

Анотація

В кваліфікаційній роботі наведені результати проведення процедур аналізу та синтезу системи управління автоматизованим стендом для вібраційних випробовувань електротехнічних установок та агрегатів.

Процедури аналізу та синтезу здійснені методами імітаційного моделювання та статистичного аналізу.

В результаті проведених досліджень виконані поставлені умови до стійкості та якості роботи досліджуваної системи.

Розроблено математичну модель автоматизованої системи та оцінено її достовірність.

Результати роботи можуть бути використані в учбових та науково-дослідницьких цілях.

Зміст

Анотація	4
Перелік основних позначень та скорочень	7
Вступ	8
1 Аналітична частина	10
1.1 Відпрацювання міцності електронної техніки методом дослідження вібростійкості.....	10
1.2 Системи для дослідження вібростійкості промислової продукції фірми Bruel & Kjaer	11
1.3 Системи дослідження вібростійкості компанії LDS	16
1.4 Принцип дії і характеристики сучасних вібродатчиків	17
2 Технологічна частина	30
2.1 Статистичний аналіз систем автоматичного управління.....	30
2.2 Детермінована та статистична ідентифікація САУ	40
2.3 Вибір і обґрунтування аналогів розроблюваної автоматизованої системи	49
3 Конструкторська частина	53
3.1 Особливості та область призначення установок для дослідження вібростійкості.....	53
3.2 Аналітичне дослідження системи і створення її математичної моделі..	59
3.3 Розроблення засобів безпечної експлуатації віброустановки	65
4 Науково-дослідна частина	71
4.1 Статистична лінеаризація при дослідженні експлуатаційних режимів роботи слідкуючого вібраційного стенду	71
4.2 Результати моделювання та дослідження створених моделей у середовищі MathLab.....	80
4.3 Перевірка достовірності моделі системи згідно еталонного	

управляючого сигналу	84
5 Спеціальна частина	90
5.1 Розробка креслень в системі AutoCAD.....	90
5.2 Використання пакету прикладних програм MathLab для проведення дослідження	93
6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	95
6.1 Заходи з охорони праці.....	95
6.2 Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях	103
Висновки	109
Перелік посилань	110

Перелік основних позначень та скорочень

САУ – система автоматичного управління

ТАУ – теорія автоматичного управління

ЕОМ – електронна обчислювальна машина

ЧПУ – числове програмне управління

СДВ – стенд дослідження вібростійкості

ЕГСВ – електрогідравлічний слідкуючий вібратор

ВД – виконавчий двигун

ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку

ПЕС – підсилювач електричних сигналів

ЕМП – електромеханічний перетворювач

ЕГП – електрогідравлічний перетворювач

ЗГР – золотниковий і гідравлічний розподільник

Вступ

Правильно організовані процеси випробувань і оцінки одержаних в ході випробувань даних дозволяють уникнути додаткових незапланованих витрат на усунення виявлених в процесі експлуатації устаткування недоліків і витрат на ліквідацію аварій, що підвищує довір'я до виробника і його продукції.

У даний час у всіх галузях техніки істотно розширилися можливості діагностики технічних систем завдяки використуванню новітніх комп'ютерних технологій і різноманітних датчиків, перш за все, п'єзоелектричних віброакселерометрів – вібродатчиків.

Повне уявлення про характер вібрацій, що відбуваються в складній конструкції, дозволяє вирішити задачу вібраційної надійності з найменшими витратами і втратами. Особливо це важливо для складних роторних систем, таких як: енергетичні машини і установки великої потужності для теплових електростанцій (ТЕС) і атомних електростанцій (АЕС), високооборотні транспортні турбіни і компресори, газотурбінні агрегати для перекачування газу на магістральних трубопроводах, потужні енергетичні і технологічні роторні машини хімічної промисловості

Дуже часто вібрація і пов'язані з нею наслідки вимагають вивчення, оскільки вони ведуть до безпосередніх проблем або структура об'єкту вимагає удосконалення для доведення до стандартних або тестових специфікацій по нормам вібрації [1].

Будь-які вібраційні процеси йдуть по триєдиному шляху: "джерело-провідник-приймач". Експериментальний модальний аналіз, або модальне тестування, може розглядатися в якості аналізу провідника в тому сенсі, що він описує, які нестационарні навантаження накладаються на вібрації внутрішніми структурними динамічними властивостями об'єкту. Побудова

математичної моделі таких динамічних властивостей експериментальними засобами є основною задачею модального тестування.

Після створення і корекції математичної моделі структури системи, яка підлягає тестуванню, можливо використовувати наступний могутній інструментарій:

- Уточнення кінцевої аналітичної Моделі кінцевих елементів (МКЕ).
- Модифікація структурної динаміки.
- Використовування сценаріїв динамічних навантажень, що дозволяють передбачати структурні реакції системи.
- Структурний аналіз компоновки системи.
- Пошук і усунення несправностей.

Більшість акустичних і вібраційних проблем пов'язана з феноменом резонансу, коли робочі зусилля викликають один або більш видів вібрації. Види вібрації, що знаходяться в частотному діапазоні працюючих динамічних навантажень, завжди представляють потенційні проблеми. Важливою властивістю таких видів є те, що будь-яка примусова або вільна динамічна реакція структури може бути зведена до прийняттого набору видів відгуку системи.

Модальними параметрами, що викликають вібрацію, є:

- Модальна частота.
- Модальне демпфування.
- Форма вібраційних переміщень.

Модальні параметри всіх видів вібраційних процесів в межах діапазону частот, що цікавлять дослідника, створюють повний динамічний опис структури системи. Таким чином, види вібрації представляють внутрішні динамічні властивості об'єкту.

Модальне тестування є процесом виявлення всіх модальних параметрів, достатніх для формулювання математичної динамічної моделі системи.

1 Аналітична частина

1.1 Відпрацювання міцності електронної техніки методом дослідження вібростійкості

Дані вібраційні випробування призначені для дослідження динамічних характеристик конструкцій, визначення їх віброміцності і ресурсу, перевірки впливу дії вібрацій на функціонування бортових систем, агрегатів і апаратури [2].

Експерименти проводяться в лабораторії дослідження вібростійкості (рис.1.1), обладнаній чотирма електрогідравлічними вібраторами, зусилля збудження кожного з яких складає 200 кН в діапазоні частот 0 до 200 Гц, і чотирма електродинамічними вібраторами із зусиллям збудження 100 кН при частоті 5 - 2000 Гц. Система управління вібраторами дозволяє навантажувати випробовувані об'єкти гармонічними і випадковими вібраціями за заданою програмою як в синхронному, так і в автономному режимах роботи вібраторів.

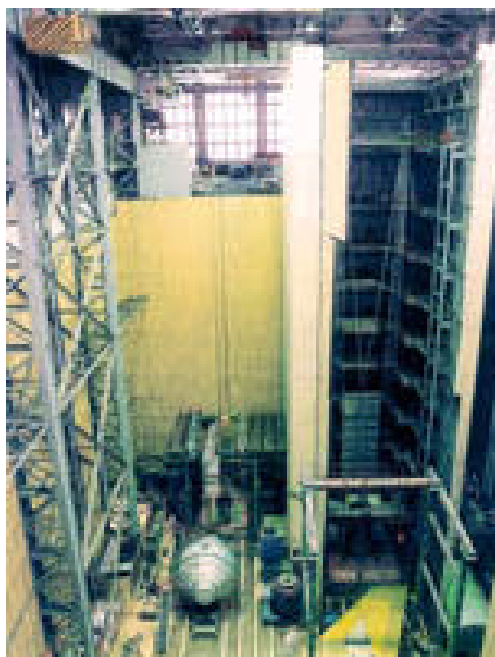


Рисунок 1.1 – Лабораторний зал дослідження вібростійкості

У процесі випробувань відтворюються наступні види дії на об'єкт:

- збудження на фіксованих частотах;
- сканування частоти в октавних діапазонах;
- полігармонічна вібрація;
- ударна дія.

Основні характеристики установки для вібраційних випробувань:

– максимальні розміри випробовуваного об'єкту:

висота – 30 м;

діаметр – 8 м;

– зусилля в діапазоні частот:

0 - 200 Гц (4 вібратори по 200 кН) – 800 ;

5 -2000 Гц (4 вібратори по 100кН) – 400 кН;

– маса випробовуваного об'єкту – 100 т.

1.2 Системи для дослідження вібростійкості промислової продукції фірми Bruel & Kjaer

Фірма Bruel & Kjaer (Данія) є одним з ведучих виробників устаткування в області вібраційних і акустичних вимірювань [3]. Додавши до своїх продуктів контролер Vibration Research (США) і електродинамічні вібратори TIRA (Німеччина), Bruel & Kjaer пропонує системи "під ключ" для проведення дослідження вібростійкості.

Вібратори і підсилювачі потужності виробництва фірми TIRA мають наступні переваги:

- простота обслуговування;
- пневматична компенсація навантаження;
- не вимагають обслуговування системи повітряного

охолодження;

- висока стійкість до поперечних вібрацій;
- продуктивні цифрові підсилювачі потужності.

Контролер фірми Vibration Reserch (VR) (рис.1.2) є потужним і економічним рішенням для широкого діапазону дослідження вібростійкості та ударної стійкості.

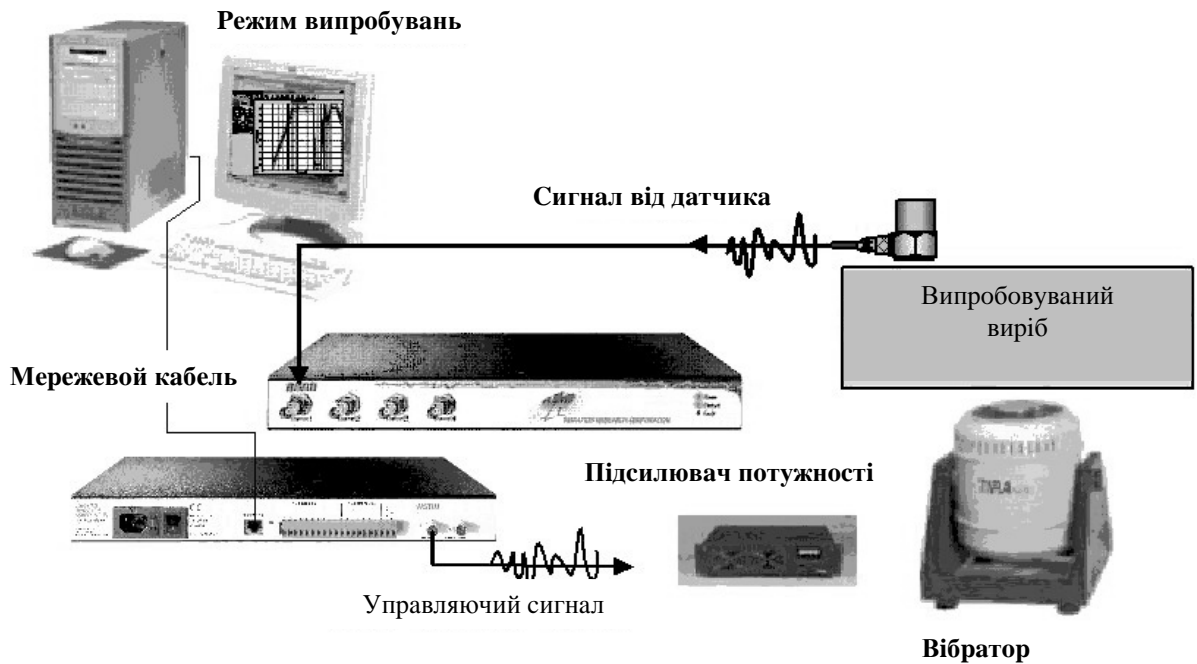


Рисунок 1.2 – Принциповий склад вібраційної випробувальної системи запропонованої Bruel & Kjaer

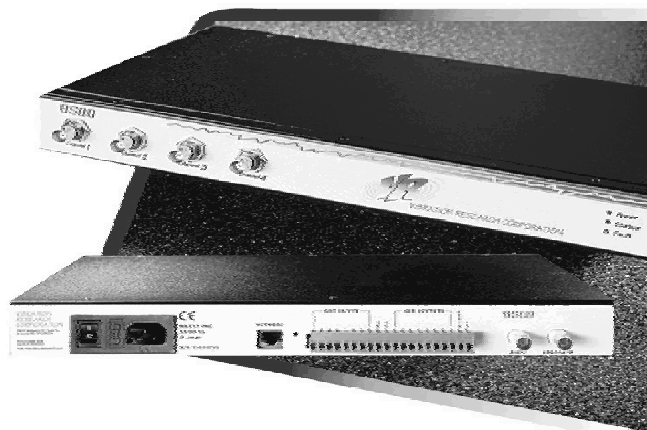


Рисунок 1.3 – Контролери Vibration Reserch

Цифровий контролер VR із зворотним зв'язком для дослідження вібростійкості, забезпечуючи швидкість, точність і універсальність вібраційних досліджень, є відповіддю на необхідність вирішення випробувальних задач промислових виробів, які постійно ускладнюються. Контролер представляє собою процесорний блок, що з'єднаний з ПЕОМ за допомогою мережевої карти.

