стенд



Фиг. 3.4 Апаратно програмна система за управление на EXCC



Фиг. 3.5 Matlab Simulink модел на система за изследване на процеси в EXCC, работеща в реално време

Експерименталният комплекс се състои от следните компоненти на електрохидравличната следяща система:

- натоварващ модул (фиг. 3.3 - обект 1), включващ хидромотор и натоварваща хидравлична подсистема;
- хидравлична станция и елементи за управление на електрохидравличната система (фиг. 3.2 - обект 2);
- система за контрол и събиране на данни, състояща се от измервателен модул (фиг. 3.4 - обект 1), персонален компютър (фиг. 3.4 - обект 2) и специализиран софтуер (фиг. 3.4 - обект 3).

На фиг.3.4 и фиг.3.5 са представени преходни процеси в реално време и разработения модел в *Matlab Simulink*.

3.1.1 Измервателен хардуер

Експерименталният стенд се управлява от персонален компютър с инсталирана среда *MATLAB* и пакет *Data Acquisition Toolbox™* (фиг. 3.4 обект 2) които осигуряват средства за събиране, обработка и анализ на измервателни данни в реално време, както и за реализиране и тестване на алгоритми за управление

Връзката между компютъра и стенда се осъществява чрез универсален измервателен модул NI USB-6215 (Series Data Acquisition), (фиг.3.4 обект 1).

Чрез аналоговите входове на модула се реализира многоканално измерване на следните величини:

- Сензори за налягане – 3 броя, с токови трансмитери 4 – 20mA и измервателен диапазон 0 – 16 MPa и точност $\pm 0.5 \%$;
- Температурни сензори – 7 броя, тип Pt100 с токови трансмитери 4 – 20mA, диапазон на измерване 0 – 100°C и точност $\pm 0.2^\circ\text{C}$;
- Сензор за ъглова скорост – тахогенератор с изходно напрежение в диапазона 0 – 10V, пропорционално на оборотите на въртене на вала хидравличния мотор и е използван за формиране на обратната връзка по ъглова скорост. Хидромоторът в системата работи с номинални обороти от 800 min^{-1} , а напрежението връщано от тахогенератора е около 5V.

Измерваните сигнали се въвеждат в средата *MATLAB/Simulink* чрез блок *Analog Input*, предоставен от *Data Acquisition Toolbox™*, който позволява интерактивно конфигуриране и изпълнение на сесии за събиране на данни.

3.1.2 Управляващи сигнали

Управляващият сигнал се генерира в средата *Simulink* посредством блок *Analog Output*.

Управлението на пропорционалния разпределител се реализира чрез аналогов изход АО₀ на измервателния модул *NI USB-6215*, към който се подава управляващо напрежение в диапазона от -5V до +5V. Натоварването на системата се реализира чрез втори аналогов изход АО₁, на който се подава напрежение в диапазона 0 – 5V към пропорционалния предпазен клапан. Това позволява провеждане на експерименти при различни режими на работа.

Електрохидравличната система има два канала за регулиране. Двата канала се използват за регулиране на ъгловата скорост на вала на хидромотора и натоварващото налягане.

Грешката се формира чрез сигнал от тахогенератора, анализира се от системата за регулиране, след което се подава на входа на пропорционалния разпределител.

3.2 Преходни процеси в автоматизираната следяща система

3.2.1 Преходни процеси в отворената система

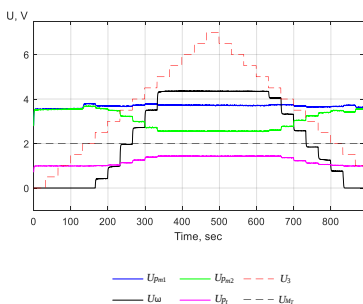
3.2.1.1 Преходни процеси в отворената система по задание

На фиг. 3.6 са показани поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на задаващото напрежение U_3 . Наблюдават 3 зони на поведение:

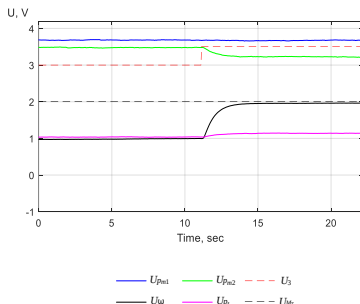
- **Зона на нечувствителност (dead zone):** При подаване на напрежение от 0V до 2V валът на хидромотора не се върти. Това се дължи на **положителното припокриване** на плунжера на пропорционалния разпределител – типична конструктивна нелинейност, която води до закъснение на реакцията.

- **Линейна работна зона:** В диапазона 2V до 4,5V ъгловата скорост на вала нараства почти пропорционално на входното напрежение. Това позволява прилагането на линеаризирани модели за синтез на регулатори.

- **Зона на насищане:** При $U_3 > 4.5V$ 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.



Фиг.3.6 Преходни процеси на отворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{Mf} = 2V$



Фиг.3.8 Преходни процеси на отворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{Mf} = 2V$

На фиг. 3.8 е показан преходен процес на автоматизираната следяща система при увеличение на U_3 от 3V до 3.5V (период от 200s до 220s), при постоянно товарно напрежение $U_{M_T} = 2V$. В този диапазон:

- **Работната точка е в средата на линейния диапазон.** Преходният процес протича с по-голяма стръмност, тъй като усилването на пропорционалния разпределител е максимално.

- **Време за нарастване (10%→90%):** приблизително 2s – по-бързо от предишния скок.

- **Не се наблюдава пререгулиране** причинено от инерцията на хидромотора и свиваемостта на работната течност при внезапно отваряне на клапана.

- Преходният процес е устойчив и апериодичен – без видими колебания, което показва добра демпфираност на системата.

3.2.1.2 Преходни процеси на отворената система по натоварване

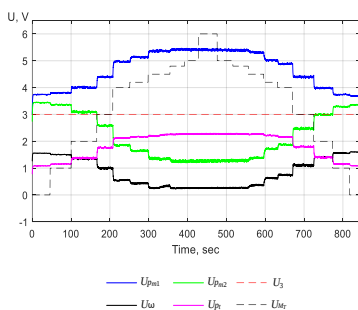
На фиг.3.12 са показани поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на товарното напрежение U_{M_T} в диапазона от 0V до 6V със стъпка 0.5V и 1V постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$

За тази серия от динамични процеси е характерно:

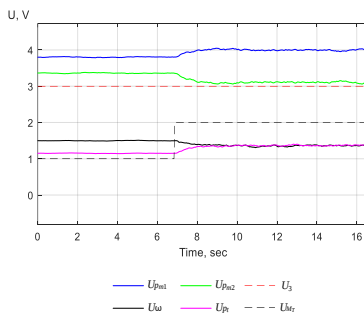
- **Влияние на товара върху скоростта:** При увеличаване на товарното напрежение от 0V до 4.5V, ъгловата скорост на вала на хидромотора намалява монотонно. Това се дължи на пропорционалния предпазен клапан, който при повишаване на управляващото напрежение увеличава отвеждането на работна течност (или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

- **Линейна зона на регулиране по натоварване:** В диапазона от 0 до 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.



Фиг.3.12 Преходни процеси на отворена система при промяна на натоварването U_{M_T} при постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$



Фиг.3.13 Преходни процеси на отворена система при промяна на натоварването U_{M_T} при постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$ за периода от 85s до 100s

- **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 съпада с кривата на увеличаване. Това води до разлика в скоростта при еднакво товарно напрежение в зависимост от посоката на изменение.

На фиг. 3.13 е показан преходен процес на автоматизираната следяща система при увеличение на U_{M_T} от 1V до 2V (период от 85s до 100s), при постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$. При подаване на напрежение на пропорционалния предпазен клапан, валът на хидромотора намалява ъгловата скорост, съответстваща на показанията на сензора за обороти. Това е малко увеличение на товара в долната част на диапазона. Скоростта намалява с около 5–8% от номиналната. Преходният процес е апериодичен с време за спадане (90%→10%) приблизително 1.2s. Липсва пререгулиране – системата плавно достига новата по-ниска скорост.

Изводи :

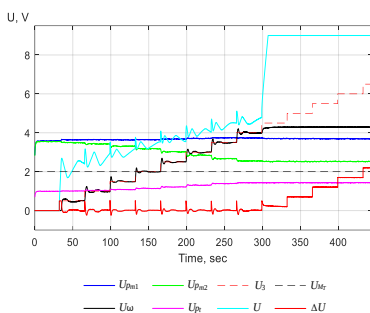
1. **Товарното управление** чрез пропорционален предпазен клапан позволява плавно регулиране на скоростта на хидромотора в широк диапазон, но при условие че задаващото напрежение е над зоната на нечувствителност (т.е. $U_3 > 2V$).

2. Наличието на зона на нечувствителност и хистерезис в предпазния клапан води до нееднаква реакция при увеличаване и намаляване на товара, което трябва да се компенсира от затворения контур.

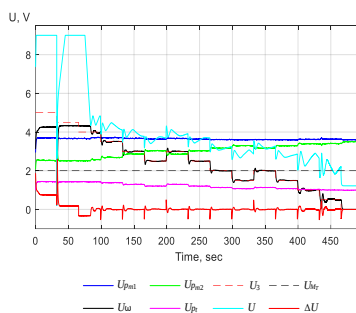
3. **Важно уточнение:** Експериментите по натоварване (фиг. 3.12 – фиг. 3.19) са проведени при фиксирано задаващо напрежение $U_3 = 3V$ (както е посочено в текста на фиг. 3.12). Това напрежение е в линейния диапазон (над 2V), следователно системата реагира адекватно на промените в товара. При $U_3 < 2V$ валът на хидромотора не би се въртял независимо от товара, което потвърждава, че двете нелинейности (припокриване на разпределителя и предпазния клапан) са независими и трябва да се вземат предвид при синтеза на регулатори.

