

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ КРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОНОТОПСЬКИЙ ІНСТИТУТ
Центр заочної та дистанційної форми навчання

Кафедра електронних
приладів і автоматики

Кваліфікаційна робота бакалавра
СИНТЕЗ КЕРУВАННЯ ОБ'ЄКТОМ ДРУГОГО ПОРЯДКУ ІНЕРЦІЙНОСТІ

Студент гр. ЕІз-71

М.С. Мірошніченко

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

В.І. Васильєв

2021

РЕФЕРАТ

Об'єктом дослідження дипломної роботи є оптимальне по динамічності керування системами з інерційністю другого порядку, визначити резерви керованості для систем більш високого порядку. Також, при дослідженнях Критерій оптимальності таких систем зазвичай враховує швидкодію, мінімальні динамічні перевантаження, енергоефективність, безпеку.

Мета роботи полягає у дослідженні динамічних властивостей складних за динамікою об'єктів і машин, способів параметричної й структурної оптимізації систем керування ними. Використання комп'ютерних технологій при аналізі динамічних і частотних властивостей досліджуваних систем. Розробку методіки оптимального керування складними системами на основі послідовності дій і блок-схем алгоритмів керування.

При виконанні роботи використовувалися методи математичного, цифрового й комп'ютерного моделювання динаміки систем.

У результаті досліджень встановлено, що найефективнішим методом оптимізації зазначених систем є структурна оптимізація з застосуванням промислових ПД-регуляторів, а в умовах критичних за часом режимів і при будь якої керуючої функції, найбільш ефективнішим є спосіб багатокординатного впливу на систему, що враховує частотні параметри об'єкту керування й динамічні властивості приводу.

Робота викладена на 37 сторінках, у тому числі включає 16 рисунків, 2 таблиці, список цитованої літератури із 19 джерел.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДИНАМІЧНА СИСТЕМА, МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕХІДНИЙ ПРОЦЕС, ЧАСТОТНІ ВЛАСТИВОСТІ, КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ КЕРУВАННЯ, БАГАТООРДИНАТНЕ КЕРУВАННЯ.

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ІНЕРЦІЙНІСТЬ СИСТЕМ, ЇЇ ДЖЕРЕЛА І МЕТОДИ КОМПЕНСАЦІЇ	6
1.1 Динамічний і частотний аналіз властивостей систем	6
1.2 Математична модель системи другого порядку і її передавальна функція.....	7
1.3 Методи компенсації інерційних властивостей систем	10
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СИСТЕМИ ДРУГОГО ПОРЯДКУ І СИНТЕЗ КЕРУВАННЯ	12
2.1 Розробка структурної схеми системи електроприводу	12
2.2 Аналіз частотних властивостей системи в середовищі MathCAD	15
2.3 Синтез корегуючого пристрою.....	19
2.4 Комп'ютерне моделювання динамічних властивостей системи	20
2.5 Синтез послідовного корегуючого пристрою методом частотних характеристик	20
РОЗДІЛ 3. СПОСІБ БАГАТОКООРДИНАТНОГО ВПЛИВУ	23
3.1 Багатокоординатний вплив і блок-схема алгоритму способу.	23
3.2 Керування складними системами з розподіленими параметрами	28
ВИСНОВКИ	35
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	36

ВСТУП

Одним з найважливіших завдань проектування сучасних складних технічних систем є розробка систем керування з високою швидкістю і показниками якості. Такі системи знаходять широке застосування в різних сферах діяльності людини. Вони вирішують велику кількість завдань, що включають в себе вилучення інформації, її систематизацію, сортування, обробку, перетворення та представлення у зручній для користувача формі. Через постійне збільшення потоку інформації зростає час та ресурси, які потрібні для виконання вищевказаних завдань.

Прогрес, що відбувається за останні десятиліття в електронній промисловості, виробництві засобів обчислювальної техніки та інформаційних технологіях привели до зміни концепцій проектування і конструювання складних систем. У багаторівневих системах управління електропривод як компонент відноситься до нижнього рівня управління. Слід зазначити, що нижній (виконавчий) рівень становить основу будь-якого виробництва і саме він визначає конкурентоспроможність і якість продукції, що випускається. В системах числового програмного керування (СЧПУ) механізмам до якісних показників електропривода пред'являються особливо жорсткі вимоги. У цифрових системах управління електроприводи з мікроконтролерним управлінням досягаються показники, недосяжні для засобів аналогового управління.

Під оптимальною САУ розуміється найкраща у відомому сенсі система. Рішення проблеми оптимальності дозволить довести до максимуму ефективність використання виробничих агрегатів, збільшити продуктивність і якість продукції, забезпечити економію енергії і цінної сировини і т.п. У різних галузях техніки управління розгляд проблем оптимальності систем призводить до завдань побудови оптимальних за швидкістю САУ, оптимальної фільтрації сигналу, прийнятого на тлі перешкод, побудови оптимальних прогнозують пристроїв, оптимальних методів розпізнавання образів, оптимальної організації автоматичного пошуку і т. д. Між усіма цими різними

на перший погляд завданнями є внутрішній зв'язок, яка є базою для побудови єдиної теорії оптимальних систем.

Критерії оптимальності, на основі яких будується система, можуть бути різні і залежать від специфіки розв'язуваної задачі.

Це можуть бути простота, економічність, надійність. Для процесів в САУ критеріями можуть бути час регулювання, вигляд кривої перехідного процесу, точність відтворення вхідного сигналу при наявності перешкод і т.п.

Значення теорії оптимальних систем для практики надзвичайно великий. Без неї важко створювати оптимальні та близькі до оптимальних САУ. Теорія оптимальних систем дозволяє оцінити та межа, який може бути досягнутий в оптимальній системі, порівняти її з показниками діючої неоптимальною системи і з'ясувати, чи доцільно в даному випадку займатися розробкою оптимальної системи.

РОЗДІЛ 1

ОПТИМАЛЬНІ КЕРУВАННЯ І ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ ЗА КРИТЕРІЯМИ ОПТИМАЛЬНОСТІ

1.1 Класифікація систем за критерієм оптимальності

В якості критерію оптимальності можуть бути прийняті різні технічні та економічні показники: продуктивність, якість продукції, надійність, витрати сировини або енергії і т.д.

Для процесів керування можуть використовуватися такі критерії:

- 1) мінімальний час перехідного процесу в системі,
- 2) найменше відхилення керованої величини в перехідному процесі,
- 3) мінімум інтеграла $I = \int_0^{\infty} \varphi(x) dt$, де $\varphi(x)$ характеризує відхилення керованої

величини від необхідного значення і т.д.

Таким чином, критерій оптимальності може ставитися до перехідного або до сталого процесу у системі. Конкретні системи можуть мати і інші критерії.

Системи оптимального управління в залежності від характеру критерію оптимальності можна розділити на три типи:

- а) рівномірно-оптимальні системи,
- б) статистично-оптимальні системи,
- в) мінімаксне-оптимальні системи.

Рівномірно-оптимальна – це така система, у якій кожен окремий процес є оптимальним. Наприклад, в оптимальних по швидкодії системах при будь-яких початкових умовах і будь-яких збурень система приходить найкоротшим в часі шляхом до необхідного стану.

У статистично-оптимальних системах критерій оптимальності має статистичний характер. Такі системи повинні бути найкращими в середньому. Тут не потрібно або неможлива оптимізація в кожному окремому процесі. Як статистичного критерію частіше. Усього фігурує середнє значення будь-якого первинного критерію, наприклад, математичне очікування виходу деякої величини за певні межі.

Мінімаксне-оптимальні - це такі системи, які в найгіршому випадку дають можливо найкращий результат вони відрізняються від рівномірно-оптимальних тим, що в не найгіршому випадку можуть дати найгірший результат, ніж будь-яка інша система.

Оптимальні системи можна також поділити на три типи залежно від способу отримання інформації про керований об'єкт:

- 1) оптимальні системи з повною інформацією про об'єкт;
- 2) оптимальні системи з неповною інформацією про об'єкт і пасивним її накопиченням;
- 3) оптимальні системи з неповною інформацією про об'єкт і активним її накопиченням в процесі управління (системи дуального управління).

1.2 Оптимізація керування системою за динамічністю

Системи з заданими ресурсами, оптимальні по швидкодії, підвищують продуктивність процесів, енергетичну ефективність, довговічність устаткування і тому завжди були об'єктом досліджень проектувальників.

Відомо що процес керування вважається оптимальним по динамічним властивостям, якщо при ступінчастому впливі забезпечується монотонний перехідний процес в заданий стан при мінімальному часі [1,2]. Тому для створення оптимального перехідного процесу в системи необхідно забезпечити почергову зміну динамічних координат руху в часі до досягнення обмежень. Наприклад, зміну координат: переміщення, швидкості, прискорення, ривку тощо.

Під оптимальним динамічним режимом систем з пружними властивостями розуміють відсутність внутрішніх механічних коливань в перехідних процесах. Така система може бути названа оптимальної по динамічності або по динамічним навантаженням. У багатомасових системах з декількома ступенями свободи Обачним оптимізацію здійснюють по основній (низької) частоті. Розглянемо питання синтезу керуючого впливу, оптимізируючого процес, на прмере простий упру гой системи. Будемо вважати, що електропривід дозволяє плавно змінювати швидкість обертання в

широкому діапазоні, а коефіцієнт пружності $c_1 = c_2 = c$. Згідно передавальна функція по відношенню до динамічного зусилля F_1

$$W(p) = \frac{F_1(p)}{F_{\text{ос}}(p)} = \frac{c}{m_1(p^2 + \omega^2)}, \text{ де } \omega = \sqrt{\frac{2c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}$$

Якщо $F_{\text{ос}}$ в період пуску збільшується за лінійним законом, наприклад, $F_{\text{ос}} = \varepsilon t$, то згідно перетворенню Лапласа-Карсона:

$$F_1(p) = \frac{\varepsilon c}{m_1 p(p^2 + \omega^2)} = \frac{\varepsilon c}{m_1 \omega^2} \left(\frac{1}{p} - \frac{p}{p^2 + \omega^2} \right).$$

$$\text{Отже } F_1(t) = \frac{\varepsilon c}{m_1 \omega^2} t - \frac{\varepsilon c}{m_1 \omega^3} \sin \omega t = \frac{\varepsilon c}{m_1 \omega^2} \left(\frac{1}{p} - \frac{p}{p^2 + \omega^2} \right).$$

Проаналізувавши отриманий вираз очевидно, що складовими перехідного процесу є пряма лінія і синусоїда. Звичайно в реальних системах $F_{\text{ос}}$ збільшується до визначеного значення, а у кінці періоду прискореного руху стає рівним силі статичного опору. (рис.1)

