

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КОНОТОПСЬКИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра електронних  
приладів і автоматики

Кваліфікаційна робота бакалавра  
**Оптимальне за динамічністю керування системою з розподіленими  
параметрами**

студента гр. ЕПз-51

І.В.Слинько

Науковий керівник,  
ст. викладач, к.т.н.

В.І.Васильєв

Нормоконтроль,  
ст. викладач, к.т.н.

О.Д. Динник

## РЕФЕРАТ

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є аналіз відомих методів підвищення стійкості і якості керування складними за динамікою технічними системами.

Мета роботи полягає у дослідженнях сучасних технологій, методів і засобів якості керування для забезпечення бажаної швидкодії і високої точності складних технічних систем.

При виконанні роботи використовувалися сучасні методи технічної кібернетики, математичного аналізу і комп'ютерного моделювання і метод змінних станів.

У результаті проведених досліджень встановлено, що сучасний розвиток технічної кібернетики і комп'ютерних методів аналізу і синтезу систем дає проектувальникам широкі можливості оптимізації динамічних параметрів системам, практично, будь якої складності і в тому числі мимтем з розподіленими параметрами. Крім відомих класичних методів параметричної і структурної оптимізації з застосуванням корегування ПД-регуляторами для демпфірування зручними і ефективним є оптимізація керування через багатокординатний вплив на основі частотних властивостей системи.

Робота викладена на 29 сторінках, у тому числі включає 10 рисунків, - таблиць, список цитованої літератури із 20 джерел.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ДИНАМІЧНІ КООРДИНАТИ, ДЕМПФІРУВАННЯ, ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ, ОБМЕЖЕННЯ КООРДИНАТ, НЕЛІНІЙНИЙ ФІЛЬТР.

## ЗМІСТ

	<b>с.</b>
<b>ВСТУП</b> .....	4
<b>РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ ОПТИМІЗАЦІЇ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ СИСТЕМ</b> .....	5
1.1 Мета оптимальних систем і коротка історична справка .....	5
1.2 Оптимізація системи за швидкодією і динамічністю .....	7
<b>РОЗДІЛ 2 ДИНАМІЧНІ І ЧАСТОТНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМ З РОЗПОДІЛЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ</b> .....	8
2.1 Дослідження моделі системи врівноваженого підйому .....	8
2.2 Комп'ютерне дослідження динамічних властивостей 3-х масової системи з розподіленими параметрами.....	12
<b>РОЗДІЛ 3 ОПТИМІЗАЦІЯ МЕТОДОМ БАГАТО-КООРДИНАТНОГО ВПЛИВУ</b> .....	14
3.1 Синтез оптимального керування.....	14
3.2 Синтез нелінійного фільтру другого порядку і моделювання оптимального керування.....	20
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	26
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	27

## ВСТУП

В процесі роботи ряду промислових установок відбуваються складні енергетичні взаємодії пружних елементів з рухомими масами (моментами інерції), що погіршує динаміку, безпеку і ресурс працездатності. При цьому маси і пружності окремих ділянок можуть бути зосередженими (орган навивки або шків тертя, підіймальні посудини: скіпи, кліті, вагонетки, противаги) і розподіленими (конвеєрна стрічка, сталеві тягові і гумовотросові врівноважують канати, штанги бурових установок глибокого буріння та ін.)

Якісне керування складними електромеханічними системами з розподіленими і зосередженими параметрами, до яких, наприклад, відносять підіймальні установки і ліфти, в умовах інтенсифікації, зокрема швидкодії, вимагає формування керуючих впливів, що забезпечують необхідну якість перехідних режимів роботи, мінімізацію динамічних перевантажень в елементах систем.

За матеріалами зарубіжних джерел глибина шахтного підйому досягла 2000 м і більше, вантажопідіймальність судин зросла до 75т, ско-кість підйому - до 20 м / с, потужність електроприводів становить 5-10 тис. КВт. Наприклад, в шахтних підіймальних установках з висотою підйому 1000 м, при стопоренні підіймальної машини механічним гальмом амплітуда коливань кінцевих вантажів досягає 1 м.

Динамічні перевантаження, що виникають в режимі запобіжного гальмування, можуть призводити до прискорення зносу обладнання, а неконтрольовані прослизання канатів по шківів тертя – до аварійних ситуацій.

Проблема зниження динамічних перевантажень в механічних вузлах машин в критичних режимах може бути вирішена шляхом формування раціональних управляючих впливів на механічну систему апаратурою автоматично регульованого гальмування. При цьому апаратура повинна реалізувати алгоритм, що враховує динамічні властивості електромеханічної системи.

## РОЗДІЛ 1

### ПРОБЛЕМИ ОПТИМІЗАЦІЇ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ СИСТЕМ

#### 1.1 Мета оптимальних систем і коротка історична справка

Підвищення швидкодії при заданих ресурсах – це підвищення продуктивності процесів і машин, і тому оптимальні за швидкістю і близькі до них системи стали першочерговим об'єктом дослідження фахівцями з автоматичного керування [1, 2, 3]. У 1935 роки в СРСР було отримано патент на систему переміщення валків прокатного стану, в якій застосовувався квадратичний зворотний зв'язок, що забезпечував максимальну швидкість. Аналогічний принцип був застосований дещо пізніше в автоматичному потенціометрі, що випускався однією з фірм США. Потім з'явилися теоретичні роботи. У 1953 р було введено загальне поняття оптимального процесу в  $n$ -вимірному просторі станів ( $n$ -вимірному фазовому просторі) і доведена теорема про  $n$ -інтервалах перемикання оптимального за швидкістю процесу. Перша публікація за принципом максимуму також містила висловлений у формі гіпотези принцип, що веде до вирішення загального завдання про оптимальне за швидкістю програмне керування. У наступні роки з'явилася велика кількість робіт, заснованих на принципі максимуму, в яких наводяться різні способи побудови оптимального за швидкістю системи програмного керування, а також синтезу таких систем. В побудову теорії оптимального керування внесли великий внесок радянські вчені А.Н. Колмогоров, Л.С. Понтрягин, Н.Н. Красовський, А.М. Летов і зарубіжні - Н. Вінер, Р. Беллмана, Р. Е. Калман.

## 1.2 Оптимізація системи за швидкодією і динамічністю

Розвиток теорії оптимального керування пов'язано з ростом вимог до швидкодії і точності систем регулювання. Збільшення швидкодії можливо лише при правильному розподілі обмежених ресурсів керування, і тому врахування обмежень на керування стало одним з центральних в теорії оптимального керування. З іншого боку, побудова систем регулювання високої точності привело до необхідності врахування при синтезі регуляторів взаємовпливу окремих частин (каналів) системи. Синтез таких складних багатовимірних (багатозв'язних) систем також є предметом теорії оптимального керування [1, 3].

До теперішнього часу побудована математична теорія оптимального керування. На її основі розроблені способи побудови оптимальних за швидкодією систем і процедури аналітичного конструювання оптимальних регуляторів. Аналітичне конструювання регуляторів разом з теорією оптимальних спостерігачів (оптимальних фільтрів) утворюють сукупність методів, які широко використовуються при проектуванні сучасних складних систем регулювання.