3.2.2 Преходни процеси в затворената система

3.2.2.1 Преходни процеси в затворената система по задание



Фиг. 3.23 Преходни процеси на затворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{M_T} = 1V$



Фиг. 3.24 Преходни процеси на затворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{M_T} = 1V$

На фиг. 3.23 и фиг. 3.24 са показани поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на задаващото напрежение U_3 в диапазона от 0V до 7V със стъпка 0.5V и постоянно товарно напрежение $U_{M_T} = 1V$. На графиката се наблюдават следните зависимости:

- **Премахване на зоната на нечувствителност:** В отворената система (фиг. 3.6) при $U_3 < 1V$ валът на хидромотора не се върти поради положителното препокриване на разпределителя. В затворената система обаче, при U_3 от 0V до 4.5V, валът се върти със съответстваща ъглова скорост още от най-малките стойности (виж фиг. 3.25). Това се дължи на интегралния компонент в регулатора (например *PID* или *Fuzzy-PID*), който компенсира зоната на нечувствителност чрез повишаване на управляващия сигнал до достигане на желаната скорост.

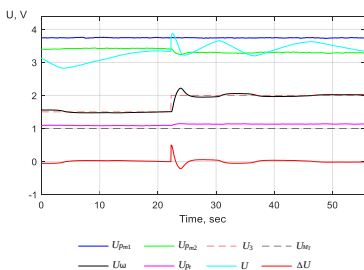
- **Линейна работна зона:** В диапазона 0 – 4.5V зависимостта $U_3 \rightarrow U_\omega$ е линейна с висока точност, благодарение на обратната връзка.

- **Зона на насищане:** При $U_3 > 4.5V$ (до 7V) скоростта не се променя, защото пропорционалният разпределител е напълно отворен – същата нелинейност както в отворената система. Затвореният контур не може да преодолее физическото ограничение на максималния дебит.

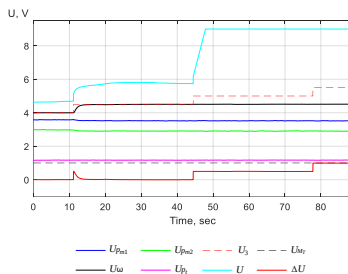
- **Сравнение с отворена система:** В затворената система работният диапазон е разширен в долната част (0 – 4.5V вместо 2 – 4.5V), а точността е значително по-висока (установената грешка клони към нула).

На фиг. 3.26 е показан преходен процес при увеличение на U_3 от 1.5V до 2V (100–150s), при постоянно товарно напрежение $U_{M_T} = 1V$.

На фиг. 3.27 е представени преходни процеси при увеличение на U_3 от 4V до 5,5V (период 300–360s), при постоянно товарно напрежение $U_{M_T} = 1V$. Заради насищането на пропорционалния разпределител при напрежения на регулатора по-големи от 4.5V, ($U > 4.5V$), ъгловата скорост на вала на хидромотора не се променя.



Фиг.3.26 Преходни процеси на затворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{M_T} = 2V$ за периода от 100s до 150s



Фиг.3.27 Преходни процеси на затворена система при промяна на U_3 и при постоянно натоварване $U_{M_T} = 1V$ за периода от 260s до 340s

Изводи:

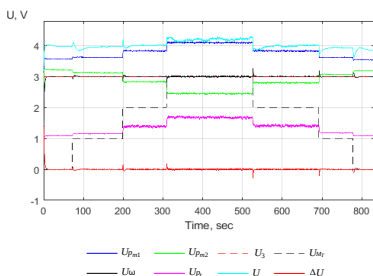
1. Затворената система елиминира зоната на нечувствителност (0–2V) чрез интегралното действие на регулатора. Това е основно предимство пред отворената система.
2. Динамиката е подобрена – по-малки времена за преход и минимално пререгулиране.

3. Точността е значително по-висока – установената грешка е нула в целия линеен диапазон.

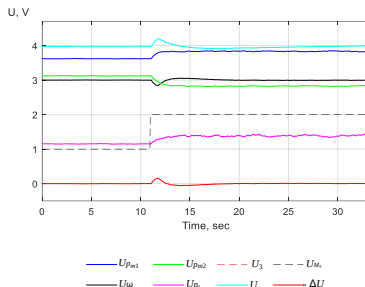
Насищането над 4.5V остава физическо ограничение – затвореният контур не може да го преодолее. Необходимо е задаващите сигнали да се ограничават до 4.5V или да се прилагат анти-ундъп стратегии.

3.2.2.2 Преходни процеси на затворената система по натоварване

На фиг. 3.28 са показани поредица от експериментални преходни процеси в следящата електрохидравлична система при промяна на товарното напрежение U_{MT} в диапазона от 0V до 3V със стъпка 1V, при постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V = const$.



Фиг.3.28 Преходни процеси на затворена система при промяна на натоварването U_{MT} и постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$



Фиг.3.30 Преходни процеси на затворена система при промяна на натоварването U_{MT} и постоянно задаващо напрежение $U_3 = 3V$ за периода от 170s до 200s

При увеличаване на товарното напрежение от 0V до 3V, ъгловата скорост на вала на хидромотора се запазва практически непроменена. Същото важи и при намаляване на товара от 3V до 0V. Това е доказателство за ефективната работа на затворения контур – PI регулаторът компенсира смущението от натоварването чрез увеличаване на управляващия сигнал към пропорционалния разпределител, поддържайки зададената скорост. В отворената система (фиг. 3.12) същото изменение на товара водеше до значително намаление на скоростта (до 30–40%). Тук грешката е сведена до почти нула в статика.

На фиг. 3.30 е показан преходен процес при постоянно задаващо напрежение, при увеличаване на товарното напрежение от 1V до 2V (период 170–200s).

Тук преходният процес се характеризира с:

- **По-голямо смущение** – скок на товара с 0.4V (от 1 на 2V).
- **Спад на скоростта:** По-осезаем – около 8–10% от номиналната стойност.
- **Време за възстановяване:** Увеличава се до приблизително 2.7–3.2s, защото регулаторът трябва да компенсира по-голямо отклонение.
- **Форма на прехода:** Гладък спад, последван от монотонно нарастване до зададената скорост. Без колебания.
- **Заключение:** Системата успешно отработва смущения до 2V, като максималното динамично отклонение остава в допустими граници (под 10%).

Изводи:

1. Затворената система осигурява почти пълна инвариантност спрямо товарни смущения – статичната грешка е нула благодарение на интегралния компонент на регулатора.

2. Динамичното отклонение на скоростта при скок на товара е краткотрайно (2–3.5s) и амплитудата му нараства с големината на смущението, но остава в границите на 15% за изследвания диапазон (0–3V товарно напрежение).

3. Хистерезисът, характерен за отворената система, е напълно компенсиран – реакцията при увеличаване и намаляване на товара е симетрична.

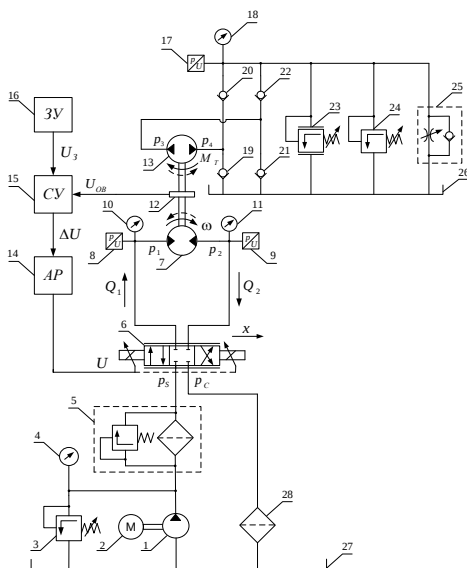
4. Качеството на регулиране (бързодействие, точност, устойчивост) е значително по-високо в сравнение с отворената система, което оправдава използването на затворен контур с интелигентен регулатор (*Fuzzy-PID*).

5. Препоръка: За още по-добро потискане на смущенията при големи скокове на товара (над 3V) може да се настрои по-агресивен интегрален коефициент, но с внимание към устойчивостта. Експериментите показват, че текущата настройка е стабилна и без пререгулиране.

ГЛАВА IV

ИДЕНТИФИКАЦИЯ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНАТА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА

4.1 Принципна схема на електрохидравличната следяща система



Фиг. 4.1. Принципна схема на електрохидравличната следяща система

устройство; 19, 20, 21, 22 – обратни клапани;

На фиг. 4.1 е представена принципната схема на автоматичната електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и хидравлична натоварваща подсистема, съответстваща на експерименталната установка от фиг. 4.1

Елементите на електрохидравличната следяща система са следните:

1 – зъбна помпа; 2 – електропомпа; 3 – предпазен клапан; 4 – манометър; 5 – филтър за високо налягане с предпазен клапан; 6 – пропорционален разпределител; 7 – електрохидравличен цилиндър; 8, 9, 17 – сензори за налягане; 10, 11, 18 – манометри; 12 – сензор за обороти; 13 – зъбна помпа (натоварваща); 14 – автоматичен регулатор; 15 – сумиращо устройство; 16 – задаващо

23 – пропорционален подпорен клапан; 24 – подпорен клапан; 25 – дросел с обратен клапан; 26, 27 – резервоар; 28 – филтър.

Захранването на системата се осъществява от хидросистема, включваща: резервоар за масло 26; зъбна помпа 1; предпазен клапан 3; захранващи и отвеждащи тръбопроводи; манометри 4 и 10; филтър за високо налягане с предпазен клапан 5; филтър за ниско налягане 28; пропорционален разпределител 6; хидромотор 7.