Контролер VR забезпечує наступні технологічні характеристики, що роблять його ідеальним устаткуванням для дослідницьких лабораторій і виробничого цехів:

- розширюваність до 32 каналів (8 блоків по 4 канали);
- АЦП і ЦАП з дозволом 24 біти, які забезпечують відношення корисного сигналу до шуму 100 dB;
- управління по зворотному зв'язку здійснюється контролером, периферійні дії комп'ютера не викликають затримки обробки сигналу контуру зворотного зв'язку;
- унікальний інтерфейс з комп'ютером;
- можливість використання одного контролера з різними комп'ютерами, на яких встановлено ПО Vibration View;
- забезпечення ізоляції по постійному струму від ПК, що усуває таким чином звичайні проблеми з шумом 50 Гц;
- можливість розміщення контролера поряд з випробувальним стендом з короткими кабелями акселерометрів для зменшення шумів;
- можливість забезпечення одночасно до 8 контурів зворотного зв'язку;
- цифровий I/O інтерфейс для забезпечення дистанційного керування, зв'язку з кліматичною камерою або іншими системами;
- входи підтримують TEDS акселерометри і мають кондиціонування DeltaTron®/ICP® для них.

Програмне забезпечення (ПЗ) VibrationView контролера є повним і

достатнім набором модулів для операційних систем Windows NT і Windows 2000/XP/95/98, що забезпечують гнучкість і легкість використання при проведенні широкого спектру ударних та вібраційних досліджень. В складі ПЗ наявні наступні модулі:

1. Sine View (Розгортка гармонічного сигналу) – виконує вібраційні синусоїдальні випробування з постійною частотою або розгорткою частоти при контролі прискорення, швидкості або переміщення.

2. Random View (Випадкове збудження) – виконує випробування на випадкову вібрацію з контрольованою формою спектру.

3. Shock View (Класичний удар) – Виконує випробування з класичними ударними імпульсами, а також з імпульсами, які задаються користувачем – синтезованим імпульсом із заданим спектром ударного відгуку (SRS).

4. Field Data Replicator View (Відтворення польових даних) – відтворює на вібраторі в лабораторії експлуатаційні часові реалізації віброприскорень, записані в польових умовах. Контролер автоматично компенсує передавальні функції вібратора і обладнання.

5. Sine on Random View (Сінус на фоні випадкового збудження) – виконує випробування з синусоїдальними тонами, накладеними на випадкове збудження.

6. Random on Random View (Випадковий сигнал на випадковому фоні) – виконує випадкові випробування з контрольованим спектром при розгортці випадкових "тонів", накладених на випадкову вібрацію.

7. Recorder View – записує вхідні сигнали контролера на жорсткий диск комп'ютера.

8. Accelerometer Calibration Option (Калібрування акселерометрів) Автоматичне калібрування акселерометрів методом порівняння із зразковим акселерометром.

Для вибору СДВ користувачу необхідно знати:

- масу корисного навантаження, що складається з маси випробовуваного виробу і маси оснащення;
- необхідні види і режими випробувань виробів;
- характеристики синусоїдальної вібрації (розгортка по частоті, визначення резонансів, утримання на резонансних частотах або виключення резонансних частот з плану випробувань);
- характер випадкової вібрації (широкосмугова, випадкова на випадковому фоні сигналу, синусоїдальний сигнал на випадковому фоні);
- характер ударних випробувань (класичний удар, що задається користувачем імпульс, удар із заданим спектром ударного відгуку);
- необхідність відтворення в лабораторних умовах раніше записаних даних натурних випробувань;
- частотний діапазон або тривалість сигналу, граничні прискорення і переміщення або спектральну щільність сигналів;

Таким чином, при виборі системи дослідження вібростійкості необхідно:

- перевірити відповідність частотного і динамічного діапазону СДВ необхідному плану випробувань;
- підрахувати загальну рухому масу (виріб + обладнання + арматура);
- розрахувати прогинання при статичному навантаженні залежно від жорсткості підвісу;
- розрахувати необхідне виштовхуюче зусилля;
- для синусоїдальної і випадкової вібрації бажано, щоб можливості системи на 20-30% перекривали граничні режими випробування.

1.3 Системи дослідження вібростійкості компанії LDS

Визначаючи розвиток технологій вібровипробувань вже більше 40 років, компанія LDS Test And Measurement Ltd (Англія) розробляє і створює одні з самих передових в світі систем для дослідження вібростійкості промислових виробів (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – СДВ фірми LDS Test And Measurement Ltd

Фірма LDS проектує і виготовляє електродинамічні СДВ зі штовхаючими зусиллями від 10 до 290,000 Н, цифрові системи управління вібровипробуваннями, горизонтальні ковзаючі столи і монтажне обладнання будь-якої складності, у тому числі для багатоосьового навантаження. LDS також поставляє багатоканальні цифрові реєстратори ударних і перехідних процесів (вібрація, удар, тензометрія, пульсації тиску, електричні сигнали з напругою до 1 МВольт) [4].

Продукти і послуги LDS задовольняють вимогам провідних виробничих компаній і випробувальних центрів в аерокосмічній, автомобілебудівній і оборонній промисловості. В Росії успішно експлуатується протягом багатьох років більше 2000 СДВ фірми LDS Test Measurement Ltd.

1.4 Принцип дії і характеристики сучасних вібродатчиків

Основою будь-якої вібровимірювальної системи є п'єзоелектричний віброакселерометр. Якість таких датчиків залежить від їх характеристик: амплітудного і частотного діапазонів, основної і поперечної чутливості, а також від впливу зовнішніх чинників, наприклад температури, зовнішнього тиску, випромінювання. Проте практично всі датчики, що випускаються на даний час, володіють одним істотним недоліком – вони є однокомпонентними. З їх допомогою можна виміряти лише проекцію вектора віброприскорення на вісь датчика, але не можна визначити його значення і напрямок в заданій системі координат.

Останніми роками на ринку вібраційної апаратури з'явилися трьохкомпонентні датчики. Проте такими вони є лише по назві, оскільки є трьома однокомпонентними датчиками в одному корпусі.

У [5] розглядається нове покоління вібродатчиків – трьохкомпонентні віброакселерометри з одним чутливим елементом (тип ВТК 3, виробник – ТОВ "РЕМ-Вібро") в комплекті з підсилювачами заряду (виробник НПП "ВіКонт" (Москва)) і вторинними приладами (НВП "Міра" (м. Корольов, Московської обл.).

При роботі з датчиками нового покоління вперше з'явилася можливість перейти до представлення вібрації у векторній формі, що відкриває нові перспективи для кардинального поліпшення технології вібраційних досліджень і віброналадки машин і агрегатів.

Основні характеристики даного датчика представлені в табл. 1.

Для прикладу розглядається лише одна область використання такого типу датчиків: балансування роторних систем різного призначення. Відомо, що для проведення балансування необхідно по всіх трьох напрямках проводити виділення оборотної складової в спектральному представленні сигналу.

Таблиця 1 – Характеристики трьохкомпонентного вібродатчика

Характеристика	Вісь		
	X	Y	Z
Діапазон вимірювання віброприскорень, м/с	0,5...400	0,5...400	0,5... 400
Діапазон частот, Гц	10...7000	10.. 7 000	10...20 000
Номінальний коефіцієнт перетворення на базовій частоті*, пКл/(м · с~)	0,17	0,15	0,21
Погрішність відхилення коефіцієнта перетворення від номінального значення на базовій частоті, не більш %	±9	±12	±11
Дійсний коефіцієнт перетворення на базовій частоті, мВ/(м · с~)	10	10	10
Погрішність визначення дійсного коефіцієнта на базовій частоті, не більш %	±5	±5	±5
Нерівномірність амплітудно-частотної характеристики, не більше %	±10	±10	±10
Максимальний відносний коефіцієнт поперечного перетворення на базовій частоті %	5	5	5
Рівень власних шумів, не більш, МВ	2	2	2
Резонансна частота закріпленого датчика, кГц	20,0	19,5	51,5
Нелінійність амплітудної характеристики на базовій частоті, більше %	1	1	1
Діапазон температур °С	-30...+150	-30...+150	-30...+150
Додаткова погрішність, яка обумовлена зміною температури навколишнього середовища, не більш %/°С	0,2	0,4	0,4
Коефіцієнт впливу деформації на 10 одиниць відносної деформації, не більш, м/с	0,2	0,2	0,2
Ємність датчика (без кабелю), пФ	200	200	230
Опір ізоляції, не менше, Ом	10 ¹³		
Габаритні розміри, мм:			
діаметр	17		
висота	20		
Маса датчика, г:			
без кабелю	13		
з кабелем	16		
Матеріал корпусу датчика	Титан		
*Базова частота рівна 40 Гц.			

Всі методи усереднювання, обробки, отримання і накопичення коефіцієнтів чутливості балансування роторних механізмів залишаються класичними.

Раніше виміри вібрації в трьох напрямках на підшипниках, що віброконтролю, проводилися окремими однокомпонентними датчиками. Місця вимірювання вібрацій з точки зору фаз не були узгоджені між собою.

В результаті системи коректуючих вантажів, що визначалася по вимірюваннях, наприклад, вертикальних вібрацій значно відрізнялися від систем вантажів, одержаних по горизонтальних компонентах.

Нові датчики дозволяють мати узгоджені по фазі вимірювання рівня вібрації і забезпечують одночасність їх вимірювання по всіх трьох напрямках. Використовування таких датчиків у складі переносних вібровимірювальних комплексів, наприклад, виробництва НВП "ВіКонт", НВП "Міра", АТ "Енергоприлад" дають можливість практично одночасно вимірювати вектори вібрацій по всіх крапках контролю, що забезпечує значне підвищення точності вимірювання вібрацій, діагностики дисбалансу і інших дефектів.

Використовування датчиків нового типу відкриває широкі можливості при проведенні вібродосліджень промислових механізмів. Так, при знятті контурної характеристики опор турбоагрегатів за допомогою одного датчика можна одержати три компоненти вектора вібрації, а за допомогою декількох – докладну картину поведінки складної поверхні корпусу підшипника або статора агрегату.

Для перевірки нових можливостей трьохкомпонентних вібродатчиків і виявлення їх переваг при проведенні вібродосліджень в жовтні 2001 р. на ТЕЦ-23 АТ "Мосенерго" були виконані експрес-випробування опор турбоагрегату Т-250/300-240 трьохкомпонентними акселерометрами нового типу і звичайними однокомпонентними вібродатчиками. При цьому використовувалася наступна апаратура:

- трьохкомпонентні віброакселерометри (ТОВ "РЕМ-Вібро", Москва) з чутливістю 10 мВ/(м/с) і трьохканальними підсилювачами заряду та температурною компенсацією чутливості (НВП "ВіКонт");
- однокомпонентні віброакселерометри (фірма "Кодіс", м. Вороніж) з чутливістю 49,9 мВ/(м/с²) і одноканальними підсилювачами заряду;
- переносний багатоканальний вібровимірюючий прилад (НВП "Міра");

➤ датчик частоти обертання і фази індуктивного типу ("Діамех", Москва).

Датчики встановлювалися на опори № 9 (генератора) і № 10 (збуджувача) (рис. 1.5, а-г). У ході випробувань визначалися наступні вібраційні характеристики (табл. 2-3):

- сумарне середньоквадратичне значення (СКЗ) віброшвидкості V (мм/с);
- амплітуда оборотної складової гармоніки віброшвидкості A (мм/с) (ефективне значення віброшвидкості);
- фаза оборотної гармоніки φ (град);
- спектральні характеристики вібрації в діапазоні частот від 10 до 1 000 Гц (віброшвидкості).

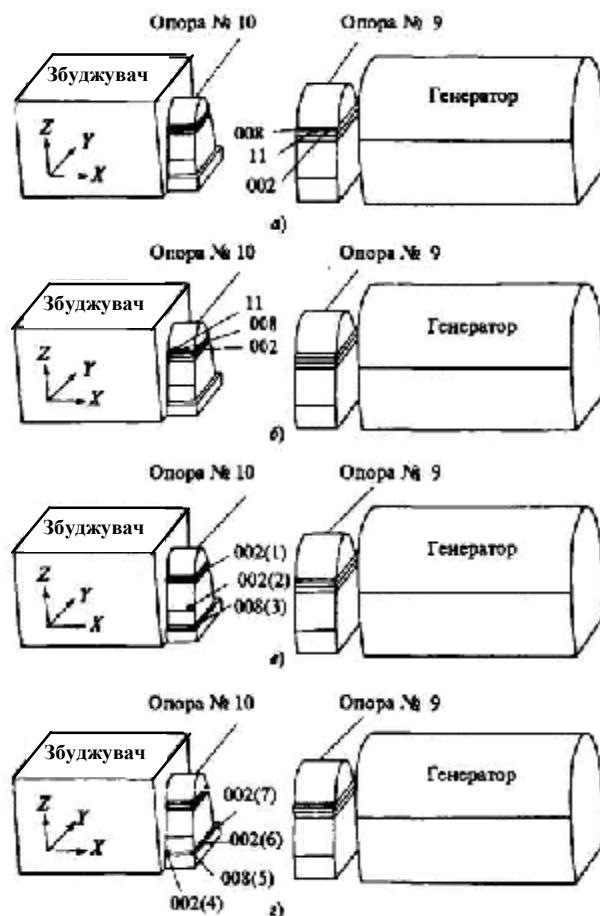


Рисунок 1.5 – Варіанти розташування різних датчиків при порівняльних випробуваннях

Методика дослідження вібростійкості відповідає галузевому документу [6] на використання вібродатчиків при вимірюваннях на об'єктах контролю і моніторингу.