Складність завдань теорії оптимального керування зажадала більш широкої математичної бази для її побудови. У названій теорії використовуються варіаційне числення, теорія диференціальних рівнянь, теорії матриць. Розвиток оптимального керування на цій базі призвело до перегляду багатьох розділів теорії автоматичного керування, і тому теорію оптимального керування іноді називають сучасною теорією керування.

Завдання побудови оптимального програмного і стабілізуючого керувань, розглянуті в попередньому розділі, з математичного змісту є завданнями варіаційного обчислення. Методи варіаційного обчислення умовно можна розділити на класичні і сучасні. До класичних методів належать методи, засновані на рівняннях Ейлера, Лагранжа, Якобі, Вейерштрасса, а до сучасних - принцип максимуму Понтрягіна і метод динамічного програмування Беллмана. Сучасні методи, розроблені в останні десятиліття, своїм виникненням зобов'язані завданням оптимального керування. Їх перевагами (в порівнянні з класичними) є

можливість врахування обмежень на керування і змінні стану, більш широкий клас функцій керування, пристосованість для використання обчислювальної техніки і т. п.

## РОЗДІЛ 2

### ДИНАМІЧНІ І ЧАСТОТНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМ З РОЗПОДІЛЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

#### 2.1 Дослідження моделі системи врівноваженого підйому

Для розробки алгоритму автоматичного керування шахтгою підйомальною установкою (ШПУ) необхідно описати його динамічні характеристики методами фізичного і математичного аналізу.

Розрахункова схема динаміки врівноваженого підйому наведена на рис. 2.1а. Вихідними параметрами в ній є зусилля в точках сполучення канатів зі шківом тертя підйомальної машини,  $F'_{1y}$  і  $F''_{1y}$ , а вхідними – рушійне зусилля,  $F_D = F_T \pm F_{CT}$ .

Структурна схема [16] що відповідає розрахунковій представлена на рис.

2.1б.

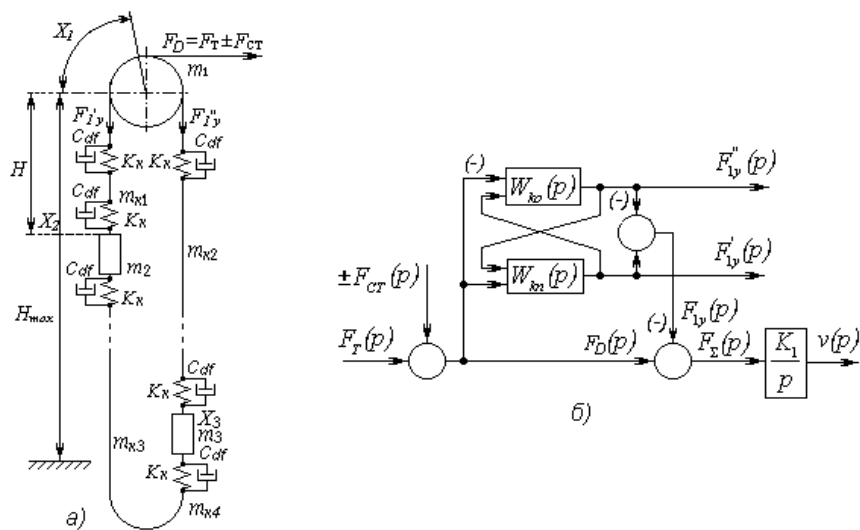


Рис. 2.1 Розрахункова (а) і структурна (б) схеми динаміки врівноваженої ШПУ

Прийнято позначення, відповідно:  $m_1$  - приведена до осі обертання маса всіх рухомих частин підйому;  $m_2$ ,  $m_3$  - відповідно, маси вантажів, що піднімаються і опускаються;  $m_{ki}$  - гілок канатів;  $H$ ,  $H_{max}$  - поточна і максимальна висота шахтного підйому;  $F_D$ ,  $F_T$ ,  $F_{CT}$ ,  $F'_{1y}$ ,  $F''_{1y}$  - відповідно, зусилля: динамічне,



гальмівне, статичне, пружне в точці сполучення канатів з органом навивки (барабана, шківа тертя);  $K_{ki}$  - коефіцієнти, що враховують жорсткості гілок канатів що підіймаються і опускаються;  $C_{df}$  - властивості гілок до демпфірування коливань;  $X_i$  - лінійні переміщення точок зосереджених мас;  $K_1$  - коефіцієнт, що враховує інерційні властивості рухомих мас підйомальної установки;  $v$  - лінійна швидкість руху вантажів підйомальної машини;  $W_{kn}(p)$ ,  $W_{ko}(p)$  - передавальні функції динамічних властивостей гілок пружної частини (канатів) статично зрівноваженої системи підйому що піднімаються і опускаються [16]:

$$\begin{aligned} W_{kn}(p) &= \frac{\alpha_{11}(b_0'p^4 + b_1'p^3 + b_2'p^2 + b_3'p + b_4')}{a_0'p^4 + a_1'p^3 + a_2'p^2 + a_3'p + a_4'}; \\ W_{ko}(p) &= \frac{\alpha_{21}(b_0''p^4 + b_1''p^3 + b_2''p^2 + b_3''p + b_4'')}{a_0''p^4 + a_1''p^3 + a_2''p^2 + a_3''p + a_4''}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

де:  $\alpha_{il} = \frac{m_{ki}}{m_l}$  - коефіцієнти співвідношень рухомих мас,  $a_i'$ ,  $a_i''$ ,  $b_i'$ ,  $b_i''$  -

коефіцієнти диференціальних рівнянь. Порядок передавальної функції враховує тип підйомальної установки (одно-, дво- кінцева, зрівноважена, незрівноважена) і, відповідно, кількість істотних пружних властивостей в системі канатів, тягових і тих що для зрівноваження.

З урахуванням інерційних властивостей і взаємозв'язків елементів в даній системі (1) диференціальні рівняння щодо пружних сил, що виникають в канатах мають восьмий порядок. При цьому рішення буде залежати від параметрів початкових умов і методу апроксимації моделі.

При аналізі якості динамічних процесів в системі підйому для критичних режимів, найбільший практичний інтерес представляють характеристики, коли підйомальні посудини знаходяться в крайніх положеннях. В цьому випадку взаємний перерозподіл енергії між рухомими зосередженими масами і пружною частиною (канатами) будуть робити істотний вплив на динаміку процесів в системі. При цьому одна з гілок підйомального каната матиме максимальну

довжину, а інша – мінімальну і, відповідно, навпаки, для канатів що врівноважують. В такому випадку впливом пружності коротких гілок можна знехтувати. При дослідженні даного випадку і для переходу від загальних виразів передавальних функцій до приватних, необхідно прийняти коефіцієнти  $K_{k1} \rightarrow \infty$ ,  $K_{k4} \rightarrow \infty$ ,  $C_{df} \rightarrow \infty$ . Це дасть можливість зменшити порядок передавальних функцій пружної частини системи і диференціальних рівнянь системи.