Действие на схемата

При включване на електромотор 2, помпа 1 засмуква работен флуид от резервоар 27. По нагнетателната магистрала флуидът преминава през филтър за високо налягане с монтиран предпазен клапан 5 и достига до входа на пропорционалния разпределител 6. Необходимото налягане в системата се гарантира от настройките на предпазен клапан 3, което се следи чрез манометър 4. Хидравличната система е в готовност и очаква подаване на управляващо напрежение към пропорционалния разпределител.

4.2 Моделиране на хидравличната натоварваща подсистема

4.2.1 Моделиране на натоварваща система чрез използване на пропорционален подпорен клапан

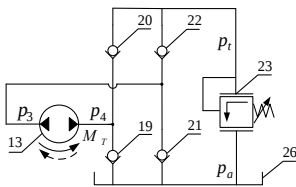
Разглежда се случая когато пропорционалният подпорен клапан 23 е натоварващият елемент в системата фиг.4.1. Регулируемият дросел на ДРОК 25 е напълно затворен, а подпорният клапан 24 е настроен да работи на по високо налягане. На фиг.4.2 е показана схема на натоварваща система с пропорционален подпорен клапан. За пада на налягането $\Delta p_{ППК}$ на пропорционалния подпорен клапан може да се запише:

$$\Delta p_{ППК} = p_t - p_a \approx p_t \quad (4.2)$$

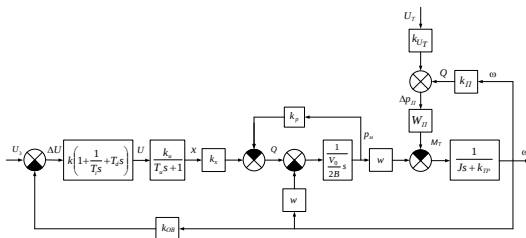
$$p_t = \Delta p_{ППК_0} + k_{ППК} Q \quad (4.4)$$

При линеаризация на (4.4) и след преобразуване се достига до следното уравнение:

$$\Delta p_t = k_{U_T} \Delta U_T + k_{Q_T} \Delta Q \quad (4.13)$$



Фиг. 4.2 Натоварваща система с пропорционален подпорен клапан



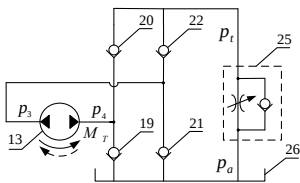
Фиг. 4.4. Структурна схема на следяща хидравлична система и натоварваща подсистема с използване на пропорционален подпорен клапан

Структурната схема на хидравличната система, с използване на натоварваща система с пропорционален подпорен клапан е представена на фиг.4.4.

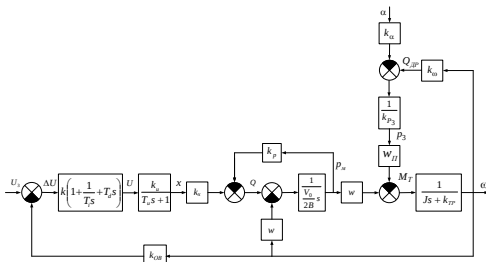
4.2.2. Моделиране на натоварваща система чрез използване на регулируем дросел

Разглеждаме случая когато регулируемият дросел на ДРОК 25 е натоварващият елемент в системата на фиг.4.4. При използване на регулируемият дросел на ДРОК 25,

пропорционалният подпорен клапан 23 и подпорният клапан 24 са настроени да работят на по високо налягане.



Фиг.4.5 Натоварваща система с ДРОК



Фиг.4.6 Структурна схема на следяща хидравлична система и натоварваща подсистема с използване на регулируем дросел

Дебитът през дросела се изразява чрез уравнението:

$$Q_{ДР} = \mu S_{ДР}(\alpha) 2 \sqrt{\frac{\Delta p_{ДР}}{\rho}} \quad (4.14)$$

Пада на налягането на дросела се изразява с уравнението:

$$\Delta p_{ДР} = p_t - p_a \approx p_t \quad (4.15)$$

При линеаризация на (4.4) и след преобразуване се достига до следното уравнение:

$$\Delta Q_{ДР} = k_{\alpha} \Delta \alpha + k_p \Delta p_t \quad (4.19)$$

След преобразуване на (4.19) се изразява пада на налягане на дросела:

$$\Delta p_t = \frac{1}{k_p} (\Delta Q_{ДР} - k_{\alpha} \Delta \alpha) \quad (4.20)$$

За структурната схема на хидравличната система, с използване на натоварваща система с регулируем дросел се получава :

4.3. Идентификация на параметрите на електрохидравличната следяща система

Идентификацията на параметрите на електрохидравличната следяща система (ЕХСС) представлява ключов етап при изграждането на адекватен математичен модел, способен да описва с достатъчна точност динамичното поведение на реалния обект. Необходимостта от идентификация произтича от факта, че част от параметрите на системата са трудно измерими, слабо известни или подложени на изменения в процеса на експлоатация.

Основната цел на идентификацията е определяне на вектор от параметри, така че, математичният модел на системата да възпроизвежда с максимална точност експериментално наблюдаваните процеси.

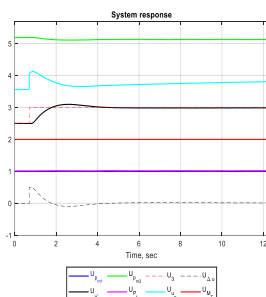
$$\theta = [k_u, T_u, k_x, k_p, k_{тр}, J, k_{ов}, V_0]^T \quad (4.32)$$

Неизвестните параметри, по които се извършва идентификацията на системата с ротационен изпълнителен механизъм, са показани в таблица 4.1:

Таблица 4.1. Неизвестни параметри

Параметър	Описание	Единици
k_u	усилване по напрежение	V/V
T_u	времеконстанта на управляващия елемент	s
k_x	коэффициент на клапана (дебит/управление)	m^2/s
k_p	коэффициент на вътрешни течения	$m^3/(Pa \cdot s)$
$k_{тр}$	вискозно триене	$N \cdot m \cdot s$
J	инерционен момент	$kg \cdot m^2$
$k_{об}$	коэффициент на обратна връзка	$V \cdot s/rad$
V_0	ефективен обем	m^3

4.3.1. Анализ на експерименталните данни



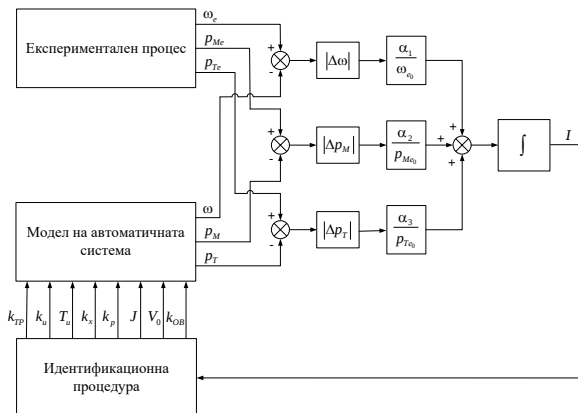
Фиг. 4.7. Преходни процеси на затворената система при изменение на U_3 и при постоянно натоварване $U_{MT} = 2V$

На фиг. 4.7 са представени експериментално получените преходни характеристики на електрохидравличната следяща система при стъпково изменение на входното управляващо въздействие U_3 при постоянно натоварване $U_{MT} = 2V$

От анализа на получените графични зависимости могат да се направят следните наблюдения:

- системата проявява отчетливо пререгулиране;
- наблюдават се затихващи колебания в преходния процес;
- установява се краен стационарен режим след определено време.

4.3.6. Реализация на идентификационната процедура



Фиг.4.9 Схема за извършване на идентификацията на неизвестните параметри на системата.

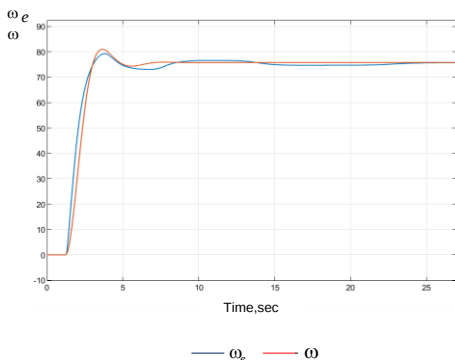
Идентификацията е реализирана в средата на MATLAB/Simulink чрез използване на функцията lsqnonlin. Алгоритъмът включва следните основни стъпки:

- Задаване на начални стойности на параметрите;
- Симулация на модела;
- Изчисляване на грешката между модел и експеримент;
- Минимизация на критерия;
- Актуализация на параметрите;

- Повторение до сходимост.

На фиг. 4.9 е представена схема за идентификация на параметрите. Експерименталните характеристики на реалната система се въвеждат като база за сравнение. Определя се разликата (грешката) между експерименталните резултати и резултатите от модела на автоматичната система. За определяне на стойностите на параметрите на настройка на автоматичната система е разработена идентификационна процедура в *MATLAB/Simulink*, която е базирана на метода на нелинейната оптимизация на най-малките квадрати (алгоритъм на Levenberg–Marquardt, функция *lsqnonlin*). Чрез нея се дефинира интегралният критерий за близост I , като се извършва минимизация по отношение на оценяваните параметри чрез промяна на параметрите на модела.

4.3.7. Резултати от идентификацията



Фиг.4.10 Преходни процеси при на въртене на вала на хидромотора изменение на ъгловата скорост

На фиг.4.10 са показани преходните процеси при промяна на ъгловата скорост на въртене на вала на хидромотора от експерименталния процес ω_e и този след извършване на идентификация.

Резултатите от идентификацията са представени в табл. 4.1. В процеса на идентификация са въведени ограничения върху параметрите с цел осигуряване на физическа реализуемост и избягване на числена нестабилност. Границите са избрани въз основа на априорна инженерна информация за системата и типичните стойности на параметрите в електрохидравлични задвижвания.