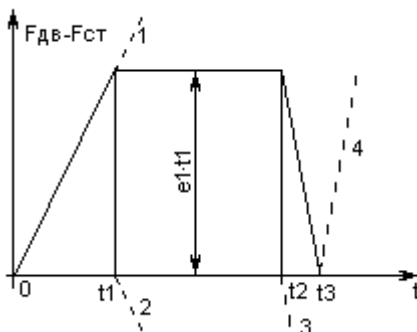


Рис. 1.1. – Трапецієдальна діаграма впливу на пружну систему

Така кусково-лінійна характеристика може бути описана системою звичайних лінійних рівнянь [2,4], яким відповідають графіки 1, 2, 3, 4.

$$F_{\text{ос}} - F_{\text{cm}} = \begin{cases} \varepsilon_1 t & \text{при } 0 \leq t \leq t_1 \\ \varepsilon_1 t - \varepsilon_1(t - t_1) = \varepsilon_1 t_1 & \text{при } t_1 \leq t \leq t_2 \\ \varepsilon_1 t_1 - \varepsilon_2(t - t_2) & \text{при } t_2 \leq t \leq t_3 \\ \varepsilon_1 t - \varepsilon_2(t - t_2) + \varepsilon_2(t - t_3) = 0 & \text{при } t \geq t_3 \end{cases}$$

При $F_{\text{cm}} = 0$ рівняння (1) відповідає графікам 1 і 2 запишеться так:

$$F_{11}(t) = \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^2} t - \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^3} \sin \omega t; \quad (3)$$

$$F_{12}(t) = \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^2} (t - t_1) - \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^3} \sin \omega(t - t_1) \quad (4)$$

Якщо в рівнянні (3) прийняти $t_1 = 2\pi / \omega$, то

$$F_{12}^*(t) = \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^2} (t - t_1) - \frac{\varepsilon_1 c}{m_1 \omega^3} \sin \omega t$$

отже на ділянці $t_1 \leq t \leq t_2$ динамічна складова зусилля F_1 буде змінюватися за законом

$$F_1(t) = F_{11} - F_{12}^* = \frac{\varepsilon_1 c t_1}{m_1 \omega^2} = \frac{2\pi c \varepsilon_1}{m_1 \omega^3},$$

при t_1 рівному періоді власних коливань пружної системи коливального процесу не буде, тобто система оптимальна по динамічності. Графік зміни F_1 представлений на рис. 1.2

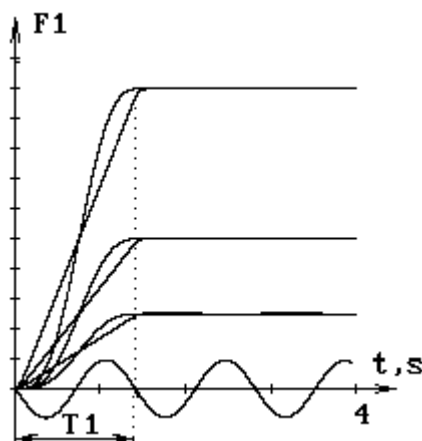


Рис. 1.2. – Діаграма переходного процесу в пружній системі 2-го порядку при лінійному впливі протягом періоду її власних коливань

До таких об'єктів керування відносять електромеханічні системи з пружними зв'язками. Вони характеризуються складаними переходними процесами и тому вимагають раціональних способів керування. Зокрема, використання лінійного закону впливу на систему протягом часу кратним періоду власних коливань системи, або інший варіант способу - двоступінчастій вплив із затримкою часу застосування другого ступіня на половину періоду власних коливань системи.

Комп'ютерне моделювання обох методів керуючого впливу на пружну систему представлено на рис.1.3. Також представлені результати моделювання системи в разі відхилень розрахункових параметрів від реальних на $\pm 50\%$. Очевидно, що такий спосіб не дивлячись на простоту вимагає точного визначення реального періоду коливань системи в момент впливу.

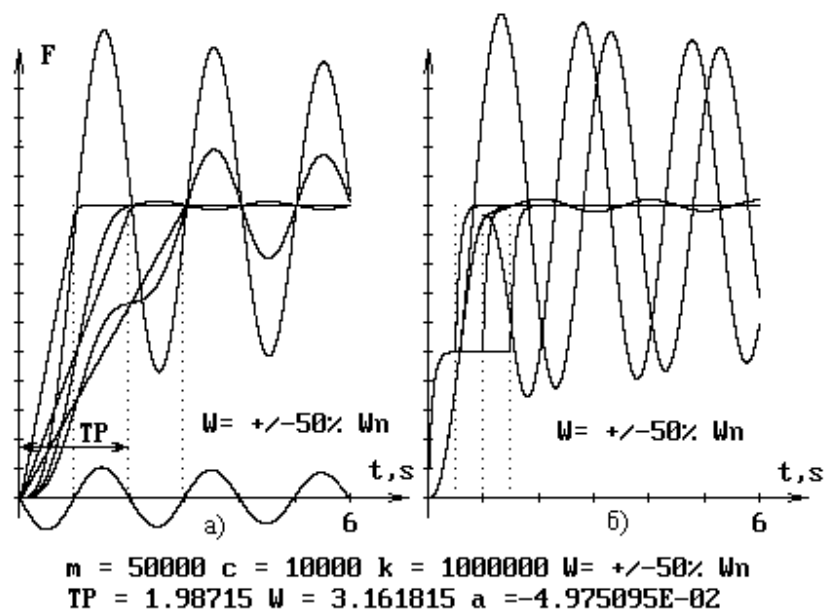


Рис. 1.3. – Порівняльні характеристики перехідних процесів при різних способах впливу на пружну систему і при відхиленні розрахункових частотних параметрів на $\pm 50\%$: а) лінійне зміна керуючого сигналу за час, відповідне періоду власних коливань; б) двох ступенева з затримкою другого ступеня на полперіода.

Пазначені параметри: m – приведена до двигуна маса частин що рухаються, c – коефіцієнт тертя і k – жорсткість пружної частині. TP – період, ω – кругова частота, a – коефіцієнт демпфірування.

Недоліком цих способів є обмежена область застосування, тому що вони можуть бути застосовувані тільки для робочих режимів роботи й не придатні в аварійних режимах, коли за безпекою обмежений час впливу. Ці параметри не відповідають вимогам безпеки системи по швидкодії в аварійних режимах роботи. Способи складні в реалізації, тому що вимагають точного контролю частотних параметрів системи які в процесі руху можуть змінюватись.

1.3 Оптимізація керування системою багатокординатним впливом

Для усунення зазначених недоліків що описані у попередньому підрозділі був розроблений спосіб керування складною системою з пружними властивостями у функції її частотних параметрів [3,4]. Технічний результат способу полягає в підвищенні енергетичної ефективності, швидкодії, зменшенні динамічних перевантажень. Область його застосування – системи з пружними властивостями. Зокрема, робоче, запобіжне (екстрене) гальмування, керування ліфтами, підймальними машинами, у т.ч. для глибоких шахт, буровими установками і конвеєрами.

Суть способу детально описано й ілюстровано блок-схемою алгоритму роботи, що представлена в розділі 3. 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.

З метою запобігання перехідних процесів, пов'язаних з перерозподілом і розсіюванням механічної енергії закон впливу, що формується враховує динамічні параметри привода, частотні – пружної 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.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

2.1 Розробка структурної схеми системи електроприводу

Система автоматичного регулювання швидкості двигуна з послідовним корегуючим пристроєм.

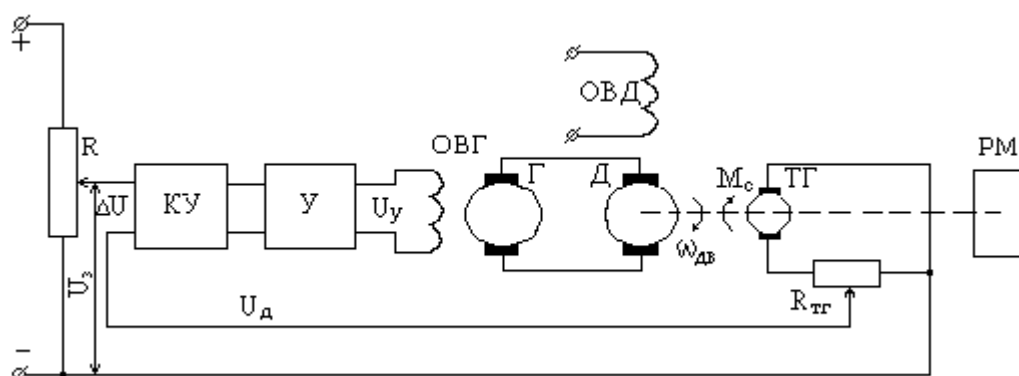


Рис. 2.1 Принципова схема системи електроприводу постійного струму по системі “генератор-двигун” (Г-Д).

Умовні позначки:

R - потенціометр; У - електронний підсилювач; D-двигун; Г-генератор;

ТГ - тахогенератор; РМ - робочий механізм; $\omega_{дв}$ - кутова швидкість двигуна.

Рівняння елементів системи:

Рівняння замикання системи: $\Delta U = U_3 - U_{m2}$;

Підсилювач: $T_y \frac{dU_y}{dt} + U_y = K_y U$;

Генератор: $T_2 \frac{dU_2}{dt} + U_2 = K_2 U_y$;

Двигун: $T_{\omega} \frac{d\omega_{\omega}}{dt} + \omega_{\omega} = K_{\omega} U_y - K_m M_c$

Тахогенератор: $U_{m2} = K_{m2} \omega_{\omega}$

Початкові дані для розрахунків

Таблиця 2.1

$K_{тг}$ <i>В·хв/об</i>	K_y	T_y, c	K_z	T_z, c	$K_{\deltaв}$ <i>об/хв·Н·м</i>	$T_{\deltaв}, c$	K_m <i>об/хв·Н·м</i>	M_c <i>Н·м</i>
0,07	7,0	0,017	2,3	0,20	10,0	0,50	1,5	0,7

$k_u := 7.0$ $k_g := 2.3$ $k_d := 10.0$ $k_tg := 0.07$ $T_u := 0.017$ $T_g := 0.2$ $T_d := 0.5$

Система автоматичного регулювання швидкості обертання електричного приводу постійного струму широко застосовується для регулювання частоти обертання різноманітних машин і механізмів. У якості джерела енергії, якою живиться двигун застосовано генератор постійного струму. Збудження генератора здійснюється магнітним потоком, що формується обмоткою збудження, струм в якій регулюється вихідною напругою підсилювача. В якості датчика швидкості (перетворювача кутової швидкості обертання двигуна в напругу) використовується тахогенератор.