Динамічні і частотні параметри зусиль в точках сполучення канатів з органом навивки зміняться незначно, якщо в даному випадку знехтувати пружністю врівноважують канатів, включивши їх маси до відповідних маси підймальних посудин. Тоді з урахуванням впливу пружної частини зусилля в точках сполучення канатів зі шківом тертя:

$$\begin{aligned} F'_{1\sigma}(p) &= F_D(p) \frac{\alpha_{11}(b_4p^4 + b_3p^3 + b_2p^2 + b_1p + b_0)}{a_4p^4 + a_3p^3 + a_2p^2 + a_1p + a_0} \\ F''_{1\sigma}(p) &= -F_D(p) \frac{\alpha_{21}(c_4p^4 + c_3p^3 + c_2p^2 + c_1p + c_0)}{a_4p^4 + a_3p^3 + a_2p^2 + a_1p + a_0} \end{aligned} \quad (1.2)$$

де  $\alpha_{11}, \alpha_{21}, a_i, b_i, c_i$  - коефіцієнти диференціальних рівнянь, які враховують параметри співвідношень мас канатів і судин.

Комп'ютерне моделювання [16] та порівняння зусиль  $F'_{1y}(t)$  і  $F''_{1y}(t)$  для судин, розташованих в крайніх положеннях з урахуванням і без урахування впливу пружності врівноважуючих канатів (рис. 2.2), показало відсутність значної похибки обчислень по частоті, амплітуді, коефіцієнту загасання коливань і сталому значенню. Високочастотні амплітуди коливань що виникають в початковий момент в коротких гілках, швидко згасають і не вносять значного впливу на динаміку процесу. Це дає можливість спростити модель для використання в практичних розрахунках динамічних параметрів підйому і синтезу керуючих пристроїв із заданими властивостями.

Як зазначено вище динаміка процесів підйальної установки, з урахуванням взаємозв'язків всіх елементів може бути описана системою диференціальних рівнянь не нижче восьмого порядку, але будь-який загасаючий коливальний

процес високого порядку може бути апроксимувати елементарної гармонійної функцією другого порядку:

$$y(t) = Ae^{-at} \sin(\omega t + \psi) + y_{уст},$$

де  $A, \omega$  - амплітуда і частота коливань основного тону;  $a$  - коефіцієнт загасання коливань (демпфірування);  $\psi$  - фазовий зсув;  $y_{уст}$  - сталі значення.

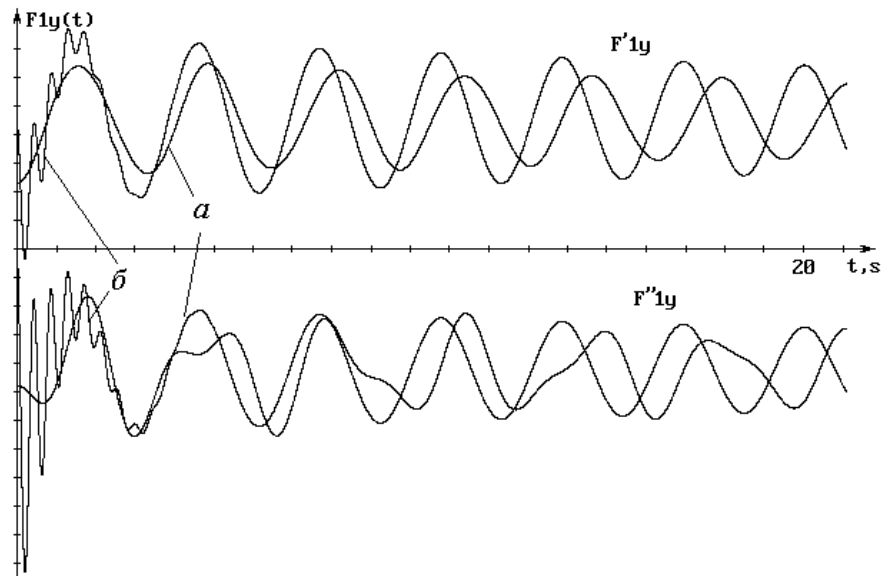


Рис. 2.2. Сімейства перехідних характеристик зусиль  $F'_{1y}(t)$  і  $F''_{1y}(t)$ , отриманих для судин, розташованих в крайніх точках з урахуванням (а) і без урахування (б) впливу пружності врівноважує каната

Комп'ютерне моделювання перехідного процесу пружної частини підйому щодо пружних зусиль  $F'_{1y}(t)$ ,  $F''_{1y}(t)$ , результуючого  $F_{1y}(t)$  і його апроксимація гармонійної функцією другого порядку  $F_{1yанпр}(t)$  представлені на рис. 1.3. В якості параметрів були прийняті дані вертикальної багатоканатної врівноваженої ШПУ ЦШ4-4Р і (Д) з глибиною підйому 900м. На цих двох установках, з радіальним і дисковим механічним гальмом, проводилися промислові випробування апаратури автоматично регульованого запобіжного гальмування (АРЗГ) [4].

Такий метод апроксимації спрощує математичний опис об'єкта, виділяючи його основні інерційні властивості, які необхідно компенсувати. Спрощений опис інерційних властивостей системи дає можливість використовувати промислові

коригувальні пристрої в системі для формування законів впливів на механічний гальмо, що враховують вплив інерційності пружною частини на динаміку процесу.

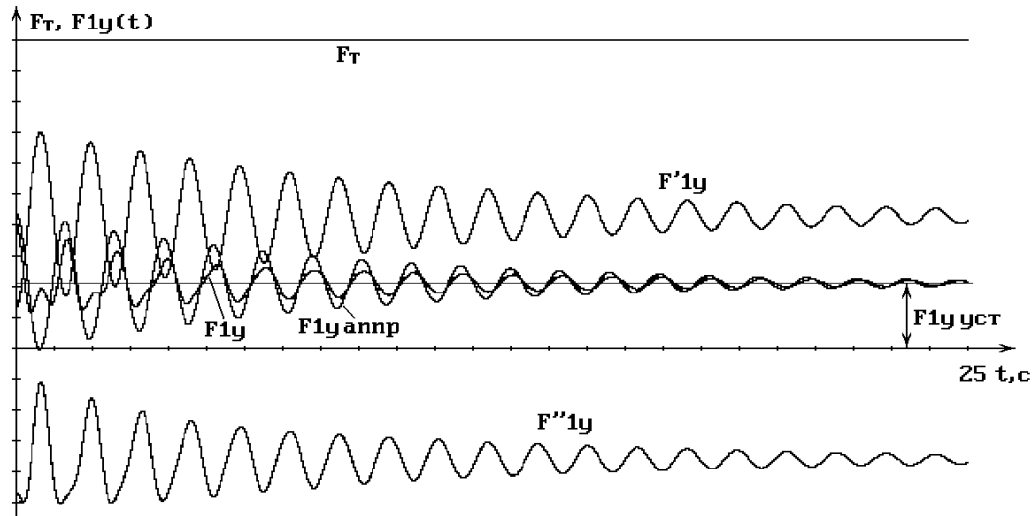


Рис. 2.3. Перехідні характеристики  $F'_{1y}(t)$ ,  $F''_{1y}(t)$ ,  $F_{1y}(t)$ ,  $F_{1y\text{анnp}}(t)$  пружних зусиль в точках сполучення канатів зі шківом тертя, при глибині подйому 860м. (перший етап моделювання)

Параметри пристроїв визначаються частотними властивостями апроксимуючої кривої. Отримане після апроксимації диференціальне рівняння підйому в операторній формі запишеться як:

$$F_{\Sigma}(p) = F_D(p) \frac{e_2 p^2 + e_1 p + e_0}{a_2 p^2 + a_1 p + a_0},$$

де  $e_i, a_i$  - коефіцієнти, які враховують динамічні властивості підйому.