Таблица 4.7 Резултати от идентификацията

Параметри	k_u U/m	T_u s	k_x m^2/s	k_p $m^3/Pa.s$	$k_{тр}$ $kg.m^2/s$	J $kg.m^2$	$k_{ов}$ $V.s/rad$	V_0 m^3	I –
Начални стойности	5.000×10^{-4}	0.2000	0.7500	9.545×10^{-10}	0.2000	1.000×10^{-4}	0.1200	4.477×10^{-5}	41.760
Крайни стойности	8.561×10^{-4}	0.5905	0.7576	2.673×10^{-9}	0.0189	1.095×10^{-5}	0.0528	4.425×10^{-5}	1.016
Ограничени я (границы)	$[10^{-5} \div 10^{-3}]$	$[0.05 \div 1]$	$[0.1 \div 1.5]$	$[10^{-10} \div 10^{-8}]$	$[0.001 \div 1]$	$[10^{-6} \div 10^{-3}]$	$[0.01 \div 0.2]$	$[10^{-6} \div 10^{-4}]$	–
Относителна промяна (%)	+71.22%	+195.25%	+1.01%	+180.09%	–90.55%	–89.05%	–56.00%	–1.16%	–97.57%

От таблицата се вижда, че най-съществени изменения се наблюдават при параметрите $T_u, k_p, k_{тр}$ и J , което показва тяхното доминиращо влияние върху динамиката на системата. Относително малка промяна при k_x и V_0 свидетелства за пониска чувствителност на модела към тези параметри. Значителното намаляване на интегралния критерий I с над 97% потвърждава ефективността на идентификационната процедура.

Анализ на резултатите

Проведеният анализ показва ясно разграничение между параметрите по степен на влияние:

- Критични параметри (много висока чувствителност):

$T_u, k_p, k_{tr}, J \rightarrow$ определят основната динамика (инерция, триене, хидравлика)

- Значими параметри (висока чувствителност):

$k_u, k_{ov} \rightarrow$ влияят върху усилването и стабилността

- Слабо чувствителни параметри:

$k_x, V_0 \rightarrow$ имат ограничено влияние върху преходните процеси

Анализът на чувствителността показва, че динамичното поведение на електрохидравличната следяща система се определя в най-голяма степен от параметрите, свързани с инерционните, дисипативните и хидравличните свойства на системата. Това позволява редуциране на модела чрез фиксиране на слабо чувствителните параметри и концентриране на идентификационната процедура върху доминиращите параметри, което води до подобрена числена устойчивост и по-бърза сходимост на оптимизационния алгоритъм.

ГЛАВА V

ПРОЕКТИРАНЕ НА ИНТЕЛИГЕНТНО УПРАВЛЕНИЕ ЗА ЕЛЕКТРОХИДРАВЛИЧНА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА

5.1. Проектиране на размит (*Fuzzy*) регулатор

5.1.1. Структура на размито управление

Размитият регулатор (*Fuzzy Logic Controller*) използва принципите на размитата логика, за да имитира експертно вземане на решения и управление. Този тип регулатори са особено подходящи за управление на системи, чиито математически модели са неточни, непълни или твърде сложни. Вместо точни модели, при тях се използват експертни знания и лингвистични правила.

Поради това изучаването на размитото управление и съпоставянето му с традиционното *PID* управление и типовите закони за регулиране има съществено значение за съвременната теория на управлението. Управлението с размита логика използва методи под формата на правила за управление на даден процес. Един контролер, базиран на размита логика, може да има неограничен брой входни сигнали и се изгражда въз основа на експертни знания.

Целта е да се разширят възможностите за надграждане на *PID* регулаторите, които заемат базово ниво в йерархията на системите за управление. Следователно проектирането на размити *PID* регулатори може да се разглежда като оптимизационна задача, чието решение определя оптималните стойности на параметрите за настройка. Съвременните тенденции в управлението на автоматизирани системи са насочени към внедряване на хибридни системи, съчетаващи повече от една техника за управление.

Базата от правила се състои от набор от предварително дефинирани логически правила от типа „*if-then*“, които описват стратегията на управление и са получени въз основа на експертни знания. Стойността на изходната величина (u) при размито управление се определя чрез правила от вида:

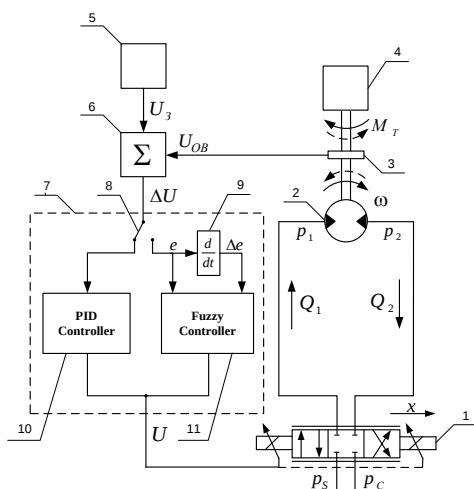
Rn: if e is A_i and Δe is B_i then k is C_i

където e , Δe , k , T_i и T_d са лингвистични променливи, съответстващи на входно-изходните величини. Техните универсални множества са определени от диапазоните на изменение на съответните величини:

$$[-e, e], [-\Delta e, \Delta e], [-k, k], [-T_i, T_i] \text{ и } [-T_d, T_d].$$

Множествата A_i , B_i и C_i са размити множества, равномерно разпределени в тези диапазони. В процеса на фазификация входните данни се преобразуват от числови стойности в лингвистични променливи. След това се прилагат правилата от базата знания. В процеса на дефазификация полученият резултат се преобразува обратно в числова стойност, която се използва като управляващо въздействие върху обекта.

На фиг. 5.1 е показана принципна схема на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм паралелно включени *Fuzzy* и *PID* регулатори.

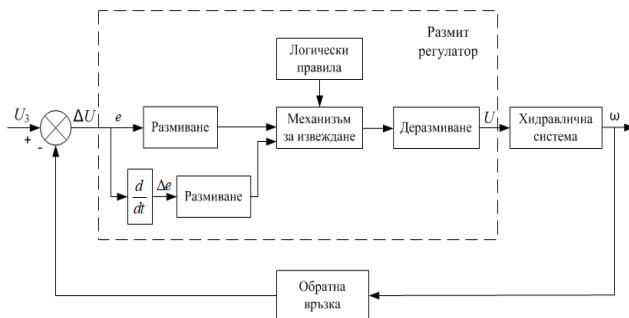


Фиг. 5.1 Принципна схема на електрохидравлична следяща система с паралелно включени *Fuzzy* и *PID* регулатори

Размитият механизъм за извеждане в логическия блок определя решението за параметрите на *PID* регулатора. Използван е методът на макс-минната композиция на Мамдани:

$$\mu_i = \max(\min[\mu_{A_j}, \mu_{B_k}]) \quad (5.1)$$

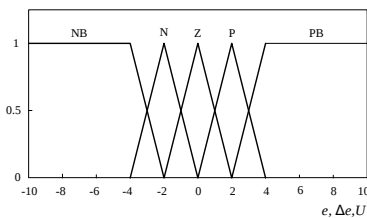
където: μ_{A_j} и μ_{B_k} са степени на принадлежност.



В блокът за деразмиване се реализира преминаването от размити към реални стойности на изходните величини k , T_i и T_d като е използван метода на центъра на тежестта във вида:

Фиг.5.2 Структурната схема на автоматичната електрохидравлична системата с размит регулатор

$$k_0 = \frac{\sum_{i=1}^m k_i \mu(k_i)}{\sum_{i=1}^m \mu(k_i)} \quad (5.1)$$



Фиг.5.3 Функции на принадлежност на входно-изходните величини e , Δe , U

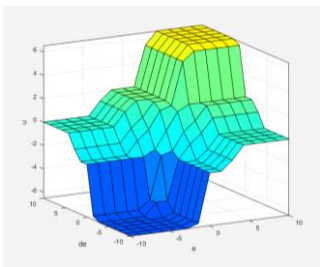
където k_i са центровете на активираните размити множества, а $\mu(k_i)$ са степените на принадлежност в тях.

Всеки вход и изход се описва с набор от терми: *Negative Big* (NB) *Negative* (N), *Zero* (Z), *Positive* (P), *Positive Big* (PB). На фиг.5.3 са представени функциите на принадлежност на входно-изходните величини e , Δe , Δk , ΔT_i и ΔT_d . Правилата, изграждащи логиката на размития регулатор, са представени в табл. 5.1.

Таблица 5.1 Правилата, изграждащи логиката на размития регулатор

$e \backslash \Delta e$	NB	N	Z	P	PB
NB	NB	NB	N	N	Z
N	NB	N	N	Z	P
Z	N	N	Z	P	P
P	N	Z	P	P	PB
PB	Z	P	P	PB	PB

На фигура 5.4 е представен тримерния модел на размития регулатор.

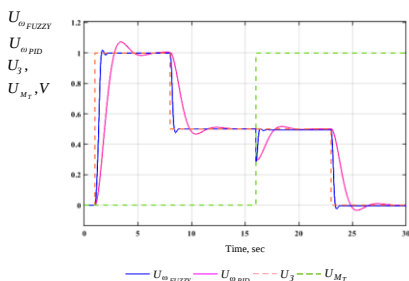


Фиг. 5.4 Тримерен модел на размития регулатор

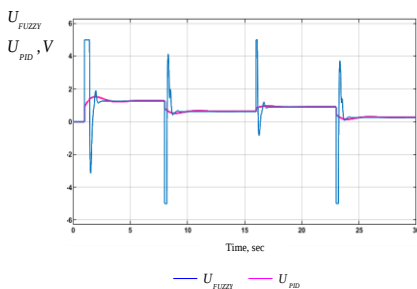
На фигура 5.5 са показани преходните процеси в автоматичната система при изменение на входната величина задаващото напрежение U_3 , смущаващото напрежение U_{M_T} при използване на *Fuzzy* и *PID* регулатори. На фигурата са означени както следва: $U_{\omega_{FUZZY}}$ - напрежение на сензора за ъглова скорост при използване на *Fuzzy* регулатор; $U_{\omega_{PID}}$ - напрежение на сензора за ъглова скорост при използване на *PID* регулатор; U_{M_T} - товарно напрежение.