У процесі випробувань на майданчику контролю встановлювалися датчики різного типу при характерних режимах роботи енергетичної установки. Всі датчики перед використанням пройшли тестовий контроль і тарування на СДВ в однакових умовах. Вони послідовно мінялися місцями для подальшого усереднювання результатів вимірювань і порівняння показників.

Для визначення контурних характеристик конструкцій і форм коливань вимірювання проводилися як в штатних точках контролю абсолютної вібрації опор, так і в інших інформативних точках

У [6] наводяться деякі результати, одержані в чотирьох циклах вимірювань (рис. 1.6-1.7 і табл. 2–5).

Цикл № 1. Порівняльні вимірювання вібрацій однокомпонентними і трьохкомпонентними датчиками на опорі № 9.

Деякі результати цих вимірювань представлені в табл.2-3 і на рис. 1.6. У напрямку відповідних осей вони співпадають з прийнятною точністю. Відмінності показників приладів, що складають доли відсотка, пов'язані з нестационарністю процесу на реальному об'єкті. Крім того, ці відмінності можуть визначатися різним кінематичним характером вібрацій в двох сусідніх, хоча і близьких, точках. Модуль просторового вектора вібрації, вимірюваний трьохкомпонентним датчиком, може значно відрізнятись від відповідного модуля однієї з трьох компонент вібрації, який вимірюється звичайним датчиком. Для звичайного датчика ця різниця тим більше, чим більше дві невимірювані компоненти в порівнянні з третьою вимірюваною. Спектральний склад вібраційного процесу, одержаний за допомогою трьох датчиків, також практично співпадає.

Таблиця 2 – Порівняння результатів вимірювання вібрації за допомогою однокомпонентних і трьохкомпонентних датчиків на опорі № 9 турбоагрегату (ліва сторона, цикл № 1, вертикальний, осьовий і поперечний напрямки)

Характеристика	Номер датчика						
	11	008	002	008		002	
Напрямок вимірювання/канал	Z/09	Z/12	Z/15	X/10	Y/11	X/13	Y/14
Параметри:							
СКЗ V, мм/с	4,06	4,48	4,70	8,56	1,48	9,02	1,68
A, мм/с	3,02	3,42	3,46	6,51	1,01	6,90	0,96
φ , град	0,00	349,00	363,00	187,00	95,00	187,00	351,00

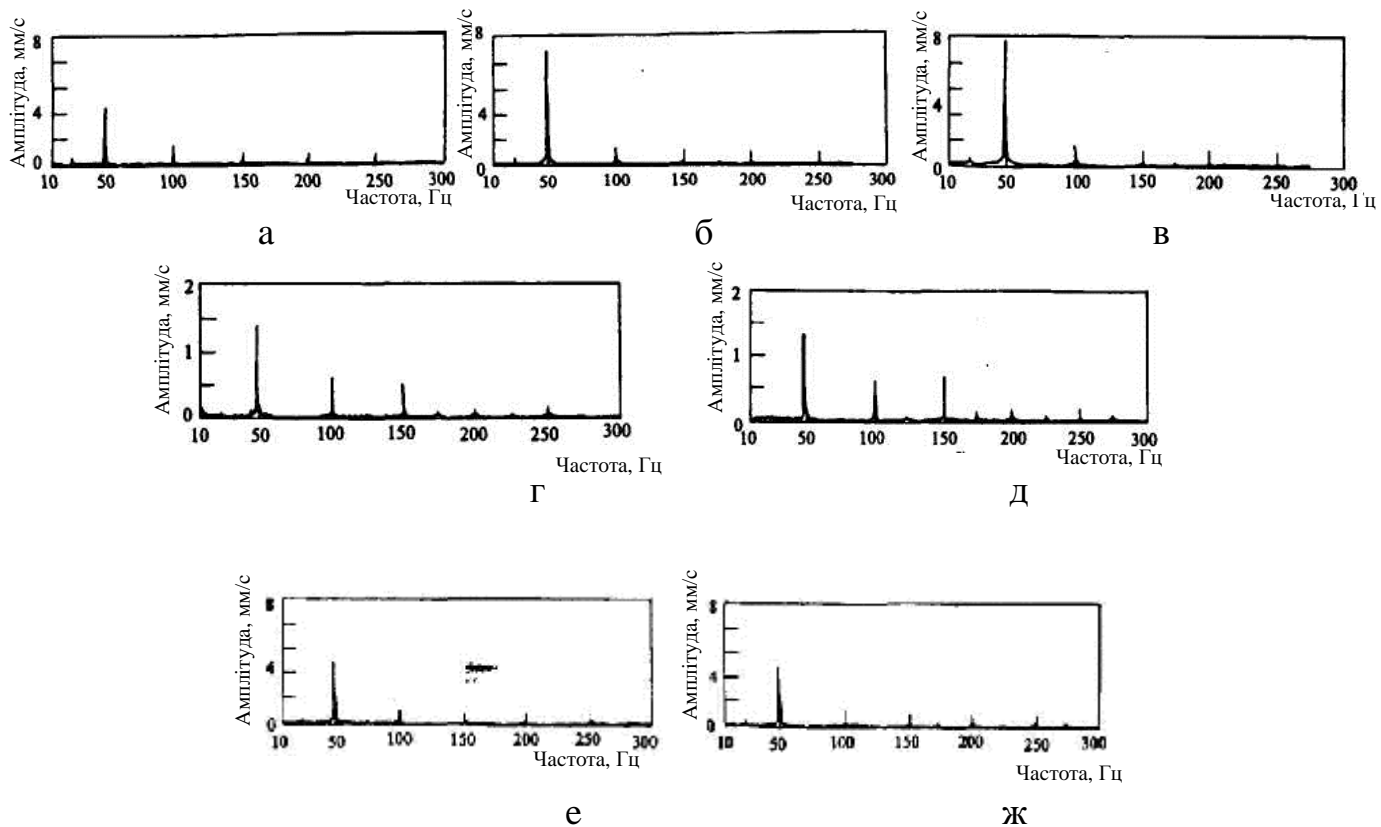


Рисунок 1.6 – Спектральні характеристики вібрації опори № 9 турбоагрегату (ліва сторона, цикл №1)

Таблиця 3 – Спектральні характеристики вібрації опори №9 турбоагрегату (ліва сторона, цикл №1)

Спектрограма	Номер датчика	Канал	Напрямок
а	11	9	Z
б	008	10	X
в	002	13	X
г	008	11	Y
д	002	14	Y
е	008	12	Z
ж	002	15	Z

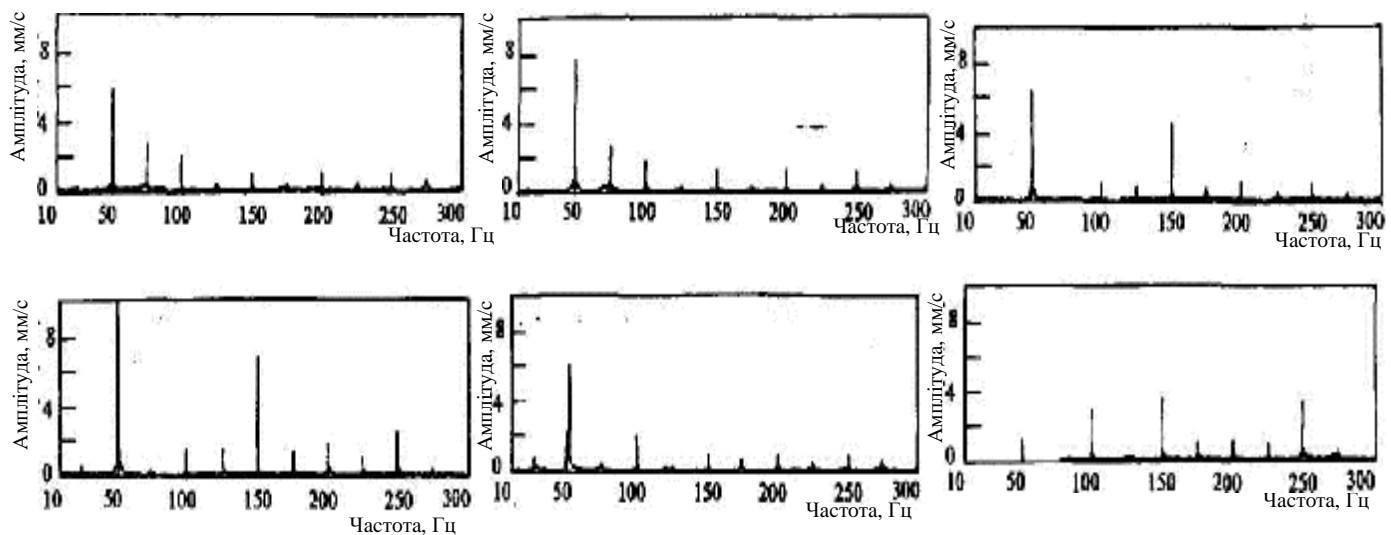


Рисунок 1.7 – Спектральні характеристики вібрації опори № 10 турбоагрегату ліва сторона, цикл № 2)

Цикл № 2. Порівняльні вимірювання вібрацій на опорі № 10. Результати проведених вимірювань на цій опорі якісно і кількісно відповідають вимірюванням в циклі № 1. Деякі дані приведені на рис. 11 і в табл. 4-5

Таблиця 4 – Порівняння результатів вимірювання вібрації за допомогою однокомпонентних і трьохкомпонентних датчиків на опорі № 10 турбоагрегату (ліва сторона, цикл № 2, вертикальний, осьовий і поперечний напрямки)

Характеристика	Номер датчика						
	11	008	002	008		002	
Напрямок вимірювання/канал	Z/09	Z/12	Z/15	X/10	Y/11	X/13	Y/14
Параметри:							
<i>СКЗ V, мм/с</i>	6,70	5,95	6,75	6,01	6,64	7,37	9,98
<i>A, мм/с</i>	2,50	4,36	2,5	4,13	4,58	5,48	6,76
<i>φ, град</i>	0,00	262,00	232,00	35,00	15,00	354,00	345,00

Таблиця 5 – Спектральні характеристики вібрації опори №10 турбоагрегата (ліва сторона, цикл №2)

Спектрограма	Номер датчика	Канал	Напрямок
а	008	10	X
б	002	13	X
в	008	11	Y
г	002	14	Y
д	008	12	Z
е	002	15	Z

Цикл № 3. Визначення контурної характеристики опори № 10 по висоті.

При вібродолідженнях найбільший інтерес представляють саме контурні характеристики. На рис. 1.8 показані просторові траєкторії руху (просторові прецесії) з оборотною частотою і їх проекції на три відповідні взаємно перпендикулярні грані, оскільки оборотна вібрація в даному випадку є визначальною. Якщо до них додати інші спектральні компоненти і побудувати залежності від часу, то можна отримати деякі векторні

накладення на основні рухи у вигляді постійно змінної просторової хмари, яку можна уявити собі як флюктуації від лінії основного руху. Залежно від типу дефектів просторова фігура мінятиметься.

За наявності значних несинхронних вібрацій (наприклад, автоколивань з однією з власних частот), форма хмари визначатиметься несталими і незамкнутими просторовими траєкторіями, розміри яких постійно міняються.