Потенціометр П задає напругу U_3 , пропорційну заданій швидкості. Напруга U_{m2} , що генерує тахогенератор, жорстко з'єднаний із валом двигуна, зрівнюється з U_3 . Різниця напруги (разузгодження) $\Delta U = U_3 - U_{m2}$ поступає на підсилювач У. Підсилений сигнал U_y подається на ОВГ. При зміні напруги U_y змінюється напруга на затискачах генератора U_2 . U_2 подається на двигун Д, швидкість обертання ротора у якого залежить від U_2 . Тахогенератор виробляє напругу U_{m2} , яка пропорційна швидкості обертання двигуна $\omega_{\deltaв}$. Двигун жорстко з'єднаний з робочим механізмом.

При зміні навантаження на валу змінюється швидкість двигуна $\omega_{\deltaв}$, що спричиняє за собою зміну U_{m2} . При цьому змінюється разузгодження $\Delta U = U_3 - U_{m2}$, тобто змінюється U_y на ОВГ, що спричиняє за собою зміну магнітного потоку в генераторі і U_2 . Це веде до зміни $\omega_{\deltaв}$ в сторону, протилежну початковому впливу, що викликав перехідний процес.

Зміна $\omega_{\deltaв}$ змінює U_{m2} , що впливає на величину $\Delta U = U_3 - U_{m2}$ і перехідний процес продовжується доти, поки $\omega_{\deltaв}$ не досягне початкової величини.

Визначення структурної схеми і передаточної функції.

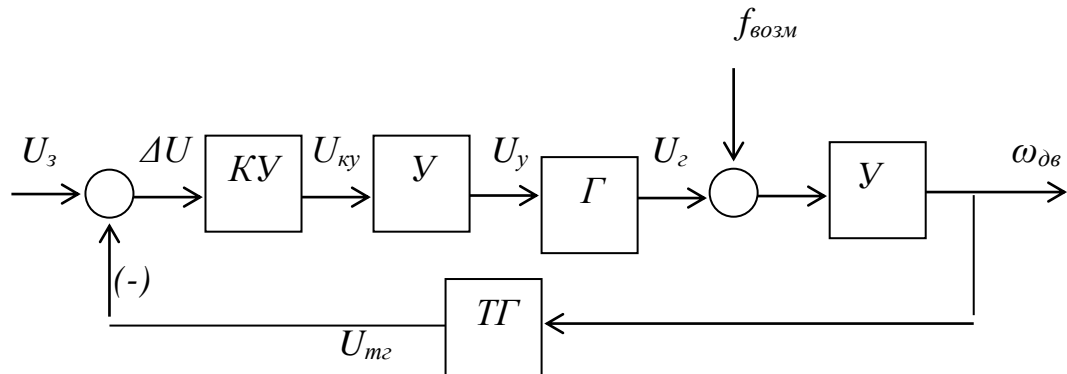


Рис. 2.2 Структурна схема системи регулювання швидкості.

Елементи (ланки) системи описуються диференціальними рівняннями:

Підсилювач: $T_y p U_y(p) + U_y(p) = K_y U(p)$

Генератор: $T_2 p U_2(p) + U_2(p) = K_2 U_y(p)$

Двигун: $T_{\text{дв}} p \omega_{\text{дв}}(p) + \omega_{\text{дв}}(p) = K_{\text{дв}} U_2(p) - K_M M_c$

Тахогенератор: $U_{m2}(p) = K_{m2} \cdot \omega_{\text{дв}}(p)$

Визначимо передаточні функції окремих елементів системи.

Передаточна функція підсилювача:

$$U_y(p)(T_y p + 1) = K_y U_3(p) \quad W_y(p) = \frac{U_y(p)}{U_3(p)} = \frac{K_y}{T_y p + 1}$$

Передаточна функція генератора:

$$U_2(p)(T_2 p + 1) = K_2 U_y(p) \quad W_2(p) = \frac{U_2(p)}{U_y(p)} = \frac{K_2}{T_2 p + 1}$$

Передаточна функція двигуна по керуючому сигналу:

$$\omega_{\text{дв}}(p)(T_{\text{дв}} p + 1) = K_{\text{дв}} U_2(p) - K_M M_c \quad W_{\text{дв}}(p) = \frac{\omega_{\text{дв}}(p)}{U_2(p)} = \frac{K_{\text{дв}}}{T_{\text{дв}} p + 1}$$

Передаточна функція тахогенератора:

$$U_{m2}(p) = K_{m2} \omega_{\text{дв}}(p) \quad W_{m2}(p) = \frac{U_{m2}(p)}{\omega_{\text{дв}}(p)} = K_{m2}$$

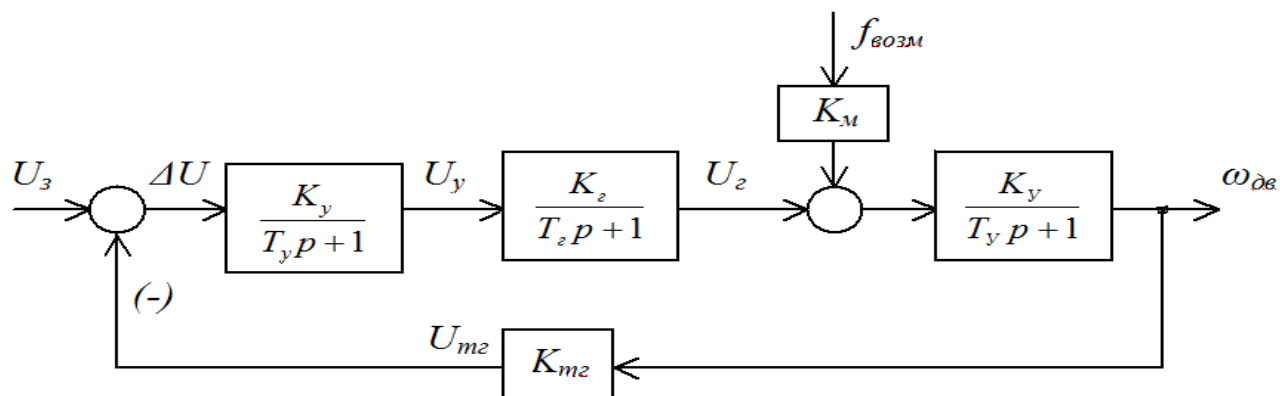


Рис. 2.3. Структурна схема системи автоматичного регулювання швидкості ЕП.

Передаточна функція розімкненої системи:

$$W_{pk}(p) = W_y(p) \cdot W_z(p) \cdot W_{дв}(p) \cdot W_{mz}(p) = \frac{K_y}{T_y p + 1} \cdot \frac{K_z}{T_z p + 1} \cdot \frac{K_{дв}}{T_{дв} p + 1} \cdot K_{mz} =$$

$$= \frac{K_0}{T_y T_z T_{дв} p^3 + (T_y T_{дв} + T_y T_z + T_{дв} T_z) p^2 + (T_y + T_z + T_{дв}) p + 1}$$

2.2 Аналіз частотних властивостей системи в середовищі MathCAD

Визначим ЛАЧХ та ФЧХ системи, для чого проаналізуємо передаточні функції елементів системи.

Підсилювач:

$$W_y(p) = \frac{U_y(p)}{U_3(p)} = \frac{K_y}{T_y p + 1} \text{ — аперіодична ланка}$$

Генератор:

$$W_z(p) = \frac{U_z(p)}{U_y(p)} = \frac{K_z}{T_z p + 1} \text{ — аперіодична ланка}$$

Двигун:

$$W_{дв}(p) = \frac{\omega_{дв}(p)}{U_z(p)} = \frac{K_{дв}}{T_{дв} p + 1} \text{ — аперіодична ланка}$$

Тахогенератор:

$$W_{mz}(p) = \frac{U_{mz}(p)}{\omega_{os}(p)} = K_{mz} \text{ – підсилювальна (пропорційна) ланка}$$

Частотні передаточні функції елементів системи визначаються заміною аргументу p на $j\omega$. При цьому переходимо до функції комплексної змінної. В ТАУ для зручності досліджень використовують логарифмічні частотні характеристики. Це логарифмічні амплітудні – ЛАЧХ і фазові – ФЧХ.

Для дослідження систем за допомогою частотних характеристик в ТАУ використовують наближений метод асимптотичних характеристик. Цей метод дає задовільну точність інженерних досліджень і ним користувались досить успішно на протязі тривалого часу. Але застосування сучасної обчислювальної техніки дозволяє спростити і уточнити завдання аналізу шляхом переходу від наближених асимптотичних характеристик безпосередньо до реальної ЛАЧХ. Для побудови ЛАЧХ скористаємось програмою MathCAD, завдяки чому отримаємо графіки ЛАЧХ і ФЧХ.

Початкові дані для розрахунків в середовищі MathCAD

$$k_u := 7.0 \quad k_g := 2.3 \quad k_d := 10.0 \quad k_{tg} := 0.07 \quad T_u := 0.017 \quad T_g := 0.2 \quad T_d := 0.5$$

По диференціальним рівнянням, що описують динаміку окремих ланок і користуючись правилами складання і перетворення структурних схем визначаємо передаточні функції ланок системи.

$$W_u(p) := \frac{k_u}{(T_u \cdot p + 1)} \rightarrow \frac{7.0}{(1.7 \cdot 10^{-2} \cdot p + 1)}$$

$$W_g(p) := \frac{k_g}{(T_g \cdot p + 1)} \rightarrow \frac{2.3}{(.2 \cdot p + 1)}$$

$$W_d(p) := \frac{k_d}{(T_d \cdot p + 1)} \rightarrow \frac{10.0}{(.5 \cdot p + 1)}$$

Передаточна функція розімкнутої системи

$$k := k_u \cdot k_g \cdot k_d \cdot k_{tg} \rightarrow 11.27000$$

$$W_k(p) := \frac{k}{(T_u \cdot p + 1) \cdot (T_g \cdot p + 1) \cdot (T_d \cdot p + 1)} \rightarrow \frac{11.27000}{[(1.7 \cdot 10^{-2} \cdot p + 1) \cdot (.2 \cdot p + 1) \cdot (.5 \cdot p + 1)]}$$

Передаточна функція замкненої системи

$$Wz(p) := \frac{k_u \cdot k_g \cdot k_d}{(T_u \cdot p + 1) \cdot (T_g \cdot p + 1) \cdot (T_d \cdot p + 1) + k} \rightarrow \frac{161.000}{\left[(1.7 \cdot 10^{-2} \cdot p + 1) \cdot (.2 \cdot p + 1) \cdot (.5 \cdot p + 1) + 11.27000 \right]}$$

Визначаємо логарифмічні амплітудо-фазо-частотні характеристики і будуємо їх графіки.