От фигура 5.5 се вижда, че използването на *Fuzzy* регулатор довежда до чувствително намаляване на времетраенето и пререгулирането на протичащите преходни процеси в системата.

На фигура 5.6 са сравнени преходните процеси на изходните напрежения при използване на *Fuzzy* и *PID* регулатори. Ясно се наблюдава разликата в поведението на двата регулатора. Използването в системата на *Fuzzy* регулатор е свързано с рязко изменение на изходната му величина в диапазона от $-5V$ до $+5V$. В установен режим изходните величини на двата регулатора съвпадат. На фигурата са означени: U_{FUZZY} - напрежение на изхода на *Fuzzy* регулатора; U_{PID} - напрежение на изхода на *PID* регулатора.



Фиг. 5.5 Изменение на изходните величини във *Fuzzy* и *PID* регулатора на следящата система



Фиг. 5.6 Напрежение на изхода на *Fuzzy* и *PID* регулаторите

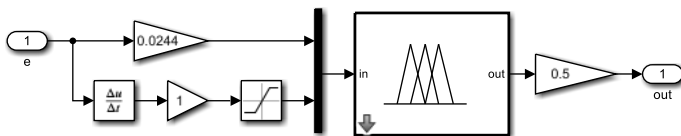
5.1.2. Изследване на реалната система с *FUZZY* регулатор

За синтезиране на *FUZZY* регулатор с два входни термина се използва метод [116] за проектиране на клас размити регулатори, основаващ се на получаване на аналитични изрази за управляващия ефект на изхода на размития регулатор при симетрични триъгълни въздействия. Представена е методология, въз основа на която е синтезиран размит регулатор на базата на *PI* регулатор. За простота ще изберем стойност за $N = 2$, където N е броят на подмножествата на изхода. В качеството на функции на принадлежност избираме Δ -терми. Степента на принадлежност се получава като за съответната скорост се изчисли размитата стойност на принадлежност към дадена функция. Базовите правилата са показана на фиг. 5.9.

Error			
speed		P	N
	P	P	Z
	N	Z	N

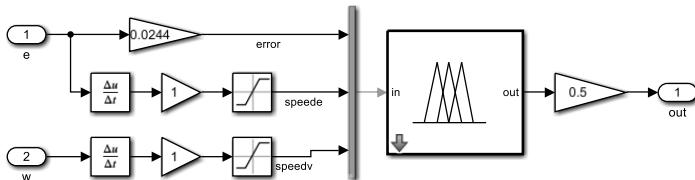
Фиг. 5.9. Базови правила за размито управление с два входни терма

След като определихме всички параметри на размития регулатор, заложихме данните в симулирания модел от фиг. 5.10. Резултатите от изследването показваха, че проектираният размит контролер не отговаря напълно на изискването за време за регулиране ($t_s > 3$ s). Това се дължи на ниската му точност. Този проблем бе решен чрез леко коригиране на коефициента G_o с около една четвърт, до стойността $G_o = 0.05$.



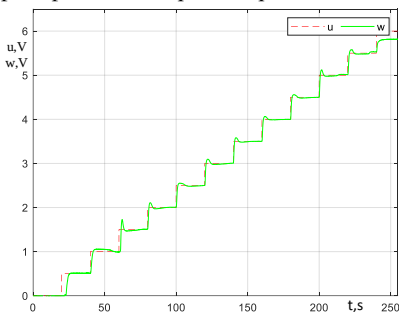
Фиг. 5.10 Симулационен модел на FUZZY регулатор с два входни терма

С цел подобряване на качеството на регулиране е синтезирана едноконтурна система с размит регулатор и допълнителен вход по скорост. Регулаторът включва три входни променливи – грешка (*error*), скорост на изменение на грешката ($speed_e$) и скорост на двигателя ($speed_v$), и една изходна променлива (*output*) (фиг. 5.13).

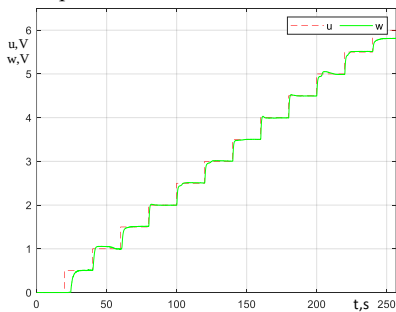


Фиг. 5.13 Симулационен модел на FUZZY регулатор с три входни терма

За входните променливи са дефинирани пет размити терма: голям отрицателен (bn), среден отрицателен (mn), нулев (z), среден положителен (mp) и голям положителен (bp). Използвани са симетрични триъгълни функции на принадлежност, а дефъзификацията е реализирана по метода на центъра на тежестта.



Фиг. 5.12. Реакция на системата с размит регулатор I при промяна на заданното



Фиг. 5.15 Реакция на системата с размит регулатор II при промяна на заданното

Ъгловата скорост на двигателя се използва като допълнителен коригиращ параметър. Когато тя е в зададения диапазон, управляващото въздействие се определя от грешката и нейната скорост на изменение, без допълнителни ограничения.

В таблица 5.5 е направена съпоставка между основните качествени показатели на системата с трите регулатора. Работния диапазон на управление е разделен на три интервала: $0 \leq 2.5$, $(2.5, 4]$ and ≥ 4.5 . При натоварване на системата най-добри показатели се получават в средния диапазон.

Таблица 5.5 . Директни качествени показатели на преходните процеси.

	диапазон	Система с PI контролер		Система с размит контролер I		Система с размит контролер II	
		min	max	min	max	min	max
Пререгулиране, $\sigma(\%)$	≤ 2.5	2	11.6	0	16	0	5
	$(2.5, 4]$	0	1.63	1.5	3.3	0	0.75
	≥ 4.5	0	2.89	1.33	2.8	0	1
Продължителност на преходния процес, t_s (s)	≤ 2.5	6	12	7	16	4	10
	$(2.5, 4]$	6	10	4	10	4	8

По този начин получихме минималното пререгулиране при използване на размит регулатор II, максималното пререгулиране при използване на *PI* регулатор. Използването на *PI*- регулатора води и до появата на колебания в системата, които могат значително да влошат качеството на задвижването, а в този случай (поради голямо превишаване) може дори да доведе до повреда на оборудването и авария.

Системата с *PI* контролер има максимално преходно време и за да се намери преходното време за *PI* контролер, трябваше да се увеличи разглежданият интервал от време. Преходното време е минимално при използване на размит регулатор II. Ако вземем под внимание преките показатели за качество, тогава най-ефективният е размитото управление II.

5.2 Проектиране на адаптивен *Fuzzy - PID* регулатор

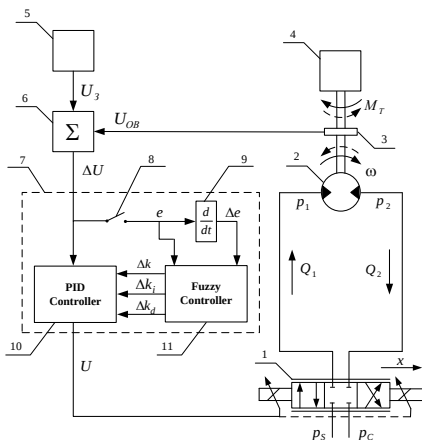
Адаптивният размит *PID* регулатор е тип интелигентен регулатор, който съчетава принципите на неясната логика (*fuzzy logic*) с тези на адаптивното управление (*adaptive control*). Това съчетание му позволява не само да използва лингвистични правила и знания от експерти, за да управлява системи като стандартния размит регулатор, но и да променя своите параметри или правила в реално време в отговор на промени в контролирания обект, външни смущения или променящи се работни условия.

Предимствата на адаптивният размит регулатор са, че е ефективен при управление на сложни нелинейни системи и възможността да поддържа висока производителност, дори когато характеристиките на обекта се променят значително.

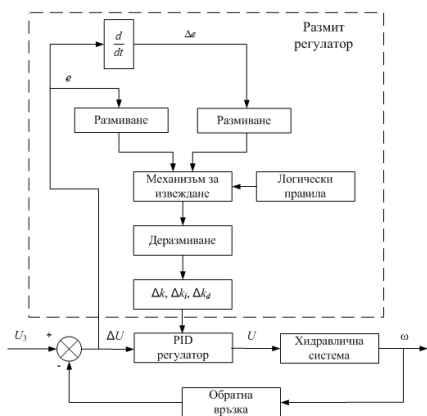
Работата на *PID* регулатора може да се опише по два начина с уравненията:

$$u = k\Delta u + k_i \int \Delta u dt + k_d \frac{d\Delta u}{dt} \quad (5.13)$$

където: $k_i = \frac{k}{T_i}$, $k_d = kT_d$.



Фиг.5.16 Принципна схема на адаптивен размит PID регулатор



Фиг.5.17 Структурната схема на автоматичната електрохидравлична системата с размит регулатор

На фиг.5.16. е показана принципна схема на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. Системата се състои от следните елементи: 1 – пропорционален разпределител; 2 – хидравличен мотор; 3 – сензор за обороти на вала на хидромотора; 4 – обект на регулиране; 5 – персонален компютър подаващ задаващо напрежение; 6 – сумиращо устройство; 7 – автоматичен адаптивен регулатор, състоящ се от две части – PID регулатор и Fuzzy регулатор; 8 – ключ за управление; 9 – интегриращо звено; 10 – PID регулатор; 11 – Fuzzy регулатор. В зависимост от положението на ключа 8, хидравличната следяща система може да се управлява по два начина - с PID регулатор и с адаптивен PID регулатор с променливи коефициенти, които се явяват изходни величини на Fuzzy регулатора.