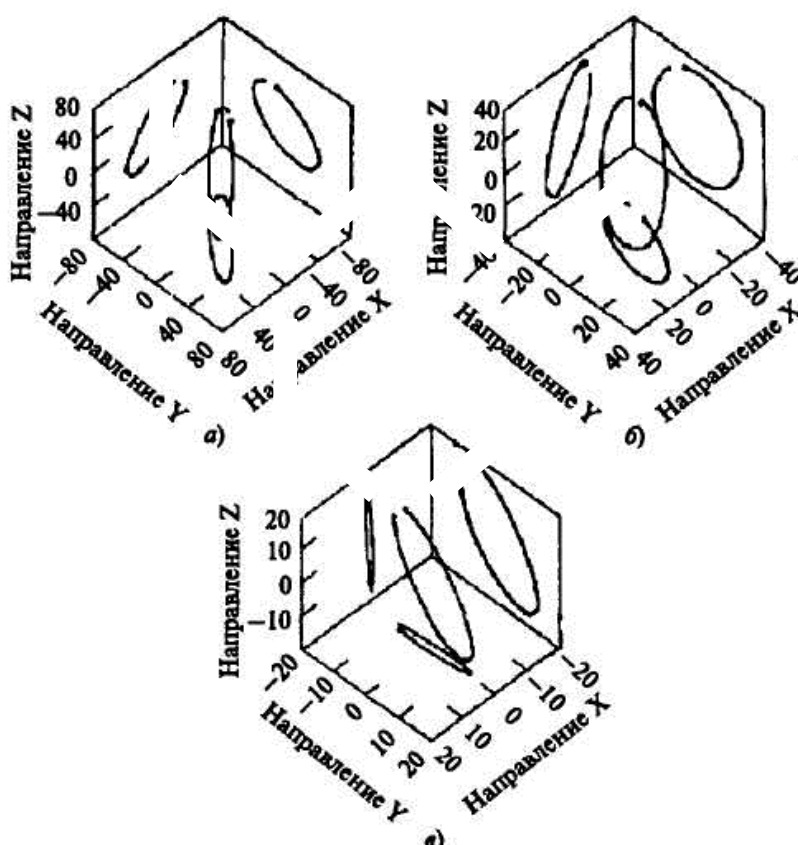


Рисунок 1.8 – Траєкторії руху в просторі при знятті контурної характеристики рами опори № 10 турбоагрегату (ліва сторона) по вертикалі (цикл № 3)

a – в точках 1 – 3 відповідно

Цикл № 4. Визначення контурної характеристики на підшві опори № 10 у поперек осі агрегату.

Результати вимірювань в цьому циклі підтвердили дані, одержані в попередніх циклах. Вектори, вимірювані в будь-якій точках, дають миттєве

уявлення про картину просторового руху опори. При систематизації таких вимірювань і проведенні розрахункового аналізу просторових форм коливань конструкції можна більш глибоко вивчити динамічні властивості об'єкту і правильно оцінити причини підвищених вібрацій. Так, аналіз контурних характеристик дозволяє виявити відриви опор, ослаблення кріплень, резонанси і підвищені податливості опорних елементів разом з фундаментом.

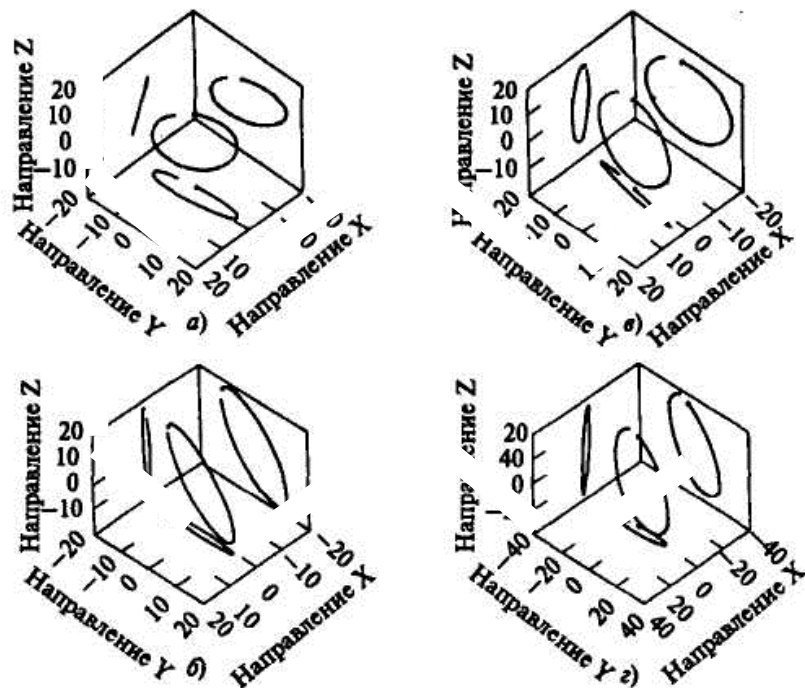


Рисунок 1.9 – Траєкторії руху в просторі при знятті контурної характеристики рами опори № 10 турбоагрегату (ліва сторона) по горизонталі (цикл № 4)

a – г в точках 4 – 7 відповідно

Так само, як і для вимірювань звичайним датчиком, вібрація від точки до точки по висоті має значні зміни. При виникненні яких-небудь кінематичних обмежень руху опори в одному з напрямків на просторовій фігурі будуть видні характерні зрізи, а в спектрі вібрації – будуть з'являтися відповідні спектральні складові, властиві ударним явищам.

На підставі аналізу результатів випробувань із застосуванням нового датчика можна зробити наступні висновки:

1. Показники датчиків різного типу у напрямках вимірюваних осей повністю ідентичні між собою. Проте векторний датчик дає більш повну картину вібрації у вимірюваній точці. При цьому модуль вектора вібрації, одержаного таким датчиком, може в 2 рази і більш перевищувати одну з компонент вібрації, яку визначено звичайним датчиком.

2. Три компоненти вібрації, одержані системою трьох звичайних датчиків, теоретично для жорсткого корпусу повинні давати той же результат, що і один трьохкомпонентний датчик. Проте неможливо розташувати в одній точці три датчики старого типу, а кінематичне накладення вібрацій, особливо високочастотних, приводить іноді до значного їх розкиду навіть на малих відстанях.

3. Об'єм інформації, який несе один трьохкомпонентний датчик, в 3 рази більше одержаного від звичайного датчика. При цьому компоненти вібрацій, що визначені в одній точці вібрації узгоджуються по фазі.

4. Установка одного датчика замість трьох підвищує технологічність, ремонтпригодність обладнання і знижує витрати праці. Крім того, зменшується вірогідність пошкодження датчика і кабелю при проведенні ремонтів

(встановлюється один датчик і один кабель замість трьох).

5. Використовування в балансуванні трьох компонент вібраційних складових одночасно дозволяє підвищити точність розрахунку коректуючих мас і збільшити їх число. Залишається лише розробити програмне забезпечення таких розрахунків.

Відомо, що задача балансування звичайно розв'язується вельми приблизно. Хоча шуканий дисбаланс може бути практично безперервне розподілений уздовж осі ротора, його компенсація проводиться дискретно в обмеженому числі площин корекції.

Такий підхід для гнучких роторів з робочою швидкістю, значення якої

знаходиться між першою і другою критичними швидкостями, дає цілком прийнятні результати. Проте у міру розвитку потужнісного ряду крупних турбін все більше роторів працює з швидкостями, що перевищують другу, і навіть третиною критичні швидкості.

В цих випадках для підвищення точності балансування роторів необхідно збільшити число площин корекції, а отже, і число компенсуючих вантажів, яке необхідно визначити.

Перше, що підвищує точність визначення коректуючих вантажів при використуванні нового типу датчиків, – ця наявність в 3 рази більшої за об'ємом і при цьому злагодженою по фазах інформації про характер вібрацій. Відповідно замість простих векторів чутливості застосовується шестикомпонентний вектор чутливості (три амплітуди і три фази).

При традиційному підході користуються даними по вібрації і чутливості в трьох напрямках, одержаними від трьох розподілених однокомпонентних датчиків. Через просторове кінематичне накладення вібрацій навіть для відносно жорсткого корпусу підшипника амплітуди і фази вібрації розузгоджуються.

Системи вантажів, визначені з використанням тільки вертикальних, горизонтальних або осьових вібрацій, суперечитимуть одна інший. Рішення задачі балансування, одержане при усереднюванні по трьох напрямках, не буде оптимальним.

При використуванні аналогічної інформації, але від векторних датчиків, що забезпечують високу точність вимірювань, системи коректуючих вантажів повинні вийти більш точними.

Звичайно, і в першому і в другому випадках мається на увазі, що об'єкт балансування не вимагає серйозних додаткових заходів для приведення його вібрації в норму (перецентрування, виправлення збірки напівмуфт, зміни зазорів, усунення відривів опор і т.п.).

Наприклад, при вимірі вібрацій на двох опорах ротора можна визначити вантажі для шести площин корекції, оскільки до двох звичайних

комплексних рівнянь тепер можна додати ще чотири для відповідних напрямків. Це вимагає накопичення чутливостей по значно більшому числу площин, чим це зазвичай прийнято.

Крім того, фахівцям по віброналагоджуванню завжди бажано мати більше таких площин для більш точного і рівномірного розподілу врівноважуючих вантажів.

2 Технологічна частина

2.1 Статистичний аналіз систем автоматичного управління

Статистична динаміка систем автоматичного управління (САУ) є частиною загальної теорії управління яка спирається, з одного боку, на детермінований опис в класі диференціальних та диференціально-різницевих рівнянь самої системи, а з іншого – на стохастичний опис управляючих та збурюючих впливів, які надходять на її вхід [7].

Однією із основних характеристик САУ є *динамічна точність* передачі і перетворення сигналів, яка визначається або різницею, або функціоналом від різниці між необхідним і дійсним значеннями сигналів у часі.

Будь яка САУ повинна передавати або перетворювати необхідним чином не один визначений сигнал управління, а цілу сукупність таких сигналів, причому характер зміни кожного з цих сигналів заздалегідь повністю передбачити неможливо. Це призводить до необхідності вивчення статистичних характеристик всієї сукупності сигналів, які являють собою випадкові функції часу.

При дослідженні динамічної точності необхідно враховувати характеристики САУ, наприклад розкид параметрів при переході від одного зразку системи до іншого у межах допуску або їх зміну випадковим чином в тих або інших межах в процесі експлуатації, включаючи, зрозуміло, і випадкову зміну структури системи. В зв'язку із вказаним отримали розвиток методи дослідження динамічної точності САУ при випадкових впливах.

Спочатку дані методи дослідження розвивалися стосовно проблем фізики. Достатньо вказати роботи А.А. Андропова, А.А. Вігта і Л.С.Понтрягіна про статистичний розгляд динамічних систем і роботу, засновану на використанні для визначення функції щільності імовірності

випадкового процесу рівняння Фокера-Планка-Колмогорова. Однак вказані підходи к статистичному аналізу в теорії управління не отримали розвитку у зв'язку із проблемою знаходження аналітичного рішення і необхідністю використання потужної обчислювальної техніки. Однак використання рівняння Фокера-Планка-Колмогорова є перспективним для дослідження точності динамічних систем при випадкових впливах.

Починаючи із осново класичних робіт А. Я. Хінчина в області теорії випадкових процесів і робіт А. Н. Колмогорова та Н. Вінера, які присвячені рішенням проблеми фільтрації у класі лінійних систем, статистична динаміка САУ отримала подальший розвиток в багаточисельних дослідженнях вітчизняних і закордонних вчених. Важлива роль у розробці і практичному застосуванні статистичних методів дослідження і проектування САУ належать В.С. Пугачову і В.В. Солодовникову, у роботах яких отримала розвиток теорія систем, які працюють в умовах завад, і розглянуті шляхи до її практичного використання.

Статистичний аналіз одновимірних лінійних САУ з використанням функцій передачі. Аналіз САУ у частотній області.

Даний метод можна віднести до основних методів статичного аналізу стаціонарних САУ [8]. Перевагами методу є висока фізична наочність, можливість алгоритмізації і реалізації на ЕОМ, придатність для дослідження складних САУ, включаючи випадки, коли динамічні характеристики (частотні) систем визначені експериментальним шляхом.

Нехай на вхід стійкої стаціонарної САУ поступає стаціонарний випадковий процес (ВП) $Y(t)$ со спектральною щільністю $S_{YY}(\omega)$. Необхідно визначити спектральну щільність (СЩ) і дисперсію вихідного сигналу $X(t)$. Для даного випадку автокореляційна функція вихідного сигналу може бути

визначена за формулою:

$$R_{YY}(\tau) = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} k(\tau_1)k(\tau_2)R_{XX}(\tau + \tau_1 - \tau_2)d\tau_1d\tau_2, \quad (2.1)$$

де $S_{XX}(\omega)$ – автокореляційна функція вхідного сигналу; $k(\tau_1)$, $k(\tau_2)$ – часові відліки імпульсної перехідної функції системи.