Амплітудочастотна характеристика

$$W_r(p) := \frac{k}{(T_u \cdot p + 1) \cdot (T_g \cdot p + 1) \cdot (T_d \cdot p + 1)}$$

$$A(p) := |W_r(p)|$$

Логарифмічна АЧ характеристика

$$L(p) := 20 \cdot \log(A(p))$$

$$L(\omega) := 20 \cdot \log(k_u \cdot k_g \cdot k_d \cdot k_{tg}) - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(T_u \cdot \omega)^2 + 1} \right] - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(T_g \cdot \omega)^2 + 1} \right] - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(T_d \cdot \omega)^2 + 1} \right]$$

$$L_u(\omega) := \left[20 \cdot \log(k_u) - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(0.02 \cdot \omega)^2 + 1} \right] \right]$$

$$L_g(\omega) := \left[20 \cdot \log(k_g) - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(0.1 \cdot \omega)^2 + 1} \right] \right]$$

$$L_d(\omega) := \left[20 \cdot \log(k_d) - 20 \cdot \log \left[\sqrt{(0.6 \cdot \omega)^2 + 1} \right] \right]$$

$$L_{tg}(\omega) := 20 \cdot \log(k_{tg})$$

$$L(\omega) := L_u(\omega) + L_g(\omega) + L_d(\omega) + L_{tg}(\omega)$$

Фазочастотні характеристики ланок і всієї системи

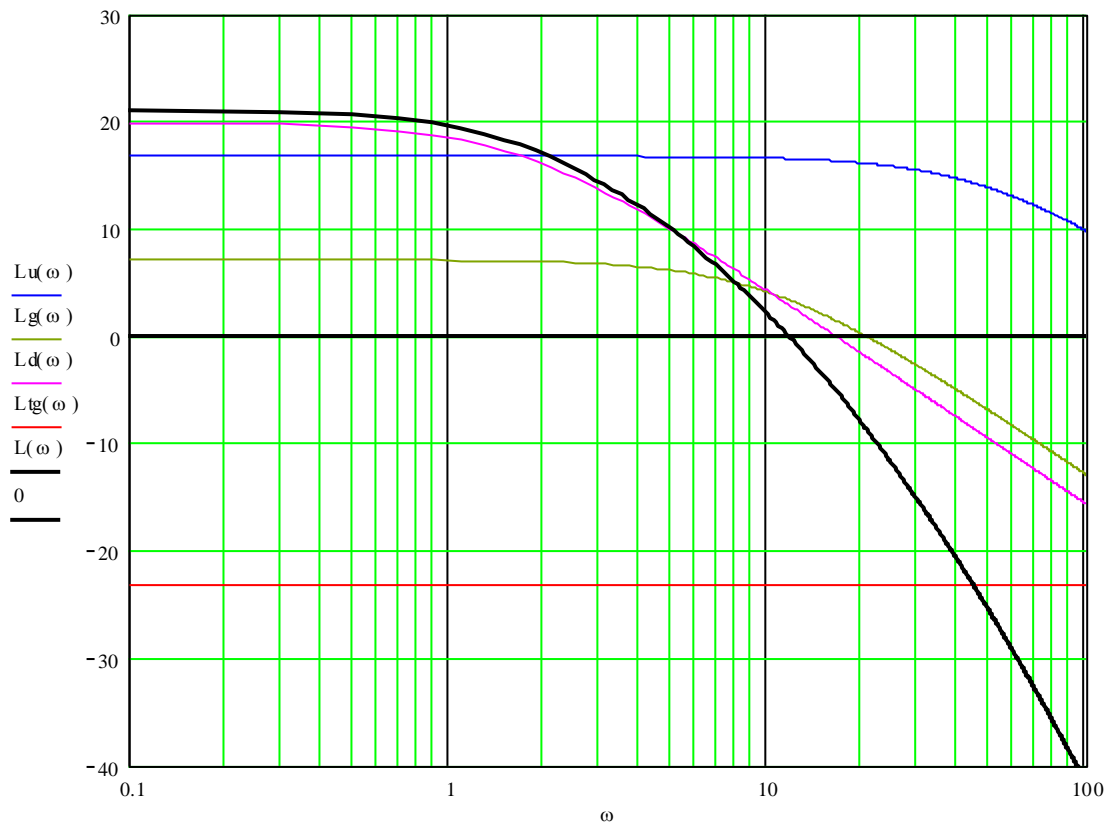
$$\phi_u(\omega) := -\operatorname{atan}(T_u \cdot \omega)$$

$$\phi_g(\omega) := -\operatorname{atan}(T_g \cdot \omega)$$

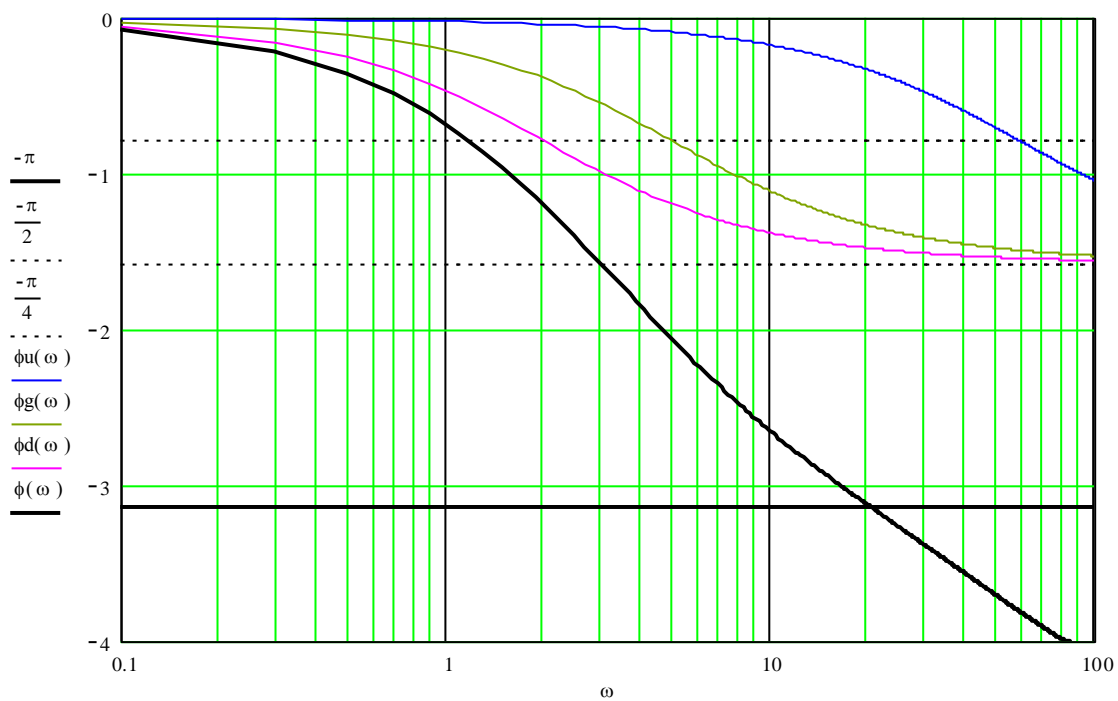
$$\phi_d(\omega) := -\operatorname{atan}(T_d \cdot \omega)$$

$$\phi(\omega) := (\phi_u(\omega) + \phi_g(\omega)) + \phi_d(\omega)$$

$$\omega := 0.1, 0.3, 500$$



а)



б)

Рис.2.4. – ЛАЧХ а) і ФЧХ б) системи електроприводу

2.3 Синтез коригуючого пристрою

Для визначення параметрів коригуючого пристрою необхідно проаналізувати одержані характеристики ЛАЧХ і визначити параметри корегуючого пристрою так, щоб у точці перетинання значення вісі 0 дБ уклін ЛАЧХ був не більш ніж 20 дБ/дек. Різниця бажаної ЛАЧХ та ЛАЧХ нескоригованої системи дасть ЛАЧХ коригуючого пристрою ($L_{ку}$).

З ЛАЧХ коригуючого пристрою можна зробити висновок, що цей пристрій є інтегро-диференціюючою ланкою з переважанням диференціюючої властивості ($T_1 > T_2$), передаточна функція котрої має вигляд:

$$W_{ку}(p) = \frac{K(T_1 p + 1)}{T_2 p + 1}$$

Причому, оскільки початок ЛАЧХ співпадає з віссю частот, то $K=1$ тобто це пасивний ланцюг.

Прийmemo: $T_1 = T_z$, $T_2 = T_y$.

З графіку визначаємо параметри коригуючого пристрою:

$$T_1 = T_z = 0.2 \quad T_2 = T_y = 0.017.$$

З врахуванням цього передаточна функція коригуючого пристрою має вигляд:

$$W_{ку}(p) = \frac{0.2p + 1}{0.017p + 1}.$$

Такий пристрій може бути реалізований пасивною RC-ланкою, схему якої можна вибрати у довідковій літературі з САУ.

2.4 Комп'ютерне моделювання динамічних властивостей системи

Визначим перехідні характеристики нескоригованої і скоригованої САУ чисельними методами моделювання на ПЕОМ.

Перетворимо структурну схему синтезованої системи до еквівалентної схеми змінних стану, що складається із інтегруючих і підсилюючих ланків охоплених зворотними зв'язками. Моделювання робимо методом послідовного програмування,

тобто передаточну функцію кожної ланки заміняємо своєю схемою змінного стану. Одержуємо схему для моделювання перехідних характеристик системи.