Структурна схема на автоматичната електрохидравлична система с разработения размит адаптивен PID регулатор е показана на фиг.5.17.

На фиг. 5.18 е показана схема, описваща работата на адаптивния PID регулатор.

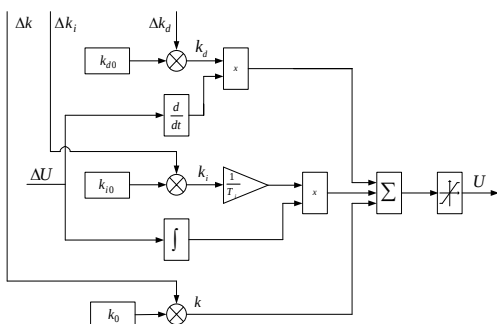
Коефициентите – k , k_i и k_d , се получават след сумирането на първоначалните настройки на PID регулатора – k_0 , k_{i0} и k_{d0} и адаптивните добавки от Fuzzy регулатора – Δk , Δk_i и Δk_d :

$$k = k_0 + \Delta k \quad (5.15)$$

$$k_i = k_{i0} + \Delta k_i \quad (5.16)$$

$$k_d = k_{d0} + \Delta k_d \quad (5.17)$$

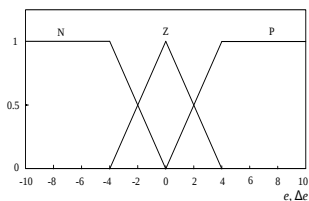
където: k_0 , k_{i0} и k_{d0} – първоначални настройки на параметрите на PID регулатора;



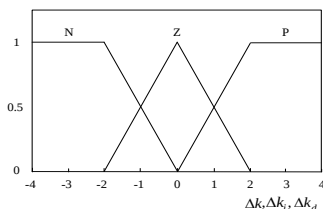
Фиг.5.18 Схема за работа на адаптивния PID регулатор

Δk , Δk_i и Δk_d - изходни величини на *Fuzzy* регулатора.

На фиг.5.20 и фиг.5.21 са представени функциите на принадлежност на размитите множества на входните e , Δe и изходните величини Δk , ΔT_i и ΔT_d



Фиг. 5.20 Функции на принадлежност на входните величини e и Δe



Фиг. 5.21 Функции на принадлежност на изходните величини Δk , Δk_i и Δk_d

Всеки вход и изход се описва с набор от терми: *Negative* (N), *Zero* (Z), *Positive* (P). Правилата, изграждащи логиката на размитият регулатор, са показани в табл. 5.2, табл. 5.3 и табл. 5.4. Те са формулирани на базата на експертни знания за поведението на *PID* регулатора:

Таблица 5.6 Правила на размития регулатор за Δk

$e \backslash \Delta e$	N	Z	P
N	P	P	Z
Z	N	P	P
P	Z	N	N

Таблица 5.7 Правила на размития регулатор за Δk_i

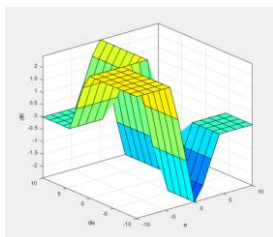
$e \backslash \Delta e$	N	Z	P
N	P	P	Z
Z	N	P	P
P	Z	P	P

Таблица 5.8 Правила на размития регулатор за Δk_d

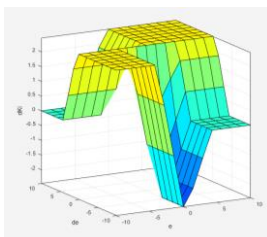
$e \backslash \Delta e$	N	Z	P
N	N	N	Z
Z	P	Z	P
P	Z	N	N

Тримерните модели на фиг. 5.22, 5.23 и 5.24 илюстрират нелинейната зависимост на Δk , Δk_i и Δk_d от e и Δe . Вижда се, че повърхностите са гладки и без резки скокове, което гарантира стабилно изменение на параметрите на *PID* регулатора по време на работа. Това позволява на адаптивния *Fuzzy-PID* регулатор да се настройва автоматично при различни режими – например при

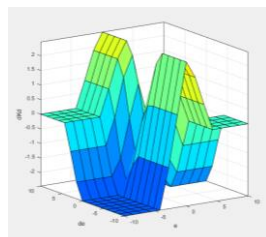
пуск, спиране или внезапно смущение.



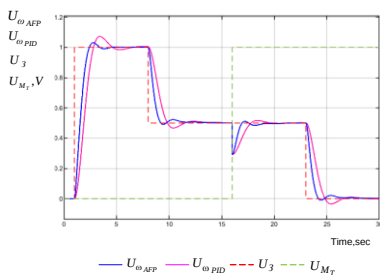
Фиг. 5.22 Тримерен модел на Δk



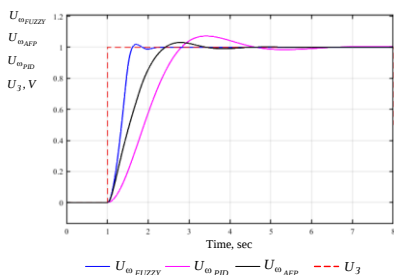
Фиг. 5.23 Тримерен модел на Δk_i



Фиг. 5.24 Тримерен модел на Δk_d



Фиг.5.25 Изменение на изходните величини във Fuzzy и PID регулатора на следящата система



Фиг.5.26 Изменение на изходните величини във Fuzzy, адаптивен Fuzzy PID и PID регулатора на следящата система

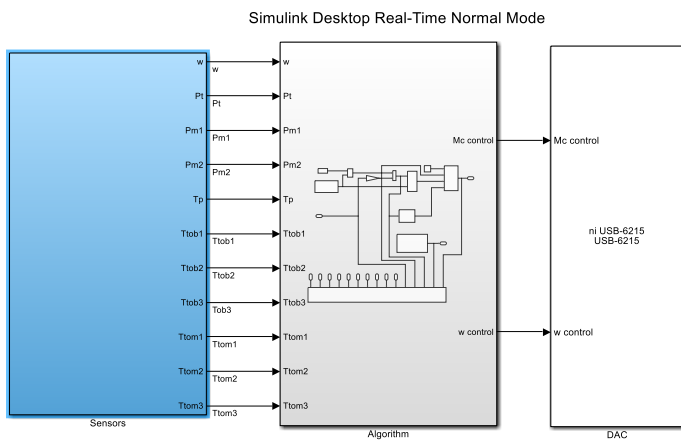
На фиг. 5.25 са представени преходните процеси в автоматичната електрохидравлична следяща система при изменение на входната величина – задаващото напрежение и смущаващото напрежение при използване на PID и адаптивен размит PID регулатори. Наличието на пререгулиране при промяна на заданието е неизбежно поради динамичните свойства на електрохидравличната система, но при използване на адаптивен размит PID регулатор то е значително ограничено и добре затихващо, което води до по-високо качество на управление в сравнение с класическия PID регулатор.

На фиг. 5.26 са сравнени протичащите преходни процеси в автоматизираната система при използване на размит /Fuzzy/ регулатор, адаптивен размит PID регулатор и PID регулатор.

5.3 Експериментални изследвания на автоматичната електрохидравлична следяща система с размит Fuzzy PID регулатор

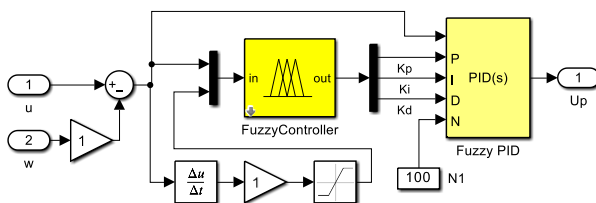
5.3.1. Matlab Simulink модел за управление на EXCC

На фиг. 5.27 е показан Matlab Simulink модела на реализираното управление в реално време на електрохидравлична следяща система.



Фиг. 5.27. Matlab Simulink модел за управление в реално време на електрохидравлична следяща система

Връзката със сензорите на стенда и прочитане на данните от тях се изпълнява от подсистемата Sensor, а управлението на сервоклапана от подсистема DAC. Измерените данни от сензорите се филтрират в реално време чрез lowpass filter of Butterworth при следните настройки Filter Order = 1 and Passband edge frequency = 0.05 rad/s. Така получените данни се подават на модул *Algorithm*, където е реализиран адаптивния Fuzzy-PID регулатор фиг. 5.28.

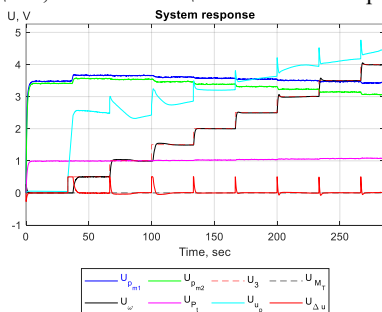


Фиг. 5.28. Симулационен модел на управлението с адаптивен размит PID регулатор

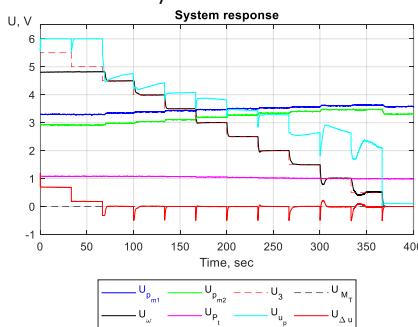
На входа на регулаторите се подава U_3 (задаващо напрежение) във волтове ($1,0\text{ V} \cong 150$). Регулаторите също генерират изходни стойности във волтове. Тези стойности се подават през цифрово-аналогов преобразувател (DAC) към пропорционалния разпределител на хидросистемата и задвижват хидравличния мотор. Всички сигнали, върнати от сензорите, се визуализират във волтове. Наблюдават се три налягания и напрежението (оборотите), върнато от тахогенератора.