Розрахункова модель підйомальної установки з апроксимувати характеристикою пружною частини приведена на рис. 2.4. Модель складається з електромеханічного перетворювача для керування гальмом,  $W_T(p)$ ; апроксимованої пружної частини, на виході якої формується зусилля, що діє на підйомальну машину,  $F_{\Sigma}(p) = f(F_D(p))$ ; підйомальної машини,  $v(p) = F_{\Sigma}(p) \frac{K_1}{p}$ ;

позначення:  $U_y$  - сигнал керування гальмом.

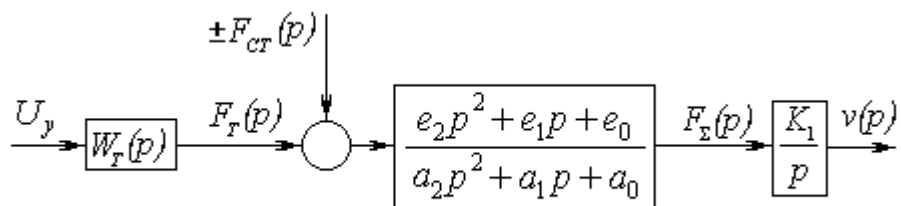


Рис. 2.4. Розрахункова модель підйимальної установки з апроксимованим описом пружної частини

## РОЗДІЛ 3

### ОПТИМІЗАЦІЯ МЕТОДОМ БАГАТОКООРДИНАТНОГО ВПЛИВУ

#### 3.1 Синтез оптимального керування

У складних і багато масових системах оптимізацію керування здійснюють по основній частоті власних коливань і при лінійних керуючих впливах в часі, кратному періоду коливань системи перехідні процеси матимуть монотонний характер [1]. Наприклад, на пружну систему, представлену на рисунку 1 діє зовнішня сила  $F$ , яка викликає переміщення  $x$  маси  $m$ . Згідно з другим законом Ньютона з урахуванням динамічних властивостей рівняння руху механічної системи:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F(t) - c_{df} \frac{dx}{dt} - c_k x, \quad (3.1)$$

де  $m, c_k, c_{df}, s$  – маса, коефіцієнти жорсткості і опору, оператор диференціювання,  $F, x, x1, T, t$  – зусилля впливу, переміщення, реакція системи на короткий імпульс зусилля, період, час.

Нормалізоване диференціальне рівняння системи:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c_{df} \frac{dx}{dt} + c_k x = F(t) \quad (3.2)$$

Застосувавши перетворення Лапласа-Карсона, скориставшись відповідністю операції диференціювання,  $s \rightarrow \frac{d}{dt}$  перейдемо до операторної форми:

$$[ms^2 + c_{df}s + c_k]X(s) = F(s) \quad (3.3)$$

Отримане рівняння представимо у вигляді передавальної функції системи, співвідношенням операційних зображень вихідної змінної до вхідних при нульових початкових умовах і представимо передатну функцію в зручному для моделювання вигляді:

$$W(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{c_k^{-1}}{mc_k^{-1}s^2 + c_{df}c_k^{-1}s + 1} = \frac{c_k^{-1}}{T_1T_2s^2 + T_2s + 1}, \quad (3.4)$$

$$\text{де } T_1T_2 = mc_k^{-1}, T_2 = c_{df}c_k^{-1}, T_1 = mc_{df}^{-1}$$

При керуванні системою за лінійним законом в часі, кратному періоду власних коливань, перехідний процес буде мати монотонний характер, як це представлено на рисунку 3.1. Недоліком такого способу є те що область застосування, обмежена системами з швидкодією, порівнянним періоду власних коливань і необхідністю постійного контролю часу періоду, в тому числі, для критичних за часом режимів [5,10].

Ефективніше демпфірування забезпечують стандартні методи із застосуванням ПІ і ПІД-регуляторів для корекції амплітудно-частотних властивостей і смуги пропускання системи. Це дозволяє раціонально перерозподіляти нулі і полюси передавальної функції системи і тим самим компенсувати інерційність системи [2,3,4].

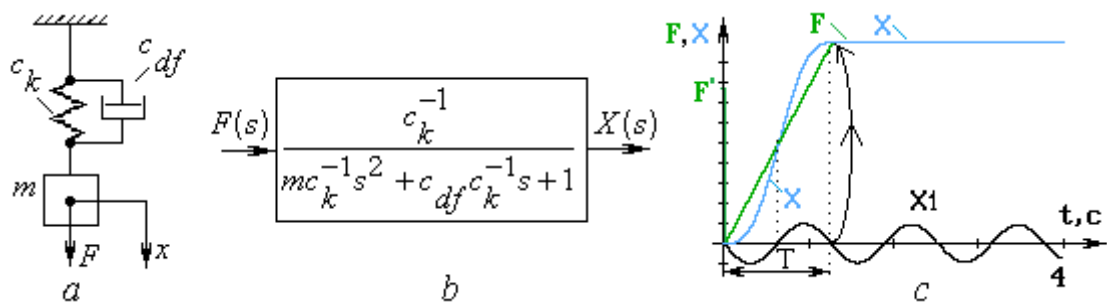


Рис. 3.1. Система з пружними властивостями (а), її математична модель – передавальна функція (b) і перехідні функції:  $x_1$  – при дельтаобразному,  $x$  – лінійному керуючому впливі протягом періоду коливань (c).

Недоліком цього способу є обмежена область застосування, тому що вони не можуть бути застосовувані для критичних режимів роботи, складні в реалізації, тому що вимагають точного контролю частотних параметрів системи. Також, ці параметри не завжди відповідають вимогам безпеки системи по швидкодії в аварійних режимах роботи.

Оптимальний за динамічними властивостями перехідний процес забезпечується послідовними змінами впливів на динамічні координати системи до досягнення ними обмежень. При цьому обмеження необхідні для узгодження динамічних можливостей приводу з інерційними властивостями керованої системи. Переходи системи в інші стани будуть забезпечуватися чергуванням впливів на координати до досягнення ними обмежень, починаючи з вищої похідною і закінчуючи керованою координатою. Наприклад, на координати ривка, прискорення, швидкості, переміщення.

Практична реалізація описаного алгоритму здійснюється способом оптимального керування системами зі складною динамікою, технічні рішення якого захищені патентами [5,10,15].

Способом здійснюється вплив на керовану координату руху системи (наприклад, швидкість) і через неї на наведені до неї координати похідних (прискорення, ривок). При цьому функції керуючих впливів визначаються з урахуванням частотних параметрів системи і динамічних властивостей приводу.