Далі визначаємо алгоритм рішення і коефіцієнти $A0, A1, \dots, A6; B0, B1, \dots, B3$

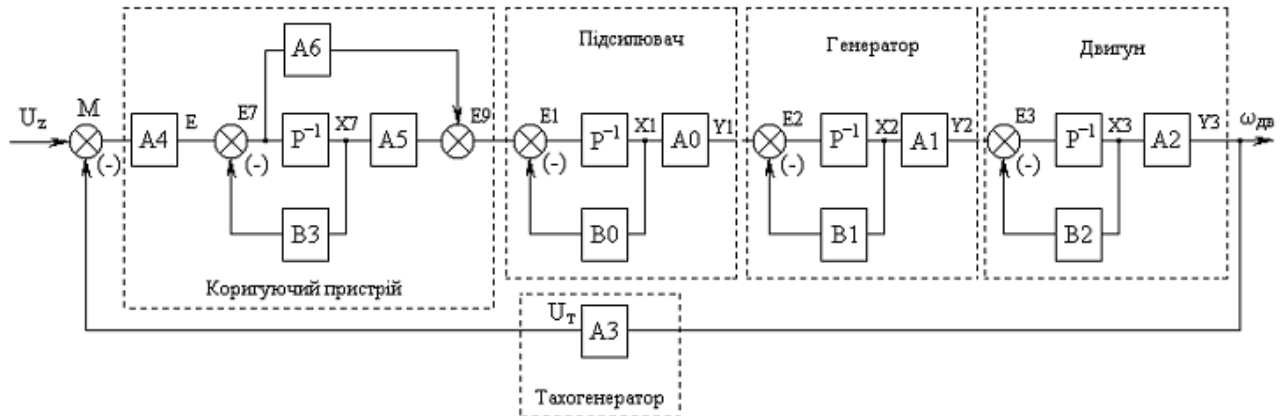


Рис. – 2.5. – Структурна схема моделі системи для послідовного програмування.

На підставі отриманої структурної схеми складаємо програму моделювання

$T = .001: P = 2: KA = 6: TA = .017: KG = 1.6: TG = .2: KD = 9.5: TD = .8: KTG =$
.07

$S = KA * KG * KD / (1 + KA * KG * KD * KTG)$

FOR I = 1 TO P / T

UZ = 1

M = UZ - UT

$E7 = M - X8 * 1 / TA: X7 = X8 + (E7 + E8) * .5 * T: U1 = E7 * TG / TA: E9 = M$

$E1 = E9 - X1 * 1 / TA: X1 = X4 + .5 * (E1 + E4) * T: YA = X1 * KA / TA$

$E2 = YA - X2 * 1 / TG: X2 = X5 + (E2 + E5) * .5 * T: YG = X2 * KG / TG$

$E3 = YG - X3 * 1 / TD: X3 = X6 + (E3 + E6) * .5 * T: YD = X3 * KD / TD$

UT = YD * KTG

$X4 = X1: X5 = X2: X6 = X3: E4 = E1: E5 = E2: E6 = E3: X8 = X7: E8 = E7$

PSET (20 + I * T * 280 / P, 300 - YD * 15), 4

NEXT I

$X4 = 0: X5 = 0: X6 = 0: E4 = 0: E5 = 0: E6 = 0: X8 = 0: E8 = 0$

FOR I = 1 TO P / T

UZ = 1

M = UZ - UT

$E7 = M - X8 * 1 / TA: X7 = X8 + (E7 + E8) * .5 * T: U1 = E7 * TG / TA$

$E9 = U1 + X7 * 1 / TA$

$E1 = E9 - X1 * 1 / TA: X1 = X4 + .5 * (E1 + E4) * T: YA = X1 * KA / TA$

```

E2 = YA - X2 * 1 / TG: X2 = X5 + (E2 + E5) * .5 * T: YG = X2 * KG / TG
E3 = YG - X3 * 1 / TD: X3 = X6 + (E3 + E6) * .5 * T: YD = X3 * KD / TD
UT = YD * KTG
X4 = X1: X5 = X2: X6 = X3: E4 = E1: E5 = E2: E6 = E3: X8 = X7: E8 = E7
PSET (340 + I * T * 280 / P, 300 - YD * 15), 12
NEXT I

```

Результат комп'ютерного моделювання перехідних процесів в системі без пристрою що корегує якість процесу і з ним представлені на рисунку 2.6.

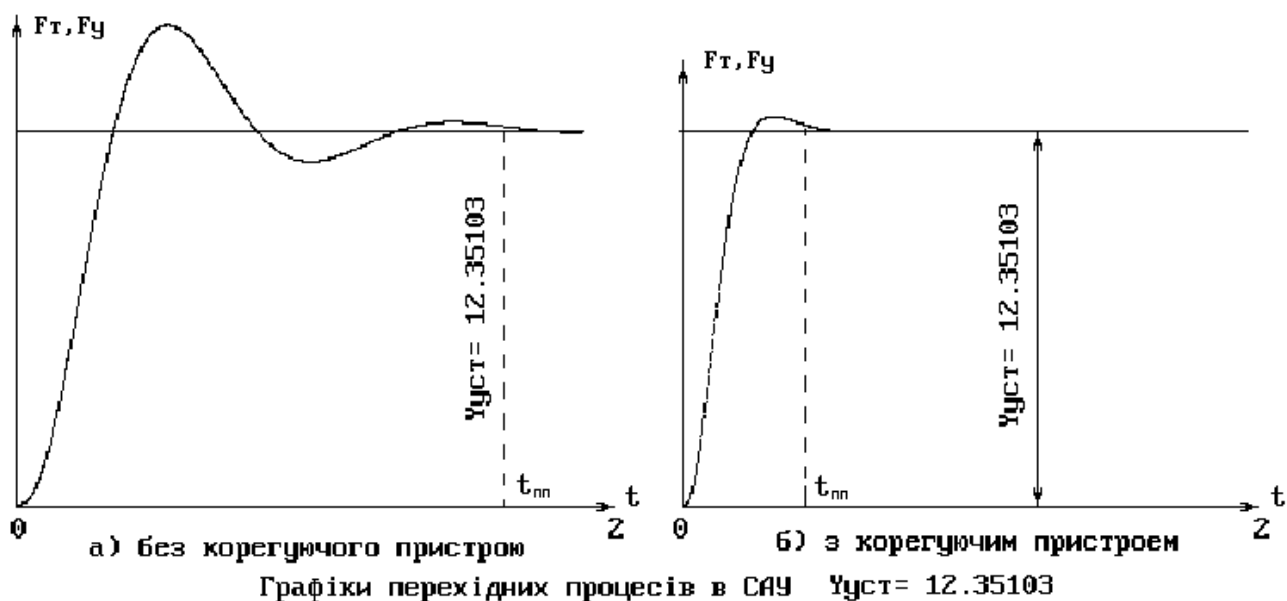


Рис. 2.6. – Перехідні характеристики електроприводу а) без КП, б) з КП. Позначені F_T, F_y гальмове і пружне зусилля.

Прямі показники якості для скоригованої системи розраховуються аналогічно показникам не скоригованої системи і зведені в табл. 3.1

Показники якості нескоригована і скоригованої системи

Таблиця 2.2

Показник	$\sigma, \%$	t_n, c	t_n, c	t_m, c	T_3, c	$\psi, \%$
Нескоригована система	46	1.6	0.15	0.3	0.5	1.6
Скоригована система	21.3	0.33	0.12	0.15	0.24	1

Виходячи з розрахованих показників якості керування перехідним процесом можна зробити висновок, що наявність корегуючого пристрою підвищує якість керування процесами в динаміці. Скоригована система володіє малим перерегулюванням, тобто мінімальними динамічними перевантаженнями, також малим часом перехідного процесу.

Таким чином оптимізувати динамічні властивості системи можна добавивши в структуру системи послідовно з регулятором пристрій здатний забезпечити перетинання амплітудочастотною характеристикою вісь частот з нахилом -20 дБ/дек.

Такий метод ефективний при відсутності обмежень регулювання в часі і широко використовують в промислових системах. Для цього розроблені уніфіковані стандартні пристрої пропорційно-інтегрально-диференціальні (ПІД) регулятори.

РОЗДІЛ 3

СПОСІБ БАГАТОКООРДИНАТНОГО ВПЛИВУ

3.1 Багатокоординатний вплив і блок-схема алгоритму способу

Розглянуті в попередніх розділах системи і способи їх оптимізації ефективно діють в умовах, коли швидкодія роботи системи не суперечить власним частотним параметрам системи. До таких умов відносять робочі режими електромеханічних систем з пружними зв'язками. Вони характеризуються складаними перехідними процесами, але раціонально керуються вибором правильних налаштувань регуляторів з урахуванням часових параметрів періоду власних пружних коливань. Зокрема, використання лінійного закону впливу на систему протягом часу кратним періоду власних коливань системи, або інший варіант способу – двоступінчастий вплив із затримкою часу застосування другого ступеня кратного половині періоду власних коливань системи [2].

Недоліком цих способів є обмежена область застосування, тому що вони не можуть бути застосовувані у режимах роботи, пов'язаних із швидкодією, наприклад, в режимі аварійного екстреного гальмування. Вони також складні в реалізації, тому що вимагають точного контролю і врахування частотних параметрів системи. При цьому, ці параметри не завжди відповідають вимогам безпеки системи в критичних режимах роботи.

Для усунення зазначених недоліків був розроблений спосіб керування системою у функції її частотних властивостей [3, 4]. Технічний результат способу полягає в підвищенні енергетичної ефективності, швидкодії, зменшенні динамічних перевантажень. Область його застосування – системи з пружними властивостями. Зокрема, робоче, запобіжне гальмування, керування ліфтами, підймальними машинами, у т.ч. для глибоких шахт, буровими установками і конвеєрами.

Поставлені задачі вирішуються шляхом визначення й реалізації удосконаленого закону керування астатичною системою, який ураховує її природні властивості, динамічні і частотні параметри. Сутність способу полягає в тому, що будь яка функція

керування в часі може бути представлена спектром елементарних періодичних функцій. В той же час система на яку спрямована функція керування має власні параметри й для неї впливи спектрів інших частот є завадами, які сприяють виникненню реактивних процесів в системі, що погіршує якість перехідного процесу. Вилучення з функції керуючого сигналу зайвих частотних спектрів для параметрів системи поліпшує процес, скорочує траєкторії руху системи в перехідному режимі, максимально наближає її до функції керування. Таким чином алгоритм послідовності дій способу спрямований на фільтрування тільки раціональних спектрів керуючого сигналу.

Для вирішення поставленої мети функція керування системою в способі [3,4,19] перетворюється в закон впливу на систему, який складається з трьох динамічних функцій-координат: керованої координати, її першої та другої похідної в часі. Закон визначається з урахуванням динамічних параметрів привода, через які здійснюється вплив на систему і поточних частотних параметрів системи на момент керування. Функції-координати, пов'язані між собою похідною залежністю, зворотними зв'язками й обмежені, тому закон керування має нелінійний характер. В процесі роботи дії способу забезпечують по чергове досягнення максимальних або мінімальних значень кожною координатою, що сприяє оптимальному перехідному процесу. Обмеження амплітуди координати другої похідної узгоджує її з динамічними властивостями привода, що забезпечує завадостійкість способу на високих частотах, поліпшує динаміку системи.

Суть способу ілюструється блок-схемою алгоритму роботи, що представлена на рис. 3.1. 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.