Оскільки СЦ вихідного сигналу визначається виразом:

$$S_{YY}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{YY}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau,$$

то враховуючи (2.1) отримаємо:

$$S_{YY}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} k(\tau_1)k(\tau_2)R_{XX}(\tau + \tau_1 - \tau_2) e^{-j\omega\tau} d\tau_1d\tau_2d\tau. \quad (2.2)$$

Так як:

$$e^{-j\omega\tau} = e^{-j\omega(\tau + \tau_1 - \tau_2)} e^{-j\omega\tau_1} e^{-j\omega\tau_2},$$

то запишемо (2.2) в наступному вигляді:

$$S_{XX}(\omega) = \int_0^{\infty} k(\tau_1) e^{-j\omega\tau_1} \int_0^{\infty} k(\tau_2) e^{-j\omega\tau_2} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{XX}(\tau + \tau_1 - \tau_2) e^{-j\omega(\tau + \tau_1 - \tau_2)} d\tau d\tau_1 d\tau_2$$

і врахуємо, що:

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{XX}(\tau + \tau_1 - \tau_2) e^{-j\omega(\tau + \tau_1 - \tau_2)} d\tau = S_{XX}(\omega);$$

$$\int_0^{\infty} k(\tau_1) e^{-j\omega\tau_1} d\tau_1 = W(-j\omega); \int_0^{\infty} k(\tau_2) e^{-j\omega\tau_2} d\tau_2 = W(j\omega).$$

Отримаємо наступний вираз:

$$S_{YY}(\omega) = W(j\omega)W(-j\omega)S_{XX}. \quad (2.3)$$

Оскільки:

$$W(j\omega)W(-j\omega) = (P(\omega) + jQ(\omega))(P(\omega) - jQ(\omega)) = [P^2(\omega) + Q^2(\omega)] = |W(j\omega)|^2 = A^2(\omega),$$

то

$$S_{YY}(\omega) = |W(j\omega)|^2 S_{XX}(\omega) = A^2(\omega) S_{XX}(\omega).$$

Таким чином, СЩ вихідного сигналу $S_{YY}(\omega)$ стаціонарної стійкої лінійної САУ в усталеному режимі роботи при стаціонарному випадковому вхідному сигналі дорівнює добутку квадрата амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) даної системи на СЩ вхідного сигналу. Дійсно:

$$R_{YY}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{YY}(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} |W(j\omega)|^2 S_{XX}(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega, \quad (2.4)$$

та як дисперсія вихідного сигналу $D_{YY} = R_{YY}(\tau)$ при $\tau=0$ то із (2.4) знаходимо:

$$R_{YY}(0) = D_{YY} = \int_{-\infty}^{\infty} |W(j\omega)|^2 S_{XX}(\omega) d\omega. \quad (2.5)$$

Таким чином, дисперсія вихідного сигналу стійкої стаціонарної САУ в усталеному режимі роботи визначається як інтеграл від добутку квадрата АЧХ системи на СЩ вхідного сигналу.

Формули (2.4) – (2.5) дозволяють визначити кореляційну функцію (КФ) D_{YY} дисперсію $R_{YY}(\tau)$ та середньо-квадратичну похибку (СКП) σ_Y^2 виходу системи по СЩ вхідного сигналу $S_{XX}(\omega)$ та АЧХ САУ. D_{YY} та σ_Y^2 значно простіше виражаються через СЩ впливу, ніж через його КФ.

Крім того, при розрахунку D_{YY} і σ_Y^2 через $S_{XX}(\omega)$ в якості характеристики використовується АЧХ $A(\omega) = |W(j\omega)|$ системи, яка явним чином може бути виражена через параметри САУ, коли в той же час імпульсну перехідну функцію (ІПФ) системи $k(\tau)$, як правило, не можна явно виразити через параметри САУ.

Формула:

$$D_{YY} = \sigma_Y^2 = 2 \int_0^{\infty} A^2(\omega) S_{XX}(\omega) d\omega \quad (2.6)$$

широко використовується при розрахунках дисперсії та СКП вихідного сигналу.

В задачах практики стаціонарна лінійна система часто має смугу пропускання, яка є більш вузькою у порівнянні із смугою частот вхідного процесу $X(t)$. В таких випадках можливо рахувати СЩ процесу $X(t)$ постійною величиною у межах смуги пропускання САУ (рис 2.1).

Припустимо, що СЩ впливу $S_{XX}(\omega) \approx S_0$, тобто на вхід системи поступає сигнал типу білого шуму. Тоді:

$$D_{YY} = \sigma_Y^2 = 2S_0 \int_0^{\infty} |W(j\omega)|^2 d\omega.$$

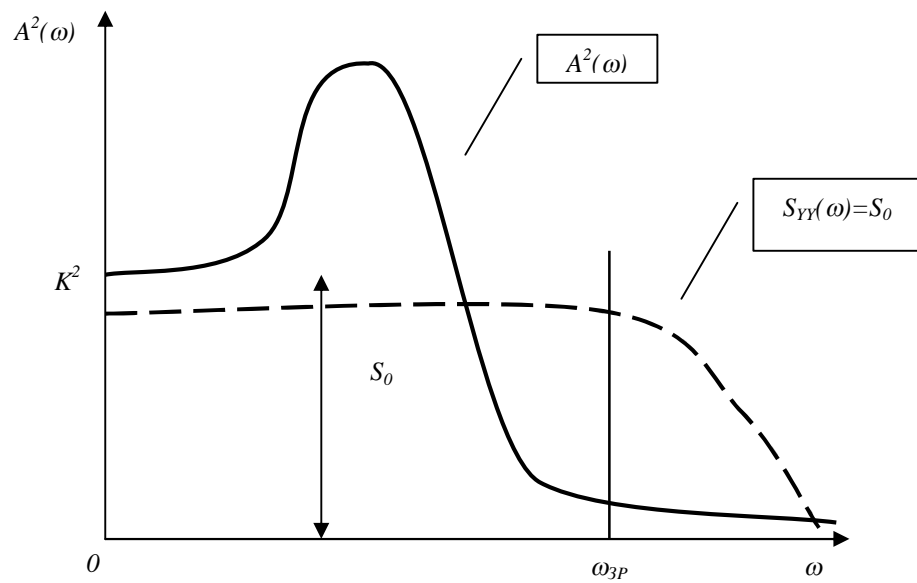


Рисунок 2.1 – АЧХ та СЦ вхідного сигналу лінійної стаціонарної САУ

При $\omega=0$

$$|W(j\omega)|_{\omega=0} = A(\omega)|_{\omega=0},$$

де K – коефіцієнт підсилення САУ. Представимо:

$$A^2(\omega) = K^2 \frac{A^2(\omega)}{K^2} = K^2 \left| \frac{W(j\omega)}{K} \right|^2,$$

тоді $D_{YY} = \sigma_Y^2 \approx 2S_0 K^2 \Delta\omega$, де

$$\Delta\omega = \int_0^{\infty} \left| \frac{W(j\omega)}{K} \right|^2$$

являє собою *ефективну смугу пропускання системи*.

Величина $\Delta\omega$ має розмірність частоти. Вона є однією із характеристик системи, яка зв'язана з її АЧХ. Зрозуміло, що якщо у межах смуги пропускання САУ СЩ вхідного сигналу системи є постійною величиною, то такий сигнал можна рахувати білим шумом по відношенню до даної системи (рис.2.1).

Відзначимо, що застосування наведених формул рівнозначно заміні діючого на систему стаціонарного випадкового сигналу $X(t)$ білим шумом з постійною СЩ. Якщо таке припущення не припустимо, то задача розрахунку дисперсії вихідного сигналу $Y(t)$ отримує наступне рішення. Якщо обмежитися класами випадкових функцій (ВФ) $X(t)$, які мають дробово-раціональні СЩ, то:

$$S_{XX}(\omega) = \frac{P_{XX}(\omega^2)}{Q_{XX}(\omega^2)}, \quad (2.7)$$

де $P_{XX}(\omega^2)$ і $Q_{XX}(\omega^2)$ – поліноми.

Спектральну щільність, яка визначається виразом (2.7), можна факторизувати, тобто представити у вигляді:

$$S_{XX}(\omega) = \frac{B_{XX}(j\omega)B_{XX}(-j\omega)}{A_{XX}(j\omega)A_{XX}(-j\omega)} = S_{XX}^+(j\omega)S_{XX}^-(-j\omega). \quad (2.8)$$

Із врахуванням (2.8) залежність, яка визначає дисперсію вихідного сигналу, можна представити у наступному вигляді:

$$D_{YY} = \int_{-\infty}^{\infty} A^2(\omega)S_{XX}(\omega)d\omega = 2\pi I_n, \quad (2.9)$$

$$\text{де } I_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{M(j\omega)M(-j\omega)B_{XX}(j\omega)B_{XX}(-j\omega)}{N(j\omega)N(-j\omega)A_{XX}(j\omega)A_{XX}(-j\omega)} d\omega = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G_n(j\omega)}{H_n(j\omega)H_n(-j\omega)} d\omega, \quad H_n(j\omega),$$

$G_n(j\omega)$ – багаточлени наступного вигляду:

$$H_n(j\omega) = h_0(j\omega)^n + h_1(j\omega)^{n-1} + \dots + h_n;$$

$$G_n(j\omega) = g_0(j\omega)^{2n-2} + g_1(j\omega)^{4n-4} + \dots + g_{n-1}.$$

Розрахунок D_{XX} за формулою (2.9) зводиться до обчислення стандартного інтегралу (Додаток А).

Тепер можемо записати алгоритм розрахунку дисперсій вихідних сигналів систем, заданих своїми структурними схемами. Алгоритм включає п'ять основних етапів:

1. Знаходження функції передачі (ФП) замкнутої САУ по ФП її окремих елементів.

2. Знаходження СЩ вхідного сигналу $S_{YY}(\omega)$.

3. Представлення СЩ $S_{YY}(\omega)$ у формі (2.6) (факторизація СЩ)

$$S_{XX}(\omega) = S_{XX}^+(j\omega)S_{XX}^-(j\omega).$$

4. Обчислення інтегралу

$$I_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} W(j\omega)W(-j\omega)S_{XX}^+(j\omega)S_{XX}^-(j\omega)d\omega.$$

5. Розрахунок дисперсії $D_{YY} = 2\pi I_n$.

Якщо АЧХ $A(\omega)$ і СЩ $S_{XX}(\omega)$ визначені у процесі експериментів, то дисперсія може бути знайдена за наступною формулою:

$$D_{YY} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{YY}(\omega)d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} A^2(\omega)S_{XX}(\omega)d\omega.$$

Значення наведеного інтегралу можна знайти графічно або обчислити на ЕОМ, скориставшись відомими чисельними методами.

Для нестационарних систем для часткового випадку вдається отримати зручний зв'язок статистичних характеристик вхідного і вихідного сигналів

САУ в частотній області.

Оскільки КФ $R_{XX}(\lambda - \tau)$ стаціонарного сигналу є зворотним перетворенням Фур'є від спектральної щільності $S_{XX}(\omega)$ цього сигналу, то:

$$R_{XX}(\lambda - \tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) e^{j\omega(\lambda - \tau)} d\omega. \quad (2.10)$$

Із врахуванням (2.10) і того, що кореляційна функція встановленої реакції системи при стаціонарному входному сигналі $R_{XX}(\tau, \lambda) = R_{XX}(\tau - \lambda)$ має вигляд:

$$R_{YY}(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{t_1} k(t_1, \tau) d\tau \int_{-\infty}^{t_2} R_{XX}(\tau, \lambda) k(t_2, \lambda) d\lambda,$$

отримаємо наступний вираз:

$$R_{YY}(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{t_1} k(t_1, \tau) d\tau \int_{-\infty}^{t_2} \left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) e^{j\omega(\lambda - \tau)} d\omega \right) k(t_2, \lambda) d\lambda.$$

Включимо у подінтегральний вираз множники:

$$e^{j\omega t_1} \cdot e^{-j\omega t_1} = 1; \quad e^{j\omega t_2} \cdot e^{-j\omega t_2} = 1,$$

а також змінивши порядок інтегрування, отримаємо:

$$R_{YY}(t_1, t_2) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} [S_{XX}(\omega) W^*(j\omega, t_1) W(j\omega, t_2)] e^{j\omega(t_2 - t_1)} d\omega. \quad (2.11)$$

Звідси зрозуміло, що КФ $R_{YY}(t_1, t_2)$ є зворотним перетворенням Фур'є від виразу у квадратних дужках (2.11), в якому роль часової змінної виконує зсув

$\theta=t_2-t_1$. У зв'язку з цим, аналогічно із теорією стаціонарних систем, позначимо через

$$S_{XX}(\omega)W^*(j\omega,t_1)W(j\omega,t_2)=S_{YY}(\omega) \quad (2.12)$$

поточну СЩ встановленого вихідного нестационарного сигналу САУ, яка у силу (2.11) повинна являти собою перетворення Фур'є від $R_{YY}(t_1,t_2)$ по зсуву $\theta=t_2-t_1$:

$$S_{YY}(j\omega,t_1,t_2)=\int_{-\infty}^{\infty}R_{YY}(t_1,t_2)e^{-j\omega\theta}d\theta=\int_{-\infty}^{\infty}R_{YY}(t_2-\theta,t_1+\theta)e^{-j\omega\theta}d\theta. \quad (2.13)$$

Формула (2.12) є своєрідним аналогом формули (2.2) теорії стаціонарних САУ. Вона показує, як можна поточну СЩ вихідного встановленого сигналу лінійної нестационарної системи (ЛНС) при стаціонарному вхідному сигналі обчислити за допомогою її параметричної ФП [8].