У багато масових системах із складною динамікою оптимізацію здійснюють за основною частотою власних коливань. Тому для практичної реалізації істотне значення має апроксимація диференціального рівняння системи, складеного за її динамічним параметрам, математичним описом перехідного процесу системи на основній частоті. Відомо, що затухаючий коливальний процес у часі може бути представлений диференціальним рівнянням другого порядку. Таке наближення дає можливість замінити первинні динамічні параметри диференціального рівняння (маси, коефіцієнти жорсткості і тертя) вторинними, фізична природа яких може бути описана математично. Наприклад, перехідний процес коливального ланки другого порядку, наведеного на рисунку 1, може бути представлений описом загасаючої синусоїдальної функції з відомими параметрами частоти, коефіцієнта демпфірування і т.п. Опис його в операторній формі забезпечить, хорошу адекватність моделювання динамічних властивостей системи.



З урахуванням прийнятих обмежень динамічних координат і природних зв'язків між діями технічним результатом способу керування забезпечуються підвищення швидкодії і енергетичної ефективності, мінімізуються динамічні перевантаження. Областю застосування методу є складні динамічні системи вищого порядку інерційності. Наприклад, керування системами з протяжною трансмісією, в тому числі і в критичних режимах, запобіжним гальмуванням ліфтів і підйомників глибоких шахт, буровими установками, конвеєрами. Спосіб також може бути корисний для інших систем, описуваних детермінованими моделями, наприклад, в медицині, економіці.

Технічні рішення способу можуть бути застосовані для керування і стабілізації швидкодіючими системами високоточного позиціонування, зокрема, автоматичними телевізійними камерами на спортивних змаганнях, остронаправленою антенами. А також, автопілотами із статичними і астатичними автоматами регулювання (в т.ч. структурно нестійкими з астатизмом 2-го порядку і вище), в т.ч. для керування сучасними безпілотними літальними апаратами.

Реалізація способу представлена блок-схемою алгоритму послідовності дій [6], наведеної на рисунку 3.2.

Схема містить блоки:

- завдання функції керування, констант і коефіцієнтів;
- обчислення різниці між функцією керування і сумою координат зміни керуючого впливу і його першої похідної в часі з коефіцієнтом пропорційності, що враховує частотні параметри системи підйому і динамічні параметри привода;
- формувача функції-координати другої похідної від функції зміни впливу на систему, амплітуда якої обмежена динамічними властивостями привода;
- формувача координати першої похідної функції зміни впливу;
- формувача координати функції зміни впливу;
- формувача закону впливу.

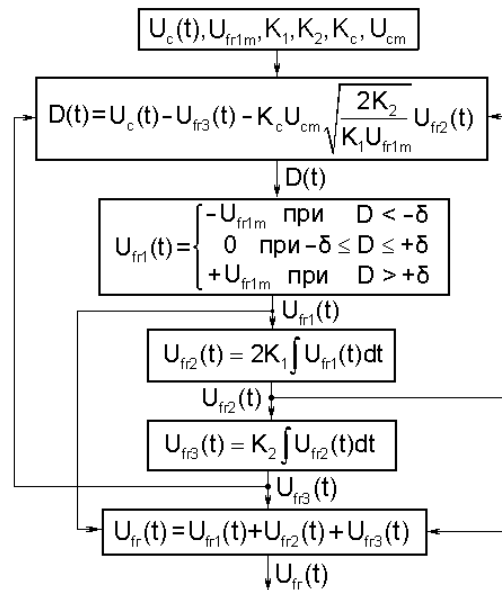


Рис. 3.2 Блок-схема алгоритму послідовності дій способу.  $K_1 = f(\varphi)$ ,  $K_2 = f(\omega \varphi)$  – коефіцієнти;  $F$ ,  $U_{f\dot{a}1m} = \frac{dF}{dt} \max$  – вплив і максимальна швидкість зміни впливу;  $U_c, U_{cm}, K_c$  – сигнал керування, його максимальне значення і коефіцієнт пропорційності;  $U_{f\dot{a}1}, U_{f\dot{a}2}, U_{f\dot{a}3}, U_{f\dot{a}1}$  – вихідний сигнал і його складові змінні

З метою запобігання перехідних процесів, пов'язаних з перерозподілом і розсіюванням механічної енергії закон керування, що формується враховує динамічні параметри привода, і частотні – пружної частини системи і представляє суму трьох функцій-координат: функції зміни гальмового зусилля, його першої і другої похідної, що описують рух системи, включаючи привод і пружну систему. В підсумку формується закон який здатний демпфірувати власні коливання системи.

Функції-координати сформовані, обмежені й жорстко зв'язані між собою. Тому вплив на їх основі ефективно запобігає умови перерозподілу енергії між масами, що рухаються і пружними елементами в системі. Це підвищує енергетичну ефективність, швидкодію, зменшує динамічні перевантаження в системі, поліпшує безпеку експлуатації і подовжує ресурс устаткування.

Закон багатокоординатного впливу на привод може формуватися на основі довільної функції керування в часі. На рис. 3.3 представлена власна перехідна

характеристика механічної системи і динаміка процесу з застосуванням способу впливу що відповідає алгоритму на рис. 3.2 і функціях керування [6]: ступінчастої і плавної.

Для оцінки якісних показників способу при відхиленні частотних параметрів від розрахункових проведено комп'ютерне моделювання динамічних характеристик при використанні трьох способів впливу на пружну систему. Результати моделювання представлені на рис. 3.4

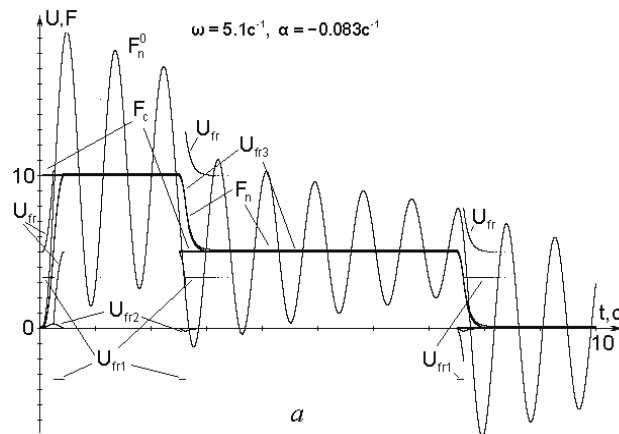


Рис. 3.3. Перехідні характеристики пружних зусиль, при ступінчастої (а) і плавної зміні (б) керуючого впливу. Позначені:  $\omega$ ,  $\alpha$   $U_{fr}$ ,  $U_{fr1}$ ,  $F_n^0$ ,  $F_n$  – частота, ступень демпфірування, закон впливу і його функції-координати, пружні зусилля: без застосування способу і з ним