З метою запобігання перехідних процесів, пов'язаних з перерозподілом і розсіюванням механічної енергії закон впливу, що формується враховує динамічні параметри привода, частотні – пружної 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 демпфувати власні коливання системи.

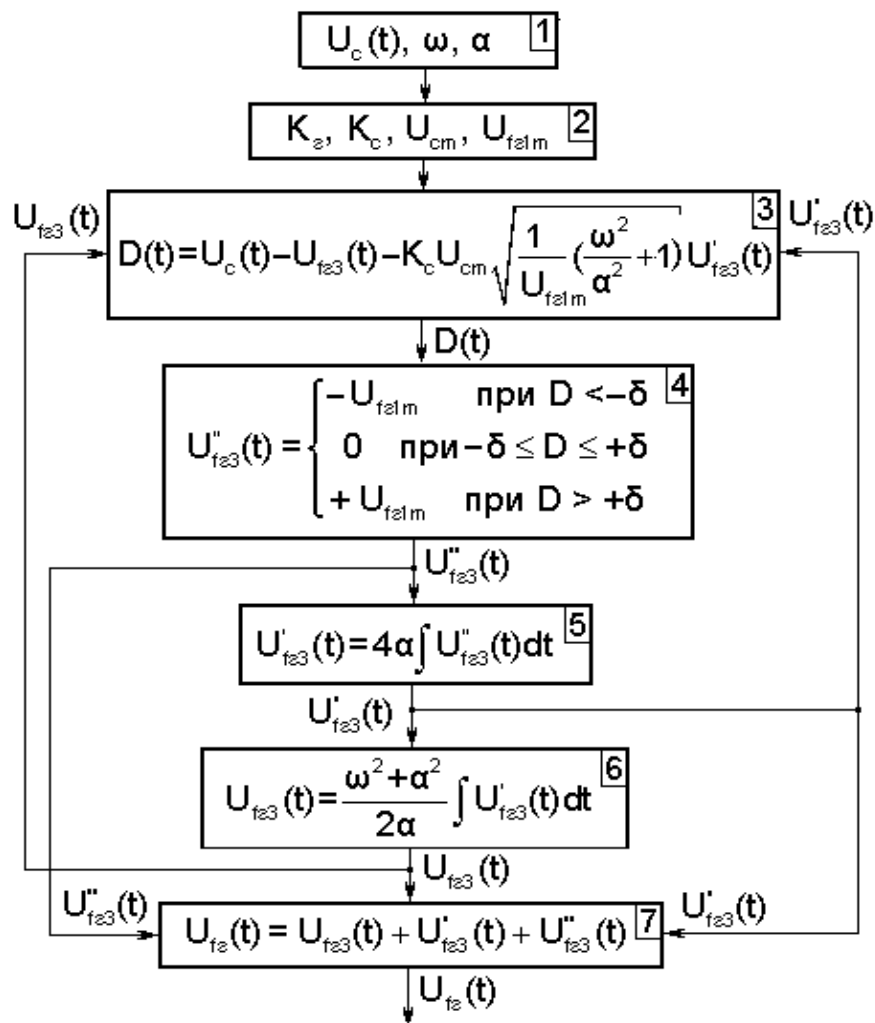


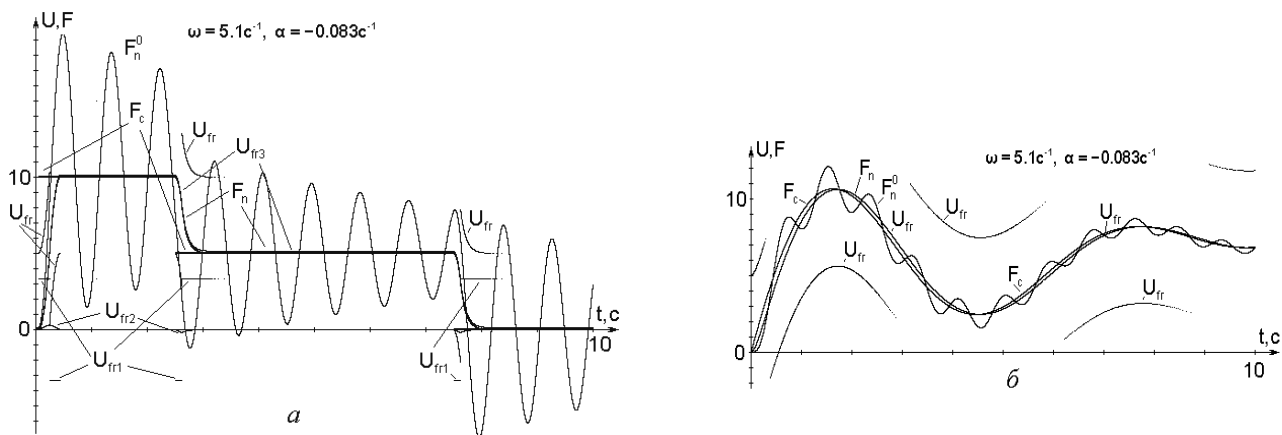
Рис. 3.1. – Блок-схема алгоритму роботи способу багатокоординатного керування.

$K_1 = f(\varphi)$, $K_2 = f(\omega \varphi)$ – коефіцієнти; F , $U_{fz1m} = \frac{dF}{dt} \max$ – вплив і максимальна швидкість зміни впливу; U_c, U_{cm}, K_c – сигнал управління, його максимальне значення и коефіцієнт пропорційності; $U_{fa}, U_{fz3}, U_{fz2}, U_{fz1}$ – вихідний сигнал і його складові змінні

$$U_{fz1m} = \frac{dF}{dt} \max \quad U_{fz1m} = \frac{dF}{dt} \max \quad K_1 = f(\varphi) \quad K_1 = f(\alpha) \quad K_2 = f(\omega \varphi) \quad K_2 = f(\omega, \alpha) \quad U_{fr}, U_{fr3}, U_{fr2}, U_{fr1}$$

Функції-координати визначені на основі частотних параметрів системи, що керується, обмежені з урахуванням максимальних динамічних параметрів привода руху або гальмування, жорстко зв'язані між собою і сформовані у вигляді сукупності сигналів керування приводом. Функції-координати визначаються шляхом двохкратного інтегрування сигналу керування з зазначеними вище параметрами й обмеженнями. А керуючий вплив на систему представляє сукупність отриманих в процесі інтегрувань функцій: впливу на координату руху, першої і другої її похідних, приведених до функції впливу на координату руху. Тому вплив на їх основі представляє суму послідовно досягаючих максимуму (мінімуму) функцій-координат що відповідають, наприклад, ривку, прискоренню, швидкості, переміщенні й т.п. Це виглядає як переключення сигналів і відповідає умовам оптимального керування динамікою системи, що ефективно запобігає умови для виникнення перерозподілу енергії між масами, що рухаються і пружними елементами в системі. В результаті підвищується енергетична ефективність, швидкодія, зменшуються динамічні перевантаження в системі, поліпшується безпека експлуатації і подовжується ресурс устаткування.

Закон багатокоординатного впливу на привод може формуватися на основі довільної функції керування в часі. На рис. 3.2 представлена власна перехідна характеристика механічної системи і динаміка процесу з застосуванням способу впливу що відповідає алгоритму на рис. 3.1. і функціях керування: ступінчастої і плавної. [3]



де: ω , α , U_{fr} , U_{fri} , F_n^0 , F_n — частота, ступень

Рис. 3.2. – Перехідні характеристики пфірування, закон впливу і його функцій- жних зусиль, при ступінчастої (а) і рдинати, пружні зусилля: без застосування вної зміні (б) керуючого впливу. зобу і з ним

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.

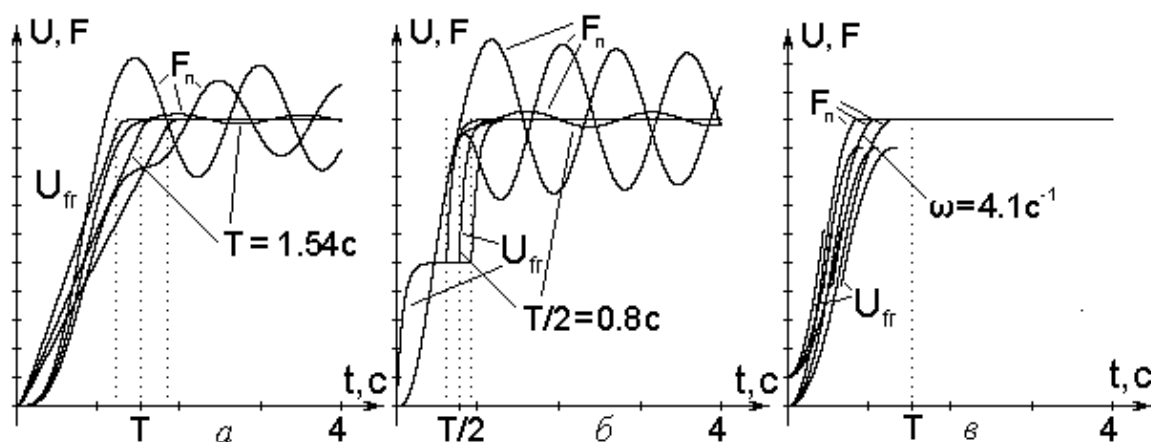


Рис. 3.3. – Порівняння якісних показників динаміки процесу при використанні способів впливу: лінійного (а), двоступінчастого (б), багатокординатного (в), при иленні частотних параметрів на $\pm 20\%$. Позначені: T , ω , U_{fr} , F_n – період, частота, н впливу і пружні зусилля в системі

Результати досліджень показали високу ефективність технічних рішень способу демпфірування коливань в пружної системі, що може бути закладено в алгоритмах апаратного і програмного забезпечення при вирішенні відповідних технічних задач і проектів.

3.2 Керування складними системами з розподіленими параметрами

Глибина сучасних шахтних підйомів досягла 2000 м, вантажопідйомність судин - 75 т, маса канатів досягає 30 т, швидкість підйому - 20 м / с, потужність електроприводів - 5-10 тис. квт. Разом зі зниженням матеріаломісткості та зниження

коефіцієнта масивності обладнання ці чинники привели до істотного впливу пружної частини підйомної установки (канати з судинами) на динаміку підйому. Зокрема, при зупинці підйомної машини механічним гальмом на глибині підйому 1000 м амплітуда коливань кінцевих вантажів досягає 1 м.