Формула для обчислення поточної дисперсії вихідного встановленого сигналу $D_{YY}(t)$ ЛНС при стаціонарному вході легко отримати із (2.11)-(2.12) при $t_1=t_2=t$:

$$D_{YY}(t)=R_{YY}(t,t)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}S_{YY}(j\omega,t,t)d\omega, \quad (2.14)$$

де $S_{YY}(j\omega,t,t)=S(\omega)/|W(j\omega,t)|^2$.

При подачі на вхід ЛНС стаціонарного білого шуму інтенсивності S_0 із КФ $R_{XX}(t_1,t_2)=S_0\delta(t_2-t_1)$ формули для дисперсії вихідного сигналу набувають більш простого вигляду із врахуванням $t_1=t_2=t$:

$$D_{yy}(t) = S_0 \int_0^t k^2(t, \lambda) d\lambda = \frac{S_0}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |W(j\omega, t)|^2 d\omega.$$

Розглянутий метод знайшов широке інженерне застосування при статистичному дослідженні достатньо складних стаціонарних лінійних систем, які працюють у встановлених режимах. Важливу роль у цьому підході грає фізична прозорість процесів, можливість використання експериментальних даних, зв'язаних як із визначенням динамічних характеристик САУ (АЧХ), так і з побудовою СЩ сигналів, які діють у системі.

2.2 Детермінована та статистична ідентифікація САУ

При вирішенні задач аналізу, синтезу та оптимізації САУ ключовою інформацією є математична модель (ММ) об'єкту управління (ОУ). Основний підхід, який використовують для побудови ММ це застосування фундаментальних законів фізики, що є основою опису механічних, електричних, гідравлічних, термодинамічних елементів САУ.

ММ є математичним записом перетворення вхідного і вихідного сигналу системи автоматичного управління або окремого динамічного об'єкту.

Якщо розглянути, наприклад, простий водопровідний кран, то вхідними сигналами буде ступінь відкриття кожного вентиля (гарячої і холодної води), а вихідними сигналами – температура і рівень напору.

Насправді, в будь-якій реальній системі на вихідні параметри діють в тому або іншому ступені багато різних чинників. Ці чинники можуть мати природу завад (шуму), а можуть бути параметрами, про які ми не маємо уявлення. До першої категорії можна віднести технічні об'єкти. У них, як правило, можна виділити вхідні дії і вихідні параметри. До другої –

економічні і фінансові процеси. На рис. 2.2 показано класичне представлення динамічної об'єкту.

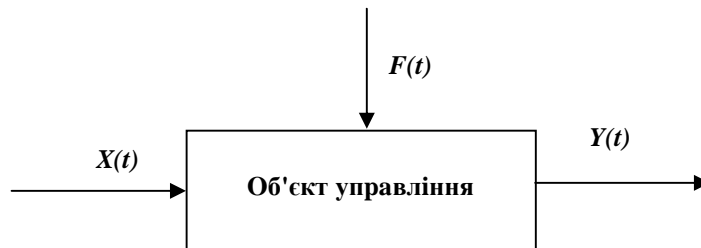


Рисунок 2.2 – Динамічний об'єкт і впливи на нього

На об'єкт діють вхідний сигнал $X(t)$ і випадкова завада (збурення) $F(t)$, вихідний параметр – $Y(t)$. Взагалі кажучи, сигнали $X(t)$, $F(t)$, $Y(t)$ у загальному випадку можуть бути векторами довільної розмірності і випадковими процесами.

Всі ці сигнали – функції часу, і значення вхідних впливів $u(t)$ є неперервними в часі. Часто, для завдань ідентифікації є тільки дискретні значення сигналів. Це пов'язано з можливостями устаткування для вимірювання.

Таким чином, проблема моделювання полягає у визначенні залежності між вхідними і вихідними сигналами. Як основна залежність виступають лінійні диференціальні рівняння.

Вивчення властивостей і особливостей об'єктів за допомогою сучасних методів обробки інформації ґрунтується на побудові моделі об'єкту, що вивчається, за спостережуваними даними – вхідним і вихідним сигналам. Побудова моделі об'єкту за спостережуваними даними називається ідентифікацією і включає визначення його структури і параметрів. Об'єктом ідентифікації може бути пристрій, явище або процес.

Завдання ідентифікації виникають в багатьох наукових і прикладних сферах людської діяльності: медицині, сейсмології, гідро- і радіолокації, обробці зображень, аналізі і синтезі електричних ланцюгів і ін.

Побудова моделі починається з формування вхідних дій і вибору структури моделі, що визначає взаємозв'язок спостережуваних даних через сукупність параметрів.

Після цього вхідні дії подаються на об'єкт, і вимірюються відгуки на ці дії (вихідні сигнали).

Потім вхідні і вихідні сигнали і вибрана структура використовуються для оцінки значень параметрів відповідно до прийнятого критерію якості. Критерій якості ідентифікації характеризує ступінь адекватності моделі об'єкту в рамках узгоджених допущень і обмежень. Дуже часто використовується середньоквадратичний критерій, відповідно до якого шукаються такі оцінки параметрів, які забезпечують мінімальний середній квадрат різниці вихідних сигналів моделі і об'єкту при одній і тій же вхідній дії.

Оцінювання параметрів виконується на основі алгоритму ідентифікації, – визначального правила пошуку оцінок.

Нарешті, для того, щоб перевірити, наскільки точно побудована модель імітує або передбачає дані спостережень, необхідно порівняти їх при однакових впливах. Ця процедура називається верифікацією моделі. Таким чином, для вирішення завдання ідентифікації [1-3] необхідно вибрати або сформулювати:

- вхідні сигнали;
- структуру моделі об'єкту, що вивчається;
- критерій якості ідентифікації;
- алгоритм ідентифікації;
- критерії і методи верифікації (підтвердження) моделі.

З метою практичного використання поданої нижче графічної інтерактивної програми `ident` (по суті GUI-інтерфейсу (Graphic User Interface)), що входить до складу інструментарію Control Identification пакету Matlab, необхідно стисло нагадати основні поняття і способи математичного опису систем, використовувані для побудови моделей в процесі роботи з цією програмою. Виклад всього матеріалу супроводжується простим прикладом, що ілюструє основні положення ідентифікації і правила роботи із засобами Matlab.

Подібно тому, як неперервні лінійні системи описуються диференціальними рівняннями, опис дискретних лінійних систем ґрунтується на різницевих рівняннях вигляду:

$$y(n) = b_1 \cdot u(n-1) + \dots + b_{n_b} \cdot u(n-n_b) - a_1 \cdot y(n-1) - \dots - a_{n_a} \cdot y(n-n_a),$$

(2.15)

де послідовності $u(n)$ і $y(n)$ є вхідним і вихідним сигналами, відповідно; n – індекс часу (тут і далі для зручності використовуються позначення, прийняті в документації Matlab). У деяких прикладних задачах (наприклад, в теорії систем управління) різницеві рівняння записують в компактному вигляді за допомогою оператора зсуву q ; така ж форма запису різницевих рівнянь використовується і в довідковій інформації для функцій і програм, що входять до складу інструментарію Control Identification. Дія оператора зсуву на довільну послідовність $x(n)$ заснована на співвідношеннях:

$$qx(n) = x(n+1); q^{-1}x(n) = x(n-1); \dots; q^m x(n) = x(n+m); q^{-m}x(n) = x(n-m). \quad (2.16)$$

де запис виду $qx(n)$ слід розуміти саме як дію оператора, а не як множення q на $x(n)$.

Якщо визначити оператори $A(q)$ і $B(q)$ у вигляді поліномів від q :

$$A(q) = 1 + \sum_{i=1}^{n_a} a_i q^{-i}; \quad B(q) = \sum_{j=1}^{n_b} b_j q^{-j}, \quad (2.17)$$

тоді дія цих операторів на послідовність $x(n)$ полягає в зсувах і множеннях відліків послідовності на відповідні вагові коефіцієнти $\{a_i\}$ і $\{b_j\}$:

$$\begin{aligned} A(q) \cdot x(n) &= \left[1 + \sum_{i=1}^{n_a} a_i q^{-i} \right] \cdot x(n) = x(n) + a_1 q^{-1} x(n) + a_2 q^{-2} x(n) + \dots + a_{n_a} q^{-n_a} x(n) = \\ &= x(n) + a_1 x(n-1) + a_2 x(n-2) + \dots + a_{n_a} x(n-n_a); \quad (2. \\ B(q) \cdot x(n) &= \left[\sum_{j=1}^{n_b} b_j q^{-j} \right] \cdot x(n) = b_1 q^{-1} x(n) + b_2 q^{-2} x(n) + \dots + b_{n_b} q^{-n_b} x(n) = \\ &= b_1 x(n-1) + b_2 x(n-2) + \dots + b_{n_b} x(n-n_b). \end{aligned}$$

18)

Отже, рівняння (2.17) можна записати в операторному вигляді таким чином:

$$A(q) y(n) = B(q) u(n). \quad (2.19)$$

Відношення $B(q)/A(q)$, що визначає зв'язок вхідного і вихідного сигналів через оператори зсуву, позначатимемо $G(q)$, тобто:

$$G(q) = B(q) / A(q).$$

В довідковій системі Matlab це відношення називають функцією передачі системи (моделі), хоча в класичній радіотехніці функцією передачі називають відношення:

$$G(z) = B(z) / A(z),$$

де $A(z)$ і $B(z)$ є z -перетвореннями послідовностей $\{a_i\}$ і $\{b_j\}$:

$$A(z) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n z^{-n}; \quad B(z) = \sum_{m=0}^{\infty} b_m z^{-m}.$$

Це зауваження необхідно мати на увазі, коли в подальшому до $G(q)$ застосовуватиметься термін “функція передачі”.

У реальних умовах система чутлива до впливу зовнішніх завад $v(t)$, проте часто вважають, що дію цих завад можна відобразити аддитивною випадковою складовою сигналу $y(t)$, що є результатом проходження білого шуму $e(t)$ через фільтр з невідомою функцією передачі $H(q)$.

Детермінована ж складова вихідного сигналу формується за допомогою функції передачі $G(q)$, яка визначає динамічні властивості системи. Тоді в загальному вигляді модель системи можна представити у вигляді структурної схеми, яка показана на рис. 2.3, і описати за допомогою наступного рівняння:

$$y(n) = G(q) u(n) + H(q)e(n), \quad (2.20)$$

де

$$G(q) = g_1 q^{-1} + g_2 q^{-2} + \dots,$$

$$H(q) = 1 + h_1 q^{-1} + h_2 q^{-2} + \dots$$

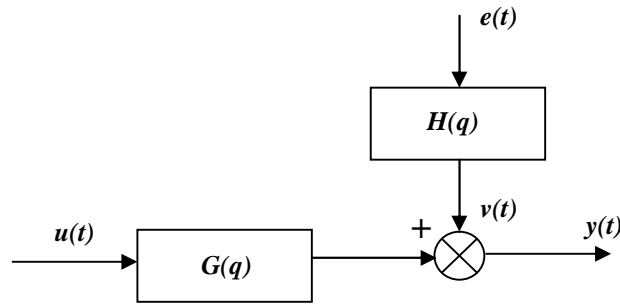


Рисунок 2.3 – Модель системи в загальному вигляді

Одна з найбільш простих і часто використовуваних моделей показана на рис. 2.4. Вона визначає зв'язок між сигналами системи за допомогою рівняння:

$$y(n) = b_1 \cdot u(n-1) + \dots + b_{n_b} \cdot u(n-n_b) - a_1 \cdot y(n-1) - \dots - a_{n_a} \cdot y(n-n_a) + e(n), \quad (2.21)$$

або в операторному вигляді:

$$A(q) y(n) = B(q) u(n) + e(n). \quad (2.22)$$

і називається *ARX*-моделлю, де поєднання *AR* відноситься до авторегресійної (*AutoRegressive*) частини $A(q)y(n)$, а *X* показує наявність зовнішнього (*eXternal*) входу, на який поступає сигнал $u(n)$. Як видно з рівнянь (2.20-2.22), вони отримані із загального представлення (2.20) при $H(q) = 1/A(q)$ і $G(q) = B(q)/A(q)$.