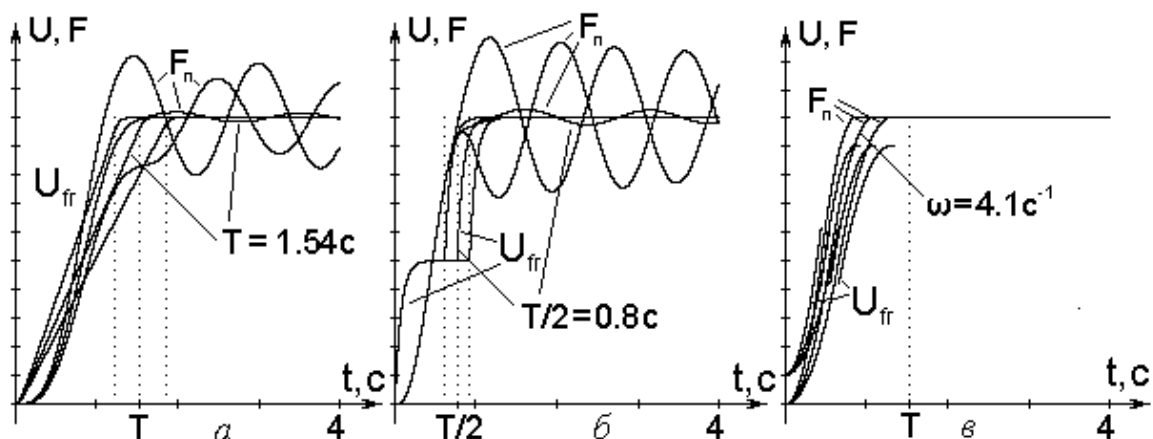


Рис. 3.4 Порівняння якісних показників динаміки процесу при використанні способів впливу: лінійного (а), двоступінчастого (б), багатокординатного (в), при відхиленні частотних параметрів на  $\pm 20\%$ . Позначені:  $T$ ,  $\omega$ ,  $U_{fr}$ ,  $F_n$  – період, частота, закон впливу і пружні зусилля в системі

Результати досліджень показали високу ефективність технічних рішень способу демпфірування коливань в пружній системі. Висока ефективність способу багатокоординатного керування пояснюється тим, що він в динаміці більш адекватно виконує другий закон Ньютона. Не тільки керує координатою руху, але й її двома похідними. Причому між функціями керування дотримується диференціальна залежність, при цьому самі координати обмежені по амплітуді власними природними параметрами. Керування представляє собою циклічний процес переключень координат з найвищої похідної до основної. При цьому кожна з координат починає зміну по досягненню попередньої обмеження. Процес закінчується коли основна координата руху досягає обмеження (сталий процес, що відповідає сталої функції керування. При цьому усі похідні стають рівними нулю до зміни функції керування, що приведе до нового циклічного процесу. Перелічені дії відповідають теоретичним положенням синтезу оптимального керування, в тому числі теоремі об  $n$  інтервалах, яка у 1953 р була сформульована і доведена А. А. Фельдбаумом й зіграла велику роль в розвитку теорії оптимальних систем.

### **3.2 Синтез нелінійного фільтру другого порядку і моделювання оптимального керування**

Для ефективного вирішення задачі якісного керування складних систем, зокрема, з розподіленими параметрами розроблений спосіб багатокоординатного керування [8]. Способом забезпечується оптимальність керування складною за динамічними властивостями системою через керуючі впливи на неї як по основній координаті руху, так и приведеними до неї впливами її найближчих похідних. На рис. 3.5. представлено структурну схему пристрою, що реалізує описаний спосіб багатокоординатного керування на основі нелінійного фільтру другого порядку. Це нелінійний фільтр [16], який формує сигнали складових функцій-координат керуючого впливу:  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ . Вони пов'язані

диференціальної залежністю і обмежені відповідними значеннями:  $U_{1m}$ ,  $U_{2m}$ ,  $U_{3m}$ . При чому параметри керування визначаються з урахуванням частотних властивостей системи і динамічних параметрів приводу. Застосування такого пристрою дає можливість реалізувати трапецеїдальну діаграму з параболічними переходами. Це забезпечується обмеженнями впливів по координатах з урахуванням властивостей системи і приводу.

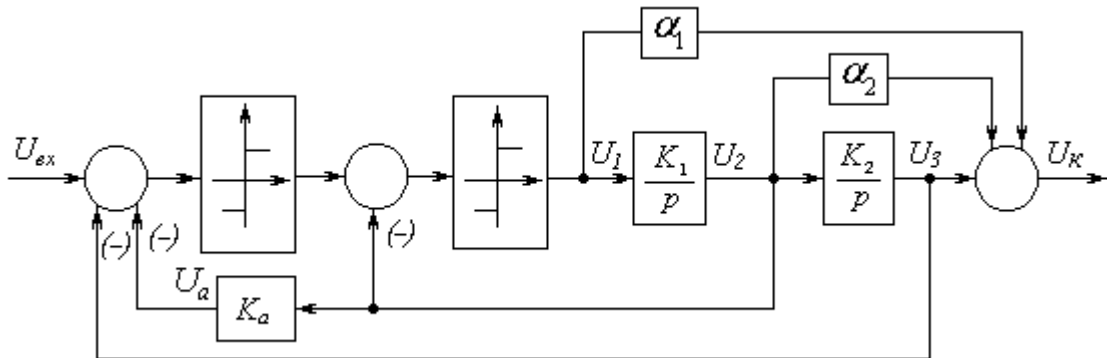


Рис. 3.5. Структурна схема нелінійного фільтру 2-го порядку ЗП-2, для реалізації способу багатокординатного керування трьох масовою системою з розподіленими параметрами, що описано в розділі 2.

Якщо в перехідних режимах всі змінні на виході пристрою, що задає послідовно досягають обмежень, то найбільш оптимальним за швидкодією процес буде при коефіцієнті передачі внутрішнього зворотного зв'язку:  $K_a = K_2 \cdot U_{2m} / (2 \cdot K_1 \cdot U_{1m})$ , вхідних впливах  $U_{bx} < 2K_a \cdot U_{2m}$  і сигнал  $U_2$  не досягатиме величини  $U_{2m}$ . Тому при постійному коефіцієнті  $K_a$  перехідні процеси не забезпечать необхідну швидкодію.

Для того, щоб за будь-яких значеннях  $U_{bx}$  вихідна змінна через змінювалася за оптимальними законами, ланцюг зворотного зв'язку повинна забезпечити залежність  $U_a = K_a \cdot U_2 = K_{a1} \cdot U_2^2 \cdot \text{sign}U_2$ , де  $K_a = K_2 / (2 \cdot K_1 \cdot U_{1m})$ .

Коефіцієнти пристрою, що задає  $K_1$  і  $K_2$  вибираються за заданими обмеженнями значень першої і другої похідних керованої змінної об'єкта керування (основна координата руху). Якщо  $a_m$  і  $\rho_m$  - відповідно є

максимальними значеннями прискорення і ривку, то, приймаючи  $U_3 = K_c \cdot v$ , розрахункові співвідношення:  $a_m = K_2 \cdot U_{2m} / K_c$ ;  $\rho_m = K_1 \cdot K_2 \cdot U_{1m} / K_c$ ;

$$\text{або } K_1 = \rho_m \cdot U_{2m} / (a_m \cdot U_{1m}); K_2 = a_m \cdot K_c / U_{2m} .$$

Зазвичай приймають значення  $U_{1m} = U_{2m} = U_{3m}$ , за умови, що  $U_{3m}$  відповідає максимальній швидкості  $v_m$ . Тоді  $K_c = U_{bx} / v_m$ ;  $K_1 = \rho_m / a_m$ ;  $K_2 = a_m / v_m$ .