З теорії стійкості і оптимальних систем відомо, що якість перехідного процесу визначають параметри передавальної функції об'єкта управління, а перехідний процес може вважатися оптимальним, якщо в будь-який момент часу хоча б одна з змінних досягає обмеження. Якість перехідного процесу може бути забезпечене введенням в структуру системи управління пристрою, що задає, формує оптимальний за динамічними параметрами закон впливу на об'єкт управління.

Синтез системи оптимального управління здійснюється на основі математичного опису динамічних властивостей об'єкта. Для систем аварійного гальмування в умовах глибоких шахт велике значення має вплив пружної частини системи підйому (підвісні і врівноважують канати) і її взаємодія з рухомими масами (провідний шків тертя з редуктором і двигуном, підйомні посудини і маси канатів

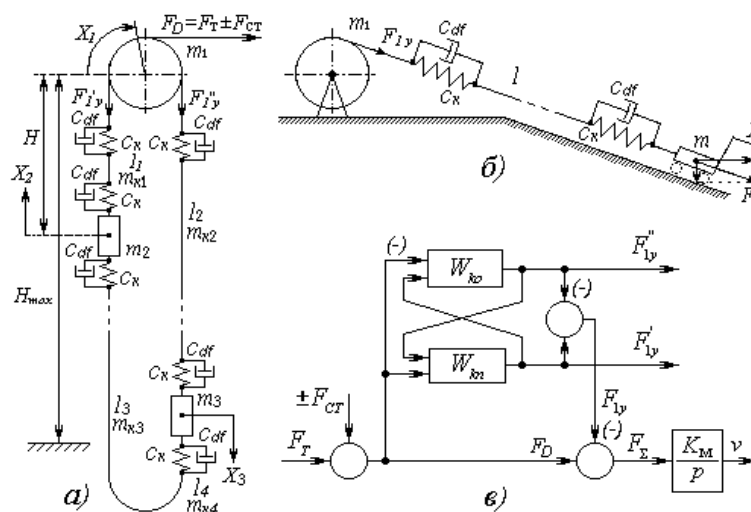


Рис. 3.4 – Розрахункові схеми шахтних підйомів: вертикального врівноваженого (а), нахиленого (б) і структурна схема пружної частини підйому (в)

Розрахункові схеми вертикального врівноваженого зі шківом тертя і нахиленого барабанного підйому в режимі аварійного гальмування наведені на рис. 3.4а, б. Вихідними параметрами в ній є зусилля в точках сполучення канатів зі шківом тертя

підіймальної машини (ліфта), F'_{1y} и F''_{1y} , а вхідними - зусилля, $F_D = F_T \pm F_{CT}$ – приведена до вісі обертання маса усіх рухомих частин установки; H , H_{\max} – поточна і максимальна глибина підйому; F_D , F_T , F_{CT} , F'_{1y} , F''_{1y} – відповідно, зусилля: динамічне, гальмове, статичне, пружні в точках сполучення канатів із шківом тертя (барабаном); c_{ki} , c_{df} – відповідно, коефіцієнти жерсткості і демпфирування гілок канатів, X_i – переміщення точок зосереджених мас, l_i – довжини гілок канатів.

Структурну схему підйому, що відповідає розрахунковій виконано за методикою [2] і представлено на рис. 1в. Передаточні функції пружної частині системи підйому для загального випадку на рис. 1а:

$$W_{kn}(p) = \frac{\alpha_{11}(b'_0 p^4 + b'_1 p^3 + b'_2 p^2 + b'_3 p + b'_4)}{a'_0 p^4 + a'_1 p^3 + a'_2 p^2 + a'_3 p + a'_4},$$

$$W_{ko}(p) = \frac{\alpha_{21}(b''_0 p^4 + b''_1 p^3 + b''_2 p^2 + b''_3 p + b''_4)}{a''_0 p^4 + a''_1 p^3 + a''_2 p^2 + a''_3 p + a''_4},$$

де: $\alpha_{il} = \frac{m_{ki}}{m_l}$ – коефіцієнти співвідношень рухомих мас, a'_i , a''_i , b'_i , b''_i –

коефіцієнти диференціальних рівнянь; K_M – коефіцієнт, що враховує інерційні властивості підіймальної машини; v – лінійна швидкість.

З урахуванням типу установки та інших властивостей підвісних і тих що врівноважують канатів, представлені структурною схемою на рис.1в диференціальні рівняння відносно зусиль $F'_{1y}(p)$, $F''_{1y}(p)$ мають восьмий порядок для врівноваженого і четвертий – для одне кінцевого підйому. Для якісного керування об'єктом проводять аналіз його динамічних параметрів і враховують при синтезі структури системи керування. Зокрема, для систем підйому із шківом тертя в аварійних режимах найбільш практичний інтерес представляє випадок розташування підйомних судин в крайніх положеннях, коли при перерасподілу механічної енергії між рухомими масами і пружною частиною амплітуди зусиль на основній частоті можуть досягати значень, що спроможні приводить до прослизання канатів по шківу тертя. В цьому випадку можна знехтувати пружністю коротких гілок, оскільки їх коефіцієнти

жерсткості й демпфірування, відповідно: $c_{k1} \rightarrow \infty$, $c_{k4} \rightarrow \infty$, $c_{df} \rightarrow \infty$, а маси гілок канатів що врівноважують m_{ki} додати у відповідні маси вантажів m_2 , m_3 . Це дає можливість без суттєвих змін параметрів системи апроксимувати динамічні характеристики об'єкту керування зменшенням порядку диференціальних рівнянь системи.

Моделювання динаміки такої системи показало відсутність суттєвих змін параметрів на основній частоті, а виникаючі в початковий момент амплітуди високочастотних коливань в коротких гілках, швидко згасають і не вносять суттєвого впливу на динаміку процесу.

Як зазначено вище динамічні властивості врівноваженого підйому можуть бути описані системою диференціальних рівнянь не нижче восьмого порядку. Також, будь-який загасаючий коливальний процес високого порядку може бути апроксимувати і описаний рівнянням: $y(t) = Ae^{-at} \sin(\omega t + \psi) + y_{ycm}$,

де A, ω – амплітуда і частота коливань основного тону; a – коефіцієнт демпфірування; ψ – фазовий зсув; y_{ycm} – стале значення.

Для приведеної на рис. 1в структурної схеми передаточна функція апроксимованої системи підйому:

$$F_{\Sigma}(p) = [F_T(p) \pm F_{CT}(p)] \left[y_{ycm} + \frac{\omega A \cos \psi}{(p+a)^2 + \omega^2} + \frac{(p+a) A \sin \psi}{(p+a)^2 + \omega^2} \right] = F_D(p) \frac{e_2 p^2 + e_1 p + e_0}{a_2 p^2 + a_1 p + a_0},$$

$$\text{где } e_2 = \frac{y_{ycm} + A \sin \psi}{\omega^2 + a^2}; \quad e_1 = \frac{2a y_{ycm} + A(a \sin \psi + \omega \cos \psi)}{\omega^2 + a^2}; \quad e_0 = y_{ycm}; \quad a_2 = \frac{1}{\omega^2 + a^2};$$

$$a_1 = \frac{2a}{\omega^2 + a^2}; \quad a_0 = 1.$$

Структурна схема моделі апроксимованої 2-м порядком системи підйому із задаючим пристроєм, на основі нелінійного фільтру другого порядку представлено на рис.3.5. В задаючому пристрої реалізований принцип багатоканального керування з обмеженням змінних [9,14], а початковими даними для нього є параметри передаточної функції апроксимованої системи. Задаючий пристрій формує складний

керуючий вплив, у вигляді суми сигналів змінних $\alpha_1 U_1$, $\alpha_2 U_2$, $\alpha_3 U_3$, пропорційних складовим функцій швидкості, прискорення, ривку й обмежених значеннями, що формуються блоком завдання обмежень (БЗО).

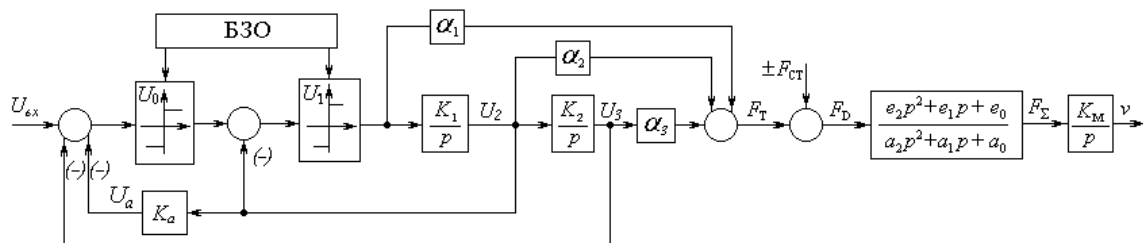


Рис. 3.5 Структурна схема системи із задаючою моделлю пристрою

Якщо в перехідних режимах всі змінні послідовно досягають обмежень, то найбільш оптимальним за швидкістю і динамічним режимам процес буде при коефіцієнті передачі внутрішнього зворотного зв'язку: $K_a = K_2 U_{2m} / (2K_1 U_{1m})$. При входних впливах $U_{bx} < 2K_a U_{2m}$ сигнал U_2 не буде достигать величини U_{2m} і при постійному коефіцієнті K_a качество переходных процессов не обеспечит необходимое быстродействие.

Для того, чтобы при любых значениях U_{bx} выходная переменная изменялась по оптимальным законам, цепь обратной связи должна реализовать зависимость $U_a = K_a U_2 = K_a U_2^2 \text{sign} U_2$.

Коефіцієнти K_1 і K_2 пристрої вибираються виходячи із заданих значень обмежуються першої і другої похідних керованої змінної об'єкта управління.

Якщо $a_m = dv / dt$ и $\rho_m = d^2 v / dt^2$ відповідають максимальним допустимим значенням прискорення і ривка, тоді прийнявши $U_3 = K_c \cdot v$, отримаємо розрахункові співвідношення:

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

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

$$K_c = U_{bx} / v_m; K_1 = \rho_m / a_m; K_2 = a_m / v_m.$$

У відповідності до прийнятим значенням K_1 і K_2 вплив U_{bx} може мати будь яку форму, а вихідні сигнали U_1 , U_2 , U_3 будуть змінюватися за заданим законом. Для значень сигналів U_1 і U_2 , пропорційних відповідно другої й першої похідної основного керуючого сигналу U_3 , в якості компенсуючих впливів коефіцієнти α_i обираються з співвідношень, що враховують параметри об'єкту керування. Для апроксимованої системи, що представлена на рис. 1а і 2 коефіцієнти задаючого пристрою:

$$\alpha_1 = K_1 K_2 a_2 / a_0, \alpha_2 = K_2 a_1 / a_0, \alpha_3 = 1.$$

На підставі наведених співвідношень розроблена цифрова модель системи підйому для режиму запобіжного гальмування, яка реалізована в комп'ютерній програмі. Результати моделювання динамічних процесів в пружної частини підйому із застосуванням в системі управління задає моделі пристрою представлені на рис. 3.6.