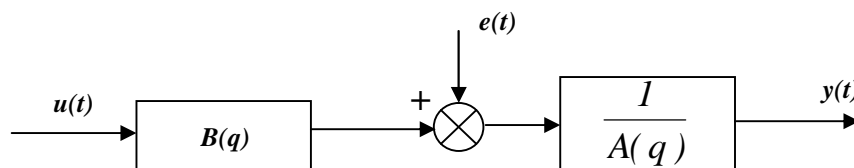


Рисунок 2.4 – Загальний вид ARX-моделі

Якщо завада $v(n)$ моделюється як ковзне середнє білого шуму, то одержуємо ARMAX-модель:

$$y(n) = b_1 \cdot u(n-1) + \dots + b_{n_b} \cdot u(n-n_b) - a_1 \cdot y(n-1) - \dots - a_{n_a} \cdot y(n-n_a) + e(n) + c_1 \cdot e(n-1) + \dots + c_{n_c} \cdot e(n-n_c).$$

$$A(q) \cdot y(n) = B(q) \cdot u(n) + C(q) \cdot e(n). \quad (2.23)$$

де MA (Moving Average) в назві моделі вказує на ковзне усереднювання $C(q) \cdot e(n)$, де

$$A(q) = 1 + \sum_{i=0}^{n_c} a_i z^{-i}.$$

З порівняння (2.20) і (2.23) видно, що для ARMAX-моделі справедлива рівність $H(q) = C(q) / A(q)$. Ця модель показана на рис. 2.5.

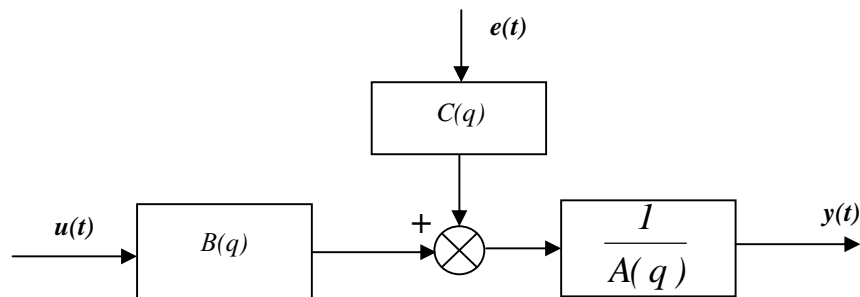


Рисунок 2.5 – Загальний вид ARMAX-моделі

Загальне представлення (2.20) може бути записано в розгорненому вигляді через відповідні поліноми:

$$A(q) \cdot y(n) = \frac{B(q)}{F(q)} \cdot u(n) + \frac{C(q)}{D(q)} \cdot e(n) \quad (2.24)$$

Модель (2.24) показана на рис. 2.6. Вона включає моделі (2.22) і (2.23)

як окремі випадки. Строго кажучи, кожне з рівнянь (2.22), (2.23) і (2.24) описує не одну, а безліч моделей і називається структурою моделі, або модельною структурою. Конкретна модель виходить з вибраної структури, якщо визначити її порядок (порядок відповідних поліномів $A(q)$, $B(q)$, $C(q)$, $D(q)$, $F(q)$) і чисельні значення параметрів (коефіцієнтів цих поліномів). Таким чином, загальна модельна структура (2.24) включає простіші модельні структури. У теорії ідентифікації систем [1] множина моделей, що описується рівнянням (2.25), називається сімейством моделей на основі функції передачі $G(q)$.

Для того, щоб здійснити ідентифікаційний експеримент, необхідно виконати наступні дії:

- побудувати об'єкт ідентифікації;
- визначити вхідні сигнали і подати їх на вхід об'єкту;
- розрахувати реакцію (вихідні сигнали);
- викликати функцію `ident`;
- вважаючи, що нам невідомі параметри об'єкту, оцінити їх по наявних вхідних і вихідних сигналах.

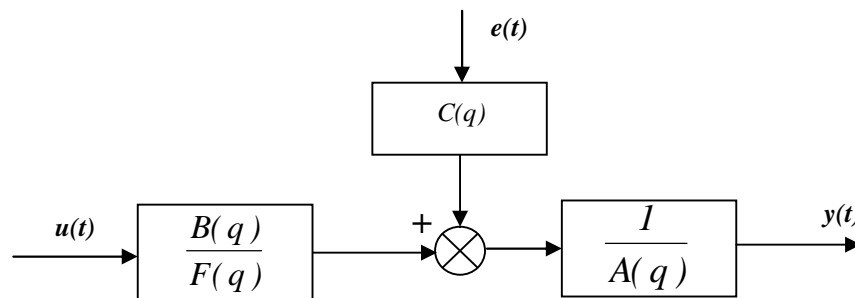


Рисунок 2.5 – Поліноміальне представлення моделі

Ідентифікація систем (включаючи побудову моделей часових рядів) знаходить все більше застосування в різних прикладних задачах. Для використання результатів теорії ідентифікації на практиці необхідні знання в різних наукових і прикладних областях (регресійного, кореляційного і

спектрального аналізу, планування експерименту, моделювання систем і ін.). В рамках нашої статті розглянуті лише основні засоби і можливості для вирішення завдань ідентифікації, що надаються графічною інтерактивною програмою *ident*, проте і приведений розгляд дозволяє відзначити наступне.

1. Проста на перший погляд процедура ідентифікації динамічної лінійної системи, насправді включає рішення цілого ряду завдань (оптимізації, кореляційного і регресійного аналізу і ін.), які автоматично розв'язуються в міру необхідності шляхом виклику відповідних функцій Matlab.

2. Залежно від об'єкту ідентифікації (системи лінійні і нелінійні, з одним і багатьма входами і виходами, з постійними і змінними параметрами і так далі), значно змінюється кількість, різноманітність і складність таких “внутрішніх” завдань, проте для користувача це практично непомітно.

3. У програмі *ident* експорт і імпорт даних є тривіальними процедурами, що дозволяє легко поєднувати роботу цієї програми з іншими програмами Matlab (у нашому випадку з моделлю Simulink).

4. Таким чином, простота, гнучкість і універсальність роблять описану програму *ident* однаково корисної як для користувачів-початківців, так і для досвідчених фахівців у області моделювання і ідентифікації систем автоматичного управління.

2.3 Вибір і обґрунтування аналогів розроблюваної автоматизованої системи

Визначаючи розвиток технологій вібровипробувань вже більше 40 років, компанія TIRA розробляє і створює одні з самих передових в світі систем для дослідження вібростійкості промислових виробів.

Для визначення степені відповідності технічного рівня і якості системи, що проектується, сучасному розвитку науково-технічного прогресу, як по технічному виконанню, так і по колу задач, які вирішуються за допомогою проектованої системи необхідним є аналог, який повинен відповідати проектованій системі за призначенням і за складом технічних характеристик та є одним з кращих в світовій практиці.

До кращих промислово освоєних систем за кордоном відносяться системи, що представляють значну частину загального об'єму продукції даного виду, що реалізується на зовнішньому ринку і користується стійким попитом.

В якості кращого аналогу вибрано систему вібраційних досліджень TIRA S501 тому, що вібратори і підсилювачі потужності виробництва цієї фірми мають наступні переваги:

- простота обслуговування;
- пневматична компенсація навантаження;
- не вимагають обслуговування системи повітряно охолодження;
- висока стійкість до поперечних вібрацій;
- продуктивні цифрові підсилювачі потужності.

Технічний рівень та якість проектованої системи подано у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1- Технічний рівень та якість проектованої системи

Показник	Одиниці вимірювання	Значення показника	
		Показника	TV 5200
Частотний діапазон, w	Гц	2 – 7000	2 – 7000
Пікове штовхаючі зусилля, Н	Синус Н	15	16
Ефективна маса подвижного елемента	кг	1.4	1.5
Зміщення, Z	мм	25,4	50
Пікова віброшвидкість, v	Синус м/с	1,5	1
Жорсткість підвіски, G	Н/мм	22	44
Діаметр монтажної площадки	мм	120	7
Вага з поворотною опорою	кг	80	4.5

Узагальнений коефіцієнт якості визначають через порівняння коефіцієнтів якості спроектованої системи. Аналіз показників якості проводиться експертними методами. Узагальнений коефіцієнт якості визначається методами аналітичного середнього зваження відповідно до формули:

$$P_K = \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{100} \cdot q_i, \quad (2.25)$$

де n - кількість коефіцієнтів, що беруться до уваги з метою оцінки якості розроблюваної системи;

K_i - коефіцієнти вагомості i -тих одиничних показників якості, які визначають їх відносну значимість, % (дані коефіцієнти визначаються експертними методами, з умови що сума всіх даних коефіцієнтів має бути 100%);

q_i - відносні коефіцієнти якості, що обчислюються співставленням числових даних окремих показників проекрованої системи та аналогів відповідно до формул:

$$Q_I = P_{2i} / P_{1i}, \quad (2.26)$$

або
$$Q_I = P_{1i} / P_{2i} \quad (2.27)$$

де P_{1i} , P_{2i} - числові значення i -тих одиничних показників якості для проекрованої системи та аналогу.

З формул (2.26), (2.27) вибираємо ту, у якій збільшення відповідає підвищенню показників якості проекрованої системи.

Відповідно за формулами (2.26), (2.27) розраховуємо безрозмірні показники якості:

Таблиця 2.2 – Показники якості системи

- частотний діапазон $\Delta\omega$,	$q_1=5/5=1$;	$k_1=15\%$;
- Пікове штовхаюче зусилля, Δh	$q_2=15/16=0.93$;	$k_2=30\%$;
- Зміщення Z ,	$q_3=25.4/50=0,508$;	$k_3=15\%$;
- Пікова віброшвидкість v ,	$q_4=1.5/1=1.5$;	$k_4=30\%$;
- Жорсткість підвіски, G	$q_5=22/44=0.5$;	$k_6=10\%$;

$$k_1+k_2+k_3+k_4+k_5+ k_6=30+25+20+8+9+8=100\%.$$

Комплексний показник якості, згідно з формулою (6.1) складає:

$$P_k=(1*30+0.93*30+0.508*15+1.5*15+0.5*10)/100=0.93.$$

Для даного комплексного показника вибираємо конкретні значення показника S 501, які мають перевагу над вібраційною установкою TV 5200:

- частотний діапазон;
- пікове штовхаюче зусилля;
- ефективна маса рухомого елемента.

3 Конструкторська частина

3.1 Особливості та область призначення установок для дослідження вібростійкості

Розглянемо задачу дослідження надійності промислових виробів, на які в умовах експлуатації діють випадкові вібраційні навантаження.

Машини, обладнання, системи управління і апаратура, транспортні засоби, промислові і оборонні технічні комплекси в процесі експлуатації піддаються вібраційним і ударним діям.

За деякими даними, вібраційні навантаження є причиною приблизно 22% відмов електричного устаткування літаків і 40% гідравлічних і пневматичних систем [29].

Тому будь-який вперше створений промисловий виріб повинен пройти випробування, щоб можна було визначити, наскільки повно виріб відповідає вимогам, що закладаються при проектуванні.

При випробуваннях можна скоротити матеріаломісткість виробу за рахунок усунення «запасу надійності на незнання», тобто є можливість наблизитися у відомому значенні до оптимальної конструкції виробу і врахувати основні зовнішні фактори, що впливають на виріб.

У період транспортування виробу вібрація його конструкції описується стаціонарним або нестаціонарним випадковим процесом, параметри якого залежать від характеру кінематичної дії з боку відповідних транспортних агрегатів.

Даний режим вібраційного навантаження характеризується порівняно невеликими рівнями перевантажень, але значним числом циклів коливань. При цьому спектр виникаючих частот коливань є переважно низькочастотним [29].

Також при вирішенні широкого спектру практичних проблем проектування промислових виробів, встановлених на рухомих об'єктах важливою є задача дослідження їх надійності, коли в умовах експлуатації діють випадкові вібраційні навантаження.

Інтенсивні вібрації елементів конструкції спостерігаються в процесі старту літального апарату. Вони характеризуються як широким діапазоном частот, так і високими рівнями перевантажень. Основним джерелом цих вібрацій є робота силової установки літального апарату. В перехідному режимі роботи двигунів вказана вібрація носить істотно нестационарний характер.

У [29] детально розглянуті випадки, в яких головним чинником, що визначає можливість відмови апаратури, є зовнішня вібраційна дія.

Під **надійністю** розуміється властивість виробів виконувати необхідні функції протягом необхідного часу в реальних умовах дії навколишнього середовища при дотриманні регламентованих правил експлуатації [29].

Одним з основних видів випробувань виробів є вібраційні випробування, оскільки в умовах дії вібраційних навантажень причиною відмови виробів є різні дефекти, перш за все в механічних вузлах. Розробка конструкцій виробів на етапі проектування, які мають високу віброміцність і вібростійкість, в більшості випадків визначається якістю проведення дослідження вібростійкості. В зв'язку з цим випробування на віброміцність і вібростійкість часто є визначаючими.

Один із шляхів рішення даної задачі – **натурні випробування**: виріб встановлюється на транспортний засіб і далі реалізується процес транспортування по відповідному полотну на протязі необхідного часу. Не дивлячись на високу вірогідність результатів, натурні випробування мають ряд суттєвих недоліків: такі випробування вимагають надзвичайних людських, матеріальних та часових витрат. Подібні випробування несумісні з швидким переналагодженням технологічного процесу, випуском надійних виробів малими партіями. У зв'язку з цим цей спосіб використовується

головним чином на завершальному етапі розробки виробу.

Другий шлях, який дозволяє позбутися вказаних недоліків, полягає у тому, що близькі до реальних вібраційні впливи можна реалізувати за допомогою спеціального обладнання – стенду дослідження вібростійкості (СДВ).

З вказаних причин в основному використовуються випробування на вібраційних стендах. Експериментальне відпрацювання надійності виробів на вказаних стендах проводиться на всіх етапах їх розробки.

Випробування в штучно створюваних лабораторних умовах, які по можливості близько імітують дійсні умови експлуатації, є надійною перевіркою самої конструкції виробу і технології його виготовлення.

Таким чином, однією з найважливіших вимог, що пред'являються до випробувань, є вимога: умови проведення експерименту повинні бути близькі до реальних. Практично всі реальні вібраційні навантаження, діючі на вироби, носять випадковий характер. У зв'язку з цим виникає задача імітації випадкових вібраційних навантажень в лабораторних умовах.

Вібраційні навантаження, створювані в різних точках виробу за допомогою стендів, дозволяють імітувати не тільки умови, близькі до реальних, що принципово знижує вартість і тривалість випробувань, але і проводити прискорені випробування з форсованими режимами.

Як показали численні експериментальні і теоретичні дослідження вібростійкості рухомих об'єктів, в загальному випадку вібраційні навантаження є нестационарними випадковими функціями. Великий практичний інтерес представляють перехідні режими руху, що характеризуються нестационарними вібраційними навантаженнями, параметри яких залежать як від сил зчеплення коліс з покриттям, так і від матеріальної частини (стану поверхні шин коліс, наявності зазорів в частинах сполучення конструкцій транспортного засобу т.д.). Нестационарними режимами є режим різкого гальмування, гальмування автомобіля до юза без виключення зчеплення, рух з місця з «розгойдуванням», різкий відпуск

педалі зчеплення, наїзд на великі перешкоди і т.д. [14].

При транспортуванні виробів залізничним транспортом нестационарні навантаження характеризуються порівняно великими значеннями поздовжніх перевантажень, обумовлених зіткненнями вагону з вагоном або локомотивом.

Виходячи з сказаного, математичною моделлю функцій вібраційного навантаження (ФВН) є модель нестационарного випадкового процесу, що характеризується в рамках кореляційної теорії математичним очікуванням $m_X(t)$ і функцією кореляції $R_{XX}(t_1, t_2)$.

Для побудови автокореляційних функцій випадкових вібраційних навантажень можна скористатися двома шляхами. Перший шлях оснований на тому, що в необхідних точках виробу закріплюються датчики і вихідна інформація обробляється на ЕОМ (рис. 3.1).

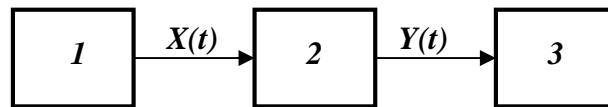


Рисунок 3.1 – Структурна схема, яка ілюструє розрахунковий метод оцінки

випадкових ФВН, діючих на вироби:

1 – первинне джерело вібрацій (ПДВ); *2* – тракт перетворення вібрацій (ТПВ); *3* – виріб; $Y(t)$ – сигнал, породжений ПДВ; $X(t)$ – функція вібраційного навантаження діюча на виріб в умовах експлуатації

Ефективним також є підхід, коли оцінка ФВН визначається розрахунковим шляхом.

Припустимо, що статистичні характеристики випадкового вібраційного навантаження, діючого на випробовуваний виріб, відомі. Генератором випробувальних сигналів генерується сигнал, ідентичний по своїх статистичних властивостях вібраційному навантаженню. Він поступає на вхід стенду дослідження вібростійкості (СДВ), на столі якого закріплений

випробовуваний зразок.

Випробувальний сигнал, що поступає на вхід СДВ, може бути в загальному випадку спотворений за рахунок інерційності СДВ, а також під дією приєднаної підсистеми «віброзахисний пристрій - виріб». СДВ є нелінійною динамічною системою (в загальному випадку багатокomпонентна СДВ), яка включає коректуючий пристрій, підсилювач, стенд, демпфуючий (амортизуючий) пристрій, виріб, систему датчиків, проміжні пристосування, за допомогою яких апаратура жорстко кріпиться до столу СДВ.

Необхідно досліджувати точність відтворення СДВ реальних вібраційних навантажень, діючих на виріб. Алгоритмічне забезпечення СДВ включає наступні алгоритми:

- алгоритм оцінки функцій вібраційного навантаження, що діють на виріб в реальних умовах експлуатації;
- алгоритм формування випробувальних сигналів, адекватних реальним вібраційним навантаженням;
- алгоритм оцінки точності відтворення випробувальних сигналів конкретними типами СДВ;
- алгоритм для побудови математичних моделей (алгоритм ідентифікації);
- алгоритм контролю і діагностики;
- алгоритм, що здійснює управління всіма пристроями СДВ і необхідний взаємозв'язок між ними в процесі випробувань, контролю і діагностики;
- алгоритм прогнозування безвідмовної роботи виробів на певний період часу;
- алгоритм для оцінки надійності виробів.

Необхідно відмітити, що СДВ з гідравлічним приводом малоефективні на порівняно високих частотах, при яких проявляється вплив стиснення рідини. Але вони дозволяють одержати достатньо великі зусилля в області низьких частот. Для імітації низькочастотних нестационарних кінематичних

дій (мають місце при наземному ядерному вибуху) фірмою MTS Systems використовувалася електрогідродинамічна установка, що є важкою рухомою платформою вагою близько 5,7 тонн, яка приводиться в рух в горизонтальній і вертикальній площинах системою гідравлічних штовхачів.

При максимальній вазі випробовуваних об'єктів порядку 5,4 тонн на цій установці реалізовувалися пікові вертикальні перевантаження порядку 32g, а горизонтальні – біля 18g [11].

Імітація функцій навантаження устаткування і апаратури систем літальних апаратів балістичного типу в частині реалізації одночасної дії вібраційних і квазістатичних перевантажень може бути здійснена шляхом установки СДВ на центрифугу.

На рис 3.2 наведена структурна схема СДВ.

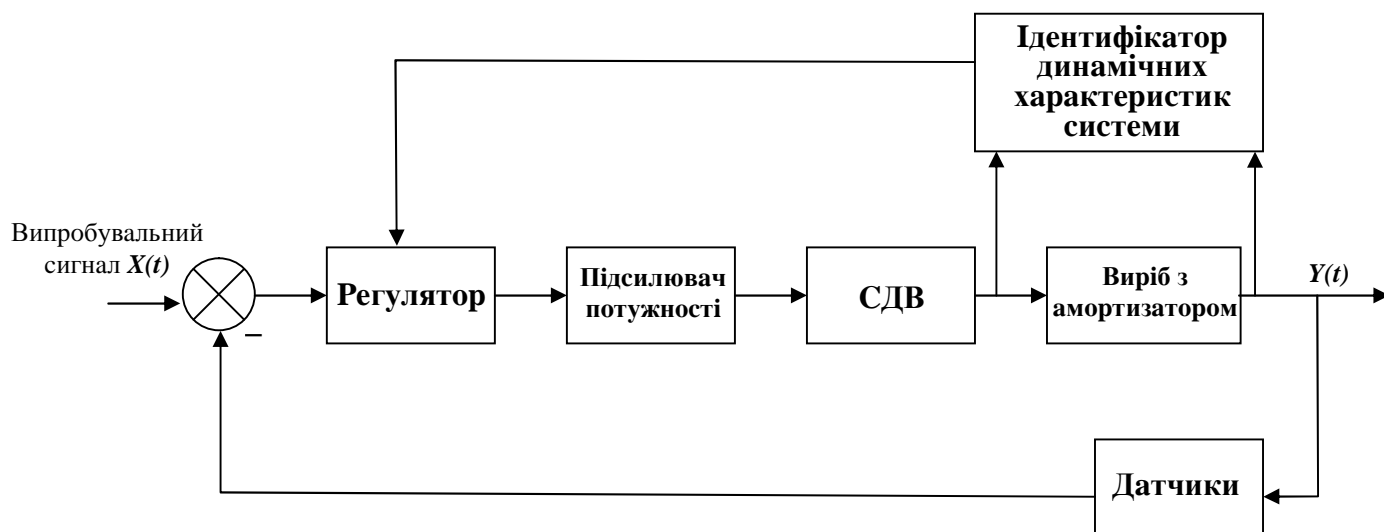


Рисунок 3.2 – Типова структурна схема СДВ

Призначення СДВ – з необхідною точністю відтворювати випробувальні сигнали. ЕОМ у системі виконує функції перетворення цифрового коду в аналоговий і навпаки. Таким чином будемо досліджувати систему "СДВ -амортизатор-виріб".

Оскільки динамічні параметри СДВ змінюються від впливу активної маси "амортизатор -виріб", то з метою ідентифікації динамічних параметрів

системи застосовують пристрій, що називається динамічним ідентифікатором. Дані від ідентифікатора подаються на ПЕОМ, що виконує розрахунки параметрів та реалізує коректуючі фільтри (у вигляді цифрового фільтра). При цьому забезпечуються генерація сигналу випробування з необхідною точністю.

В якості виробів можуть розглядатися рухомі вузли зв'язку, що встановлюються на транспортні засоби, вертольоти, літаки та інш.

3.2 Аналітичне дослідження системи і створення її математичної моделі

Для прикладу будемо рахувати, що досліджується рухомий вузол зв'язку, що встановлений на автомобільному транспорті.

При транспортуванні рухомих вузлів автомобільним транспортом зовнішні впливи з боку полотна дороги носять суттєво випадковий характер. Функції розподілу нерівностей дороги близькі до нормального, а процес навантаження при постійній швидкості руху агрегату квазістаціонарним і ергодичним [11].

Оскільки ці сигнали випадковими, то задача визначення статистичних випробувальних сигналів зводиться імовірного дослідження системи "дорога-шина-автомобіль" [11].

Вихідний сигнал цієї системи визначає вібраційне навантаження, яке діє на виріб і, таким чином, випробувальним сигналом СДВ.

Відомо, що за допомогою електродинамічних СДВ можна імітувати випадкові коливання з дискретним і неперервним спектром в достатньо широкому діапазоні частот. Знайдемо статистичні характеристики випадкових вібрацій кузова автомобіля. Припустимо, що має місце мікропрофіль дороги, коли впливи на ліві та праві колеса як передньої, так і задньої пари рівні між собою. Тоді ФП від дороги до вертикального

переміщення підресорної маси, при деяких припущеннях [11], має наступний вигляд:

$$W_M(s) = \frac{\bar{b}_2 s^2 + \bar{b}_1 s + \bar{b}_0}{\bar{a}_4 s^4 + \bar{a}_3 s^3 + \bar{a}_2 s^2 + \bar{a}_1 s + \bar{a}_0}, \quad (3.1)$$

де

$$\begin{aligned} \bar{a}_4 &= M \cdot m; \bar{a}_3 = M(r_p + r_{ш}) + m \cdot r_p; \bar{a}_2 = M(C_p + C_{ш}) + C_p \cdot m + r_p \cdot r_{ш}; \bar{a}_1 = C_p \cdot r_{ш} + C_{ш} \cdot r_p; \bar{a}_0 = C_p \cdot C_{ш}; \\ \bar{b}_2 &= r_p \cdot r_{ш}; \bar{b}_1 = C_p \cdot r_{ш} + C_{ш} \cdot r_p; \bar{b}_0 = C_p \cdot C_{ш}. \end{aligned}$$

Для вантажного автомобіля маємо [13]:

- $M=0,205$ Н·с²/м – підресорна маса;
- $m=0,05$ Н·с²/м – непідресорна маса;
- $C_p = 30$ Н/м – жорсткість ресори, що функцією деформації ресори;
- $r_p = 1$ Н·с/м – коефіцієнт опору амортизатора;
- $C_{ш} = 120$ Н/м – жорсткість шини;
- $r_{ш} = 0,15$ Н·с/м – коефіцієнт в'язкого тертя в шині;

Тоді ФП визначається виразом:

$$W_M(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{15s^2 + 12450s + 360000}{1,025s^4 + 28,575s^3 + 3240s^2 + 112450s + 360000s}. \quad (3.2)$$

Нехай джерело вібраційного навантаження має наступну кореляційну функцію:

$$R_{XX}(\tau) = D_{XX} e^{-\alpha|\tau|}.$$

СЩ вхідного сигналу визначається виразом:

$$S_{XX} = \frac{D_{XX}}{\pi} \frac{\alpha}{\alpha^2 + \omega^2} = \frac{\alpha D_{XX}}{\pi (\alpha + j\omega)(\alpha - j\omega)}. \quad (3.3)$$

АЧХ $A(\omega)$ системи з ФП (3.2) має наступний вигляд:

$$A^2(\omega) = \frac{b_4\omega^4 + b_2\omega^2 + b_0}{a_8\omega^8 + a_6\omega^6 + a_4\omega^4 + a_2\omega^2 + a_0} = \frac{225\omega^4 + 144202500\omega^2 + 129600