При виборі  $K_1$  і  $K_2$  за наведеними співвідношенням вплив  $U_{bx}$  може мати будь-яку форму, а вихідні сигнали  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$  будуть змінюватись за законом, який виключає можливість коливальних процесів в системі. Для використання сигналів  $U_1$  і  $U_2$  як компенсуючих впливів при комбінованому керуванні коефіцієнти  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  вибираються з співвідношень, що враховують коефіцієнти характеристичного рівняння об'єкта керування. Для передавальної функції пружної системи, представленої на рис. 2.4, коефіцієнти нелінійного фільтру ЗП-2:

$$\alpha_2 = K_2 \cdot a_1 / a_0; \alpha_1 = K_1 \cdot K_2 \cdot a_2 / a_0 .$$

Наведений порядок розрахунку пристрою, що задає був використаний при розробці цифрової моделі апаратури керування системою зі складною динамікою руху.

Результати комп'ютерного моделювання багатокординатного керування 3-х масовою системою з розподіленими параметрами (рис. 1.1) представлені на рис. 3.6 [5, 16]

Технічна реалізація описаного методу може бути виконана різними способами, в т.ч. програмно. На його основі може бути створена адаптивна система. Технічно це реалізується визначенням основних параметрів, наприклад, шляхом сканування зусиль в канатах при гальмуванні з малою швидкістю і номінальним навантаженням на обраному ділянці. За результатами визначаються параметри основної частоти і коефіцієнт загасання коливань, значення яких необхідні для розрахунку пристрою, що задає. Система може бути вдосконалена

застосуванням функціонального перетворювача або принципів фаззи-керування на підставі контролю переміщення підіймальних посудин.

Технічна реалізація описаного методу може бути виконана різними способами, в т.ч. програмно. На його основі може бути створена адаптивна система. Технічно це реалізується визначенням основних параметрів, наприклад, шляхом сканування зусиль в канатах при гальмуванні з малою швидкістю і номінальним навантаженням на обраному ділянці. За результатами визначаються параметри основної частоти і коефіцієнт загасання коливань, значення яких необхідні для розрахунку пристрою, що задає. Система може бути вдосконалена за-трансформаційних змін функціонального перетворювача або принципів фаззи-керування на підставі контролю переміщення підіймальних посудин.

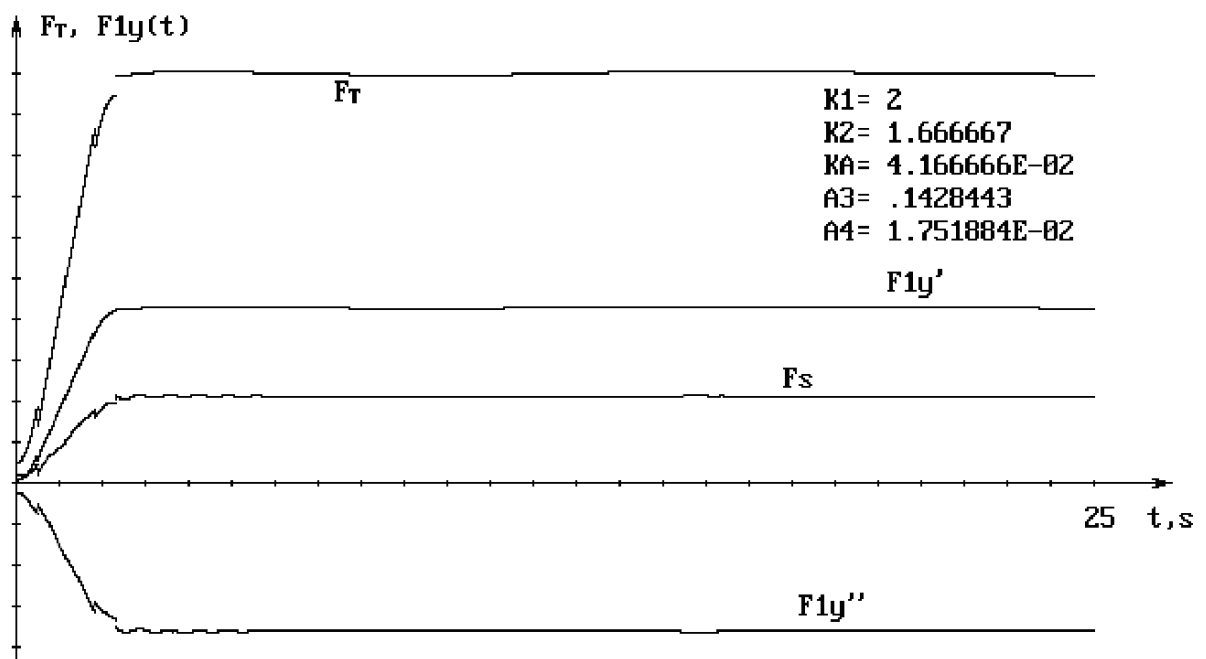


Рис. 3.6 Перехідні характеристики  $F_T(t)$ ,  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$ ,  $F_{\Sigma}(t)$  пружної системи шахтної підіймальної установки з нелінійним демпфіруючим пристроєм ЗУ-2

Метод багатокоординатного керування ефективно і оптимально демпфірує систему з розподіленими параметрами. Це забезпечується за рахунок наступних технічних рішень [7, 8]:

1. Раціональний спектр сигналу керування системою. Функція керування системою в часі відповідно до перетворення Фур'є може бути представлена спектром елементарних періодичних функцій. Система з астатизмом, на яку спрямована функція керування, характеризується своїми частотними параметрами, і всі інші частоти є перешкодами, які збуджують реактивні процеси в системі і погіршують якість керування. Використання тільки раціональних частотних спектрів функції керування і придушення інших спектрів запобігає умови виникнення реактивних процесів в перехідних режимах, підвищує стійкість системи і її якість.

2. Вибір параметрів системи для оптимального керування. Під час руху системи параметри, що визначають її динамічні властивості змінюються, що необхідно враховувати. При синтезі алгоритмів керування складними системами використовують методи апроксимації, які оптимізують керування за рахунок зменшення кількості важко контрольованих параметрів. У запропонованих технічних рішеннях математичний опис динамічних властивостей системи апроксимується описом на основі частотних параметрів системи першої гармоніки, які визначаються датчиками. Це дозволяє ефективно керувати складною системою навіть при значних відхиленнях розрахункових параметрів від реальних [7].

3. Швидкодія і енергоефективність. Мінімізація часу і траєкторій перехідних режимів забезпечується циклічно, послідовними перемиканнями управляючих впливів на динамічні координати системи, починаючи з найвищої похідної функції керування і закінчуючи функцією керування. Крім того, координати обмежені фізичними властивостями системи і початок зміни кожної координати відповідає досягненню межі за попередньою координаті. Це забезпечує сталість знака першої похідної і монотонний перехід основної координати руху в заданий стан (обмеження) [1, 2].