В результаті аналізу осцилограм, отриманих при дослідженнях і промислових випробуваннях систем АРПТ ШПУ, уточнені математичні описи і цифрові моделі динамічних властивостей систем. Встановлено, що частота основних коливань в пружної частини врівноваженого підйому визначається в основному глибиною знаходження підйомних посудин, тоді як зміни мас рухомих судин впливають менш значно. Отже, визначити параметри налаштування пристрою, що задає, можливо шляхом сканування зусиль в канатах при номінальному навантаженні на відповідних ділянках підйому або безперервно за допомогою функціонального перетворювача, який контролює переміщення судин в стовбурі.

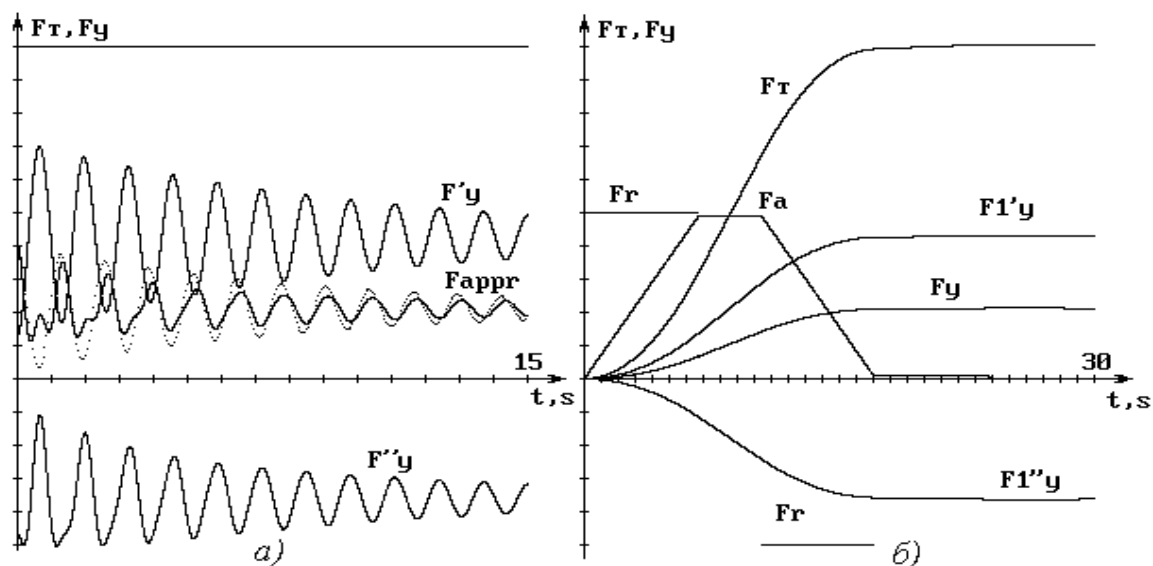


Рис. 3.6. – Моделювання динамічних характеристик пружної частини підйомної установки: а) перехідні характеристики зусиль $F_{1y}(t)$, і її апроксимація $F_{appr}(t)$; б) динамічні характеристики пружної частини за законом гальмування з обмеженням уповільнення й ривку

Для уточнення оптимальних законів і алгоритмів роботи замкнутих систем АРПТ ШПУ проведено моделювання їх динамічних режимів з урахуванням впливу пружної частини підйому. Встановлено, що в результаті дій пружних сил в точках сполучення канатів зі шківом тертя гальмування підйомної машини з постійним уповільненням при зупинці призводить до значних динамічних перевантажень. Виникнення перевантажень пояснюється стрибкоподібним зміною уповільнення і без обмеження ривка. У врівноважених системах підйому це може призводити до некерованого прослизання канатів по зафіксованому гальмом шківа. Запобігти виникненню таких ситуацій можна раціональним управлінням гальмом перед зупинкою після досягнення безпечної швидкості шляхом зниження гальмівного зусилля.

На рис. 3.7 представлені результати комп'ютерного моделювання запобіжного гальмування похилого підйому в режимі спуску вантажу з постійним уповільненням і з лінійно зменшеним перед стопоріння. Позначені: 1 - при постійному уповільненні $0,8 \text{ м/с}^2$, 2 - при лінійному зменшенні того ж уповільнення перед зупинкою, 3 - при лінійному зменшенні уповільнення $0,6 \text{ м/с}^2$ перед зупинкою; швидкості підйому: V_1 (2,3) - дійсна, V_{z1} (2,3) - задана; зусилля: F_T , F_{T1} (2,3) - гальмівне; F_y , F_{y1} (2,3) -

пружне, в точках сполучення каната зі шківом тертя (барабаном), U_{1-3} - сигнали управління приводом гальма, T - період власних коливань пружної частини підйому на основній частоті.

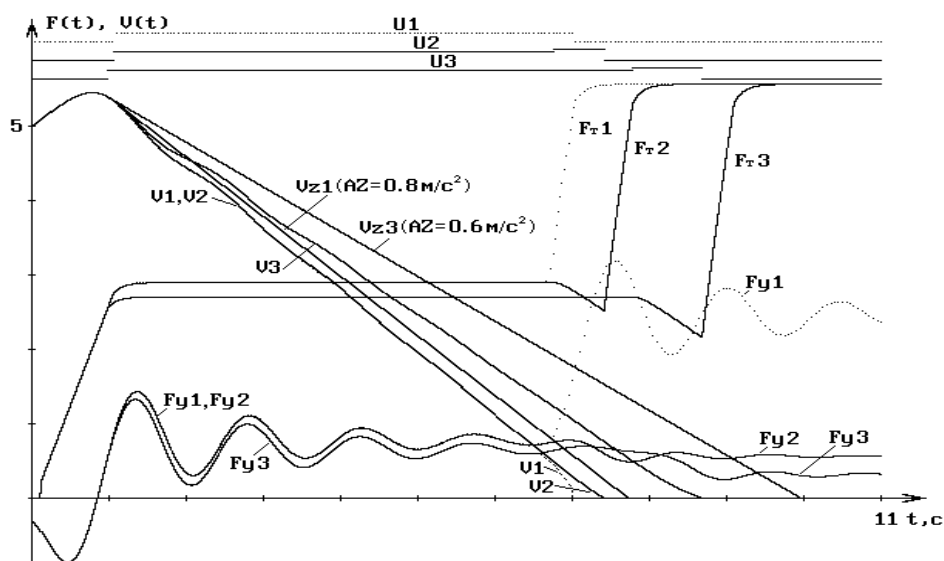


Рис. 3.7. Моделювання динаміки гальмування нахиленого підйому замкнутою системою АРПТ з різними режимами управління гальмом на мінімальній швидкості

ВИСНОВКИ

На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень, уточнені математичні описи динамічних режимів ШПУ для синтезу технічних засобів і оптимізації управління складними електромеханічними системами, до яких відносять електропривод.

Наведені результати комп'ютерного моделювання оптимізованих систем. Методика синтезу може бути використана при створенні систем управління об'єктами зі складною динамічною структурою і параметрами.

Представлені способи оптимізації, що використовуються в сучасних технічних пристроях. Зокрема, метод багатокоординатного керування, якій відрізняється від класичних методів керуванням одночасно по трьом динамічним координатам. Наприклад: швидкості, прискоренню і ривку. Також цей метод апроксимує параметри системи її частотними властивостями без суттєвої втрати точності. При цьому суттєво зменшується кількість невидомих при математичному моделюванні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Солодовников В.В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования / В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В. Яковлев. // – М.: Машиностроение, 1985. – 536 с. С 154-159.
2. Чермалых В. М. Исследование сложных электромеханических систем. – Киев, КПИ, 1979. – 63 с.
3. UA114179. Спосіб гальмування шахтної підіймальної установки. Патент України на винахід. МКИ В66В 1/32, В66В 1/30, В66В 1/24, В66В 5/16, H02Р 3/06.
4. 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

5. А.с. № 1447743 (СССР). Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Васильев В. И., Дубовик В. Г., Чермалых В. М. Оpubл. 30.12.88. Бюл. № 48.
6. Васильев В.И. Компьютерное исследование динамики останковки ШПУ при предохранительном торможении / В.И. Васильев // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки, 2011, №1 – С. 84-88.
7. Васильев В. И. Применение нелинейных фильтров в системе управления предохранительным торможением подъемных установок / В. И. Васильев, Л. А. Козьякова, Е. И. Алтухов // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика. - К.: 1984. – Вып. 15. – С. 13 – 15. 85
8. А.с. № 1296500 (СССР) Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Чермалых В. М., Васильев В. И., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1987. Бюл. № 10. **86**
9. 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. 133
10. Васильев В.И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки / В.И. Васильев // АСУ и приборы автоматки: Всеукр. межвед. н.-техн. сб. – 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
11. Васильев В.И. Выбор рациональных законов управления методом цифрового моделирования / В.И. Васильев // Сб. научных трудов по материалам 8-й Международной научной конференции “Теория и техника передачи, приема и обработки информации” “ИИСТ-2002” – 17-19 сентября 2002 г.:– Харьков: ХНУРЭ, 2002. – С. 429-431.
12. Чермалых В. М. Многоканальная система оптимального управления / В. М. Чермалых, Н. Ю. Борисюк, А. В. Чермалых // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика., К., 1982, вып. 13. – С. 3 – 6. 110

13. 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> .
14. Васильев В.И. Компенсация нелинейной петлевой инерционности для систем предохранительного торможения шахтных подъемных установок / В. И. Васильев // Вісник Національного технічного університету України “КПІ”. Серія – Радіотехніка. Радіоапаратобудування, 2012. – вип. 48. – С. 126-133.
15. Протокол осциллографирования режимов предохранительного торможения подъемной машины $1 \times 3 \times 2У$ с АРПТ к "Акту приемки комплекса автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин (АРПТ)". ПО Донецкгормаш. 40 Донецк, 13.09.1983 г.
16. Краскевич В. Е. Численные методы в инженерных исследованиях / В. Е. Краскевич, К. Х. Зеленский, В. И. Гречко //– К. : Вища школа, 1986, – 263 с.
17. Чермалых В.М. Исследование сложных электромеханических систем. – Киев, КПИ, 1979. – 63 с;
18. Васильев В.И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки // АСУ и приборы автоматики: Всеукр. межвед. н.-техн. сб. – 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
19. 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