5.3.2 Преходни процеси на EXCC по задание

На фиг.5.29 са представени преходни процеси на реалната електрохидравличната следяща система с интегриран Fuzzy PID при **степенчато изменение на задаващото напрежение U_3** , и постоянно натоварващо напрежение $U_{M_t} = 1\text{ V}$ със дроселиращата междина, съответстваща на ъгъл на завъртане на винта $\alpha = \pi/4$.



Фиг. 5.29 Преходни процеси на EXCC при промяна на задание U_3 в нарастваща посока



Фиг. 5.30 Преходни процеси на EXCC при промяна на задание U_3 в намаляваща посока

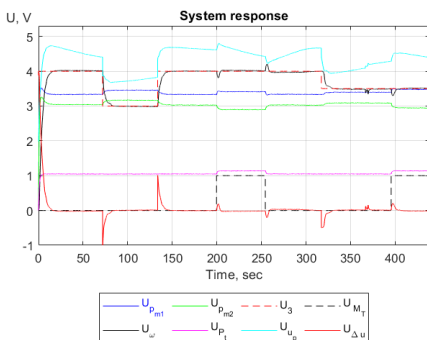
При този режим на работа заданието се променя от 0 до 5V. Стъпката на нарастване заданието е $U_3 = 1\text{ V} (\cong 150\text{ rpm})$, а време на задържане е 50s. Преходният процес, реализиран с Fuzzy PID регулатор, показва бързо нарастване на изходната величина без видимо пререгулиране. Времето за регулиране е под 1,5s, а статичната грешка в

установен режим е нула. Отсъствието на колебания се дължи на способността на *Fuzzy* регулатора да ограничава пререгулирането чрез нелинейно изменение на управляващия сигнал. Дроселиращата междина, фиксирана от ъгъл α_1 , въвежда известно затихване, което не влошава устойчивостта.

При задание от $1.5V (\cong 230 \text{ rpm})$, се наблюдава пререгулиране $\sigma = 3\%$, а времетраенето на преходния процес е $t_p = 7 \text{ sec}$.

При задание от $2.5V (\cong 380 \text{ rpm})$ няма пререгулиране, при продължителност на преходния процес $t_p = 2.3 \text{ sec}$

При задание от $4V (\cong 600 \text{ rpm})$ пререгулирането е $\sigma = 0.67\%$, при продължителност на преходния процес $t_p = 2.59 \text{ sec}$. При всички задания се забелязва времезакъснение в реакцията на системата от порядъка на $\tau = 0.2 \text{ sec}$. Динамиката на системата е подобна и при намаляване на заданието (фиг. 5.30)



Фиг. 5.31 Преходни процеси на ЕХСС при промяна на натоварването

$U_3 = 1V$) системата се установява за време $t_p \cong 7.6 \text{ sec}$. Обороти на системата се променят максимално до $0.19V$ което е еквивалентно на 28 rpm . Не се наблюдава нарастване на оборотите над зададените.

5.3.3 Преходни процеси на ЕХСС по смущение U_{Mt}

На фиг.5.31 са представени преходни процеси на електрохидравличната следяща система при степенчато изменение на товарното напрежение U_{Mt} , при постоянно задаващо напрежение $U_3 = 2V$ и дроселиращата междина, съответстваща на ъгъл на завъртане на винта $\alpha = \pi/4$.

При натоварване и разтоварване с 20% ($U_{Mt} = 1V$ и

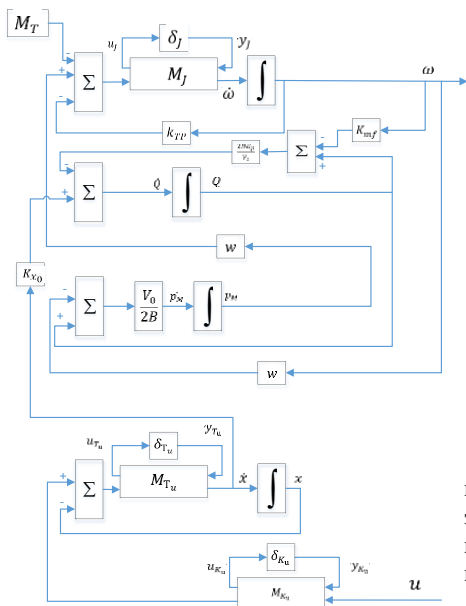
5.4. Синтез на робастно управляващо устройство

Синтезът на робастното управление се основава на математическия модел на системата, описан чрез диференциалните уравнения 5.5–5.7. Поради нелинейния характер на модела той не е подходящ за директен H_∞ синтез по методите, представени в [1,2]. Затова е извършена линеаризация около работната точка, при която нелинейната система е заменена с еквивалентен линеен модел, описан от уравненията (5.18).

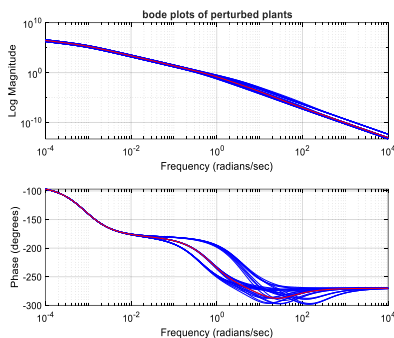
$$\begin{aligned} J\dot{\omega} &= \omega p_M - k_{Tp}\omega - M_T \\ \dot{Q} &= \frac{K_{x0}}{T_u}(K_u u - x) - \frac{2BK_p}{V_0}(Q - \omega\omega) \\ \frac{V_0}{2B}p_M &= Q - \omega\omega \\ T_u\dot{x} &= k_u u - x \end{aligned} \quad (5.18)$$

Синтезът на робастното управление се основава на математическия модел на системата, описан чрез диференциалните уравнения 5.5–5.7. Поради нелинейния характер на модела той не е подходящ за директен H_∞ синтез по методите, представени в [1,2]. Затова е извършена линеаризация около работната точка, при която нелинейната система е заменена с еквивалентен линеен модел, описан от уравненията 5.18.

При моделирането част от параметрите могат да бъдат определени с висока точност чрез предварителни изследвания, аналитично оценяване на обемните загуби и коефициента на обемна ефективност [8]. Други параметри, като J , K_u и T_u , се приемат за неопределени в предварително зададени граници.



Фиг. 5.32. Блокова схема на математическия модел на системата



Фиг. 5.33 Амплитудно-частотните и амплитудно-фазовите характеристики на смутената отворена система.

При синтеза са отчетени следните параметрични неопределености: 30% за момента на инерция J , 50% за коефициента на усилване K_u и 30% за времеконстантата на сервоклапана T_u .

Номиналните стойности на параметрите са означени съответно с $\bar{J}$, $\bar{K}_u$ и $\bar{T}_u$. Блок-схемата на системата е представена на фиг. 5.32.

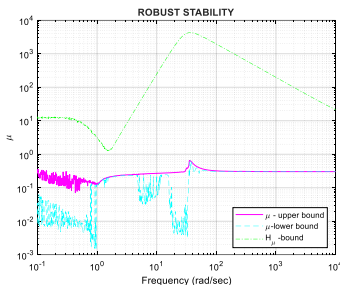
Входовете на системата са неопределеностите w , смущенията d и управляващото въздействие u , а изходите – неопределеностите, грешките и измерванията. Целта на синтеза е намиране на регулатор K , който осигурява вътрешна устойчивост и минимизира влиянието на смущенията върху грешката в смисъла на H_∞ -нормата за всички допустими неопределености.

За повишаване на робастността е решена задача за H_∞ синтез при номинално изискване за качество

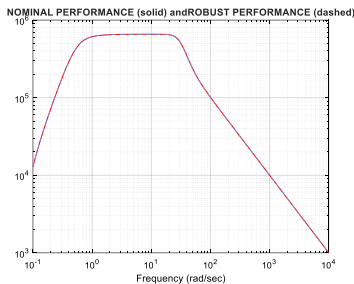
$$|W_p I + G K^{-1}|_\infty < 1 \quad (5.28)$$

където $I + G K^{-1}$ е чувствителната функция на затворената система.

Синтезът е реализиран в **MATLAB** чрез изчисляване на субоптимален H_∞ регулатор. При избран интервал $[1, 2 \cdot 10^{10}]$ и толеранс 0.01 за γ е получен регулатор от пети ред, но с норма, по-голяма от 1, поради което условието за качество не е изпълнено.



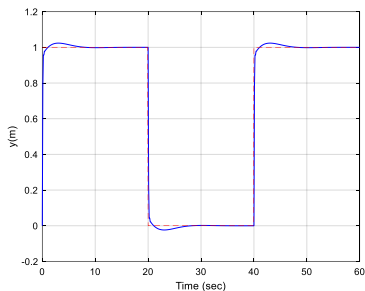
Фиг.5.34 Робастна стабилност на затворената система с K_{H_∞}



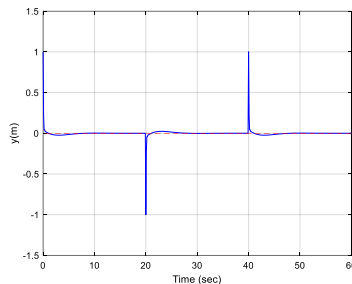
Фиг.5.35. Номинална (—) и стабилна (---) производителност за K_{H_∞}

Робастността е оценена чрез структурираното сингулярно число μ . От честотните характеристики фиг. 5.34 се установява, че системата е робастно устойчива, като максималната стойност е $\mu = 0.64957$. Анализът на номиналното и робастното качество показва, че системата с H_∞ регулатор удовлетворява поставените изисквания.

На фиг. 5.36 са показани симулираните преходни процеси по задаване с получения H_∞ регулатор, а на фиг. 5.37 – при смущение.



Фиг.5.36 Преходни процеси на затворена система с K_{H_∞}

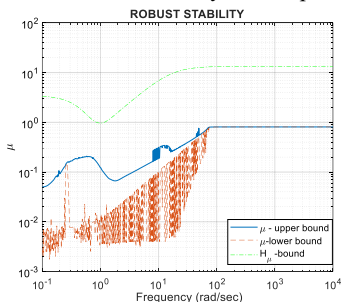


Фиг. 5.37. Преходни процеси при смущение на затворената система с K_{H_∞}

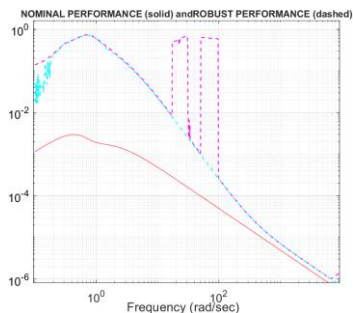
Извършването на H_∞ синтез само по изходната чувствителност осигурява добри преходни процеси и по-нисък ред на регулатора, но води до недопустими стойности на управляващия сигнал. Поради това е избран (H_∞) синтез с минимизация на критерия за смесена чувствителност, който позволява ограничаване на управляващото въздействие и необходимата управляваща енергия.

При използване на тегловни матрици : $W_1(s) = \frac{0.01}{s+2.5}$, и $W_2(s) = \frac{0.77s}{1.4s+0.001}$, реализиращи съответно нискочестотен и високочестотен филтър, е синтезиран регулатор от шести ред. Получената затворена система е робастно устойчива спрямо неопределеностите на обекта и осигурява както номинално, така и робастно качество на управление (фиг. 5.38 и фиг. 5.39).

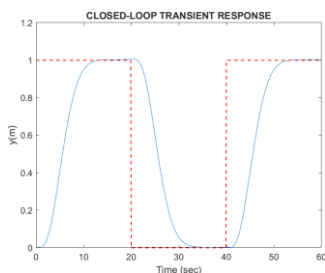
Преходните процеси по задаване и при смущение са представени на фиг. 5.40 и фиг. 5.41. Полученият регулатор осигурява технически приемлив преходен процес и управляващ сигнал в допустими граници.



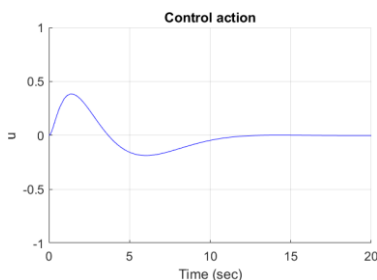
Фиг. 5.38. Робастна устойчивост на затворената система с втория $K_{H\infty}$ регулатор.



Фиг. 5.39. Номинално (-) и робастно (--) качество на управление за втория $K_{H\infty}$ регулатор.



Фиг. 5.40 Преходни процеси на затворената система с втория $K_{H\infty}$



Фиг. 5.41. Преходни процеси при смущение на затворената система с втория $K_{H\infty}$

5.5. Изводи към Глава V

В главата са изследвани възможностите за приложение на съвременни методи за управление на електрохидравлична следяща система (EXCC). Чрез анализ, симулации и експериментални изследвания са разработени и сравнени класически PI/PID , размит (Fuzzy), адаптивен $Fuzzy\ PID$ и робастен H_{∞} регулатор.

Основни приноси и резултати:

1. **Анализът на PI управлението** показва съществена зависимост на динамичните характеристики от работната точка. Времето за установяване е в границите 2–13s, а пререгулирането достига 11,6%, което потвърждава ограничената робастност на линейните регулатори.
2. **Проектираният $Fuzzy$ регулатор** осигурява значително подобрение на качеството на управление с време на установяване около 1,2s и пререгулиране под 2%, превъзхождайки PI и PID регулаторите.

3. **Разработеният адаптивен *Fuzzy PID* регулатор** изменя параметрите k , k_i и k_d в реално време според грешката и нейното изменение. Получени са показатели $t_s \approx 2,2s$ и $\sigma < 4\%$, което представлява подобрене спрямо класическия *PID* регулатор.
4. **Експерименталните изследвания на реалната система с *Fuzzy PID* регулатор** потвърждават симулационните изследвания. При изменение на заданието от 0 до 5V системата демонстрира бърз преходен процес и минимално пререгулиране, а при 20% смущение възстановява установения режим без пререгулиране.
5. **Синтезиран е робастен H_∞ регулатор** на базата на линеаризиран модел с параметрични неопределености (30% за инерционния момент, 50% за коефициента на усилване, 30% за времеконстантата на сервоклапана). Чрез μ -анализ е доказано, че затворената система е робастно устойчива (максимална стойност на $\mu=0,65$). Преходните процеси с H_∞ регулатора са с продължителност около 6,5s и пререгулиране около 4%, което е сравнимо с *PI*, но с по-добра устойчивост при смущения.
6. **Синтезиран е робастен H_∞ регулатор** на база линеаризиран модел с параметрични неопределености. Чрез μ -анализ е доказана робастна устойчивост на системата $\mu_{max} = 0,65$ получените преходни процеси са с продължителност около 6,5s и пререгулиране около 4%, като е осигурена по-висока устойчивост към параметрични изменения и смущения.

Обобщен анализ на регулаторите е показан в таблица 5.11.

Таблица 5.11: Сравнителен анализ на регулаторите:

Регулатор	t_s	σ	Робастност	Сложност	Адаптивност	Устойчивост към нелинейности
PI/PID	3,3–13 s	0–11,6%	ниска	ниска	липсва	ниска
Fuzzy	1,2 s	<2%	висока	средна	частична	висока
Fuzzy-PID	2,2 s	<4%	много висока	висока	висока	много висока
H_∞	6,5 s	$\approx 4\%$	робастна	висока	ограничена	средна

Общи изводи:

- **Най-добри динамични показатели** осигурява чистият *Fuzzy* регулатор, но цената е агресивно управляващо въздействие (до $\pm 5V$) и по-високи изисквания към изпълнителните механизми.
- **Адаптивният *Fuzzy-PID* регулатор** представлява оптимален компромис между бързодействие, плавност и робастност. Той е най-подходящ за реални индустриални приложения, при които има ограничения върху управляващия сигнал и се изисква надеждност при променящи се параметри на обекта.
- **Робастният H_∞ регулатор** гарантира устойчивост при значителни параметрични неопределености, но отстъпва по бързодействие на интелигентните методи. Той е препоръчителен за системи, при които безопасността и гарантираната стабилност са критични.

ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Научно приложни приноси

1. Разработен и изследван е нелинеен и линеаризиран математичен модел на автоматизирана електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен

механизъм, който отчита основните физични процеси и нелинейности на обекта. Изследвано е поведението на системата в различни режими на работа.

2. Разработена е методика с програмна реализация за параметрична идентификация на електрохидравлична следяща система, базиран на експериментални данни, приложим при различни типове натоварващи подсистеми и позволяващ повишаване на адекватността на математичния модел при наличие на нелинейности.

3. Синтезирани са размит (*Fuzzy*), адаптивен *Fuzzy-PID* и робастен H_{∞} регулатори, съобразени със специфичните особености на електрохидравличните системи, като е предложена структура на адаптивно интелигентно управление, осигуряваща автоматична настройка на параметрите и подобряване на качеството на регулиране. Направен е сравнителен анализ на класически и интелигентни регулатори, който доказва предимствата на предложените решения по отношение на бързодействие, пререгулиране и устойчивост към смущения.

Приложни приноси

1. Разработена е апаратно-програмна система за управление на електрохидравлична следяща система (EXCC), както и *MATLAB/Simulink* модел, работещ в реално време, за изследване на процесите в EXCC.

2. Предложени и анализирани са модели на натоварващи подсистеми, реализирани чрез пропорционален предпазен клапан и регулируем дросел, с оценка на влиянието им върху динамиката на системата.

3. Експериментално е доказано подобряване на динамичните характеристики на системата при използване на интелигентни регулатори, изразяващо се в намалено пререгулиране, съкратено ремеметраене на преходните процеси и повишена устойчивост към смущения.

Списък с публикациите по дисертационния труд

1. **Костов К.**, К. Орманджиев, С. Йорданов, Г. Михалев, К. Делчев, Област на устойчивост на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, Механика на машините, Година XXXIV, Книга 1, 2026, стр. 107 – 111, ISSN 0861-9727.

2. Орманджиев К., С. Йорданов, Г. Михалев, **К. Костов**, К. Делчев, Параметрична идентификация на електрохидравлична следяща система, Механика на машините, Година XXXIV, Книга 1, 2026, стр. 112 – 116, ISSN 0861-9727.

3. **Костов К.**, Експериментално изследване на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, СТУДЕНТСКА НАУЧНА СЕСИЯ'2024, Технически университет – Габрово, Габрово, 18 октомври, 2024.

4. Yordanov S., K. Ormandzhiev, G. Mihalev, **K. Kostov** and V. Mitev, Studying the influence of working fluid temperature on the performance of an electrohydraulic servo system in dynamic mode, International Conference AUTOMATICS AND INFORMATICS'2023 (ICAI'23), Varna, Bulgaria, October 05 - 07, 2023

5. Mihalev G., S. Yordanov, K. Ormandzhiev, **K. Kostov**, V. Mitev, Robust Control of Electro-Hydraulic Servo System, International Conference Automatics and Informatics, ICAI 2022, 06-08 October, 2022, IEEE, Varna, Bulgaria, DOI: 10.1109/ICAI55857.2022.9960130

6. 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

7. 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)