4. Запас стійкості (демпфірування). Структура астатичних систем включає в себе  $n$  інтегруючих пристроїв, які вводять негативні зрушення фаз в частотно-фазову характеристику системи. Відповідно, фазова характеристика такої системи



на будь-якій частоті починається з  $-\pi/2$ . Необхідний запас стійкості системи по керуванню і обуренню може бути забезпечений раціональним перерозподілом полюсів і нулів передавальної функції або, наприклад, введенням фазових зрушень у функції керування. Наявність в керуючій функції компонентів похідних функції керування, визначених з урахуванням частотних властивостей системи і динамічних властивостей приводу, забезпечує фіксовані зрушення фаз до  $+\pi/2$ , які компенсують інерційні властивості системи і створюють необхідний демпфірування [6].

Таке демпфірування не змінює амплітудно-частотну характеристику системи, оскільки модуль частотної передавальної функції, що вноситься способом,  $|W(j\omega)|=1$ . Це не впливає на швидкодію системи, її смугу пропускання, компенсує природну для астатичних систем інерційність без зміни їх властивостей [13, 14].

## ВИСНОВКИ

Проведені дослідження сучасних методів демпфірування коливань в перехідних режимах дозволяють зробити наступні висновки.

1. Демпфування методом параметричної оптимізації за рахунок зниження загального коефіцієнта передачі має обмежену сферу застосування по швидкодії і точності систем.

2. Класичні методи, пов'язані з підняттям або придушенням вищих і середніх частот (зазвичай з використанням стандартних ПД-регуляторів) ефективні, але не універсальні.

3. Метод багатокординатного керування спрямований на компенсацію фазових зсувів, не погіршує смугу пропускання системи і не змінює модуль частотної передавальної функції, що дає можливість використання його для високоточних швидкодіючих систем з астатизмом 2-го і вище порядку. На його основі можуть бути реалізовані робастні високоточні і високоманеврені системи. ефективно пригнічує реактивні процеси перерозподілу енергії всередині системи

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чермалых В. М. Исследование сложных электромеханических систем. – Киев, КПИ, 1979. – 63 с.
2. Солодовников В.В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования / В.В.Солодовников, В.Н.Плотников, А.В.Яковлев. // – М.: Машиностроение, 1985. – 536 с.
3. Александров А. Г. Оптимальные и адаптивные системы: Учеб. пособие для вузов по спец. «Автоматика и упр. в техн. системах». М.: Высш. шк., 1989. — 263 с: ил.
4. Васильев В.И. Пути снижения динамических нагрузок в канатах шахтных подъемных установок системами автоматически регулируемого предохранительного торможения / В.И. Васильев // Стальные канаты: Сб. науч. тр. МАИСК. – Одесса: “Астропринт”, 2010, №8. – С. 18-29.
5. Васильев В.И. Оптимизация управления сложной электромеханической системой с распределенными параметрами [Текст] // Адаптивні системи автоматичного керування. Міжвідомчий науково-технічний збірник – 2013. – 1(22). – С. 95-101 – Режим доступу: <http://asac.kpi.ua/article/view/29085> .
6. Васильев, В.І. Дослідження способів оптимального керування динамічними системами. [Текст] / В.І. Васильев, Є.В. Васильев // Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи (теорія, практика, історія, освіта) РТПСАС’2014: Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 11–16 березня 2014 р.). - Київ: 2014. — С. 51-53.  
[http://conf.rtf.kpi.ua/attachments/article/260/RTPSAS\\_2014\\_s2\\_t2.pdf](http://conf.rtf.kpi.ua/attachments/article/260/RTPSAS_2014_s2_t2.pdf)

7. Васильев В.И. Оптимальное управление сложными динамическими системами / В.И. Васильев, Е.В. Васильев // East European Scientific Journal #5(45), 2019, p.32-44. Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warsaw, Poland (Східноєвропейський науковий журнал #5(45), 2019, С.32-44) — [https://eesa-journal.com/wp-content/uploads/EESA\\_may1.pdf](https://eesa-journal.com/wp-content/uploads/EESA_may1.pdf)
8. Vasyliiev, V.I. The method for optimal control of high precision quick scanning system. [Текст] / V.I. Vasyliiev, E.V. Vasyliiev // Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи (теорія, практика, історія, освіта) РТПСАС'2019: Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 18–24 листопада 2019 р.). - Київ: 2019. — С. 147-149. [http://conf.rtf.kpi.ua/attachments/article/1114/RTPSAS\\_2019\\_s5\\_t04.pdf](http://conf.rtf.kpi.ua/attachments/article/1114/RTPSAS_2019_s5_t04.pdf)
9. Васильев В.И. Формирование рациональных воздействий для управления предохранительным торможением шахтных подъемных установок / В.И. Васильев // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 68. – С. 96-100.
10. Спосіб гальмування шахтної підйимальної установки. Патент України на винахід UA114179 / В.І.Васильєв, Є.В.Васильєв // – Київ.:ДП “УІПВ” (Укрпатент), опубл. 10.05.2017, бюл. № 9.
11. Спосіб оптимального керування астатичними системами. Патент України на винахід UA117229 / В.І.Васильєв, Є.В.Васильєв // – Київ.:ДП “УІПВ” (Укрпатент), опубл. 10.07.2018, бюл. № 13.
12. Чермалых В.М. Параметрическая оптимизация управления электромеханическими системами с идентифицированной передаточной функцией /В.М. Чермалых, И.Я. Майданский, А.В. Босак // ВІСНИК Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Гірництво»: Збірник наукових праць. – Київ: НТУУ «КПІ»: ЗАТ «Техновібух». – 2011. – Вип. 20. – С. 132-138.
13. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования. В.А. Бесекерский, Е.П. Попов // М., Наука, Гл. ред. ф.-м. литер. / 1975. –768 с.

14. Dorf, Richard C. Modern control systems / Richard C. Dorf, Robert H. Bishop. // – 12th ed. – 2011. – 1082 p.
15. А. с. № 1447743 (СССР). Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Васильев В. И., Дубовик В. Г., Чермалых В. М. Опубл. 30.12.88. Бюл. № 48.
16. Васильев В.І. Обґрунтування раціональних динамічних параметрів запобіжного гальмування шахтних підіймальних установок : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – “Динаміка та міцність машин” / Васильев Володимир Іванович; Сумський держ. ун-т. – Суми, 2012. – 20с.: іл. – Бібліогр.: с. 17-18.
17. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
18. Ажогин В.В. Моделирование на цифровых, аналоговых и гибридных ЭВМ / В.В. Ажогин, М.З. Згуровский // – К. : Вища школа., 1982. – 280 с.
19. Подчукаев В.А. Квантово-волновой дуализм описания динамических систем // Мехатроника, автоматизация, управление. 2016. Т. 17. № 7. С. 453-457. DOI 10.17587/mau. 17453-457. Режим доступа: <https://mech.novtex.ru/jour/article/view/326/187>
20. <http://nuclphys.sinp.msu.ru/enc/e082.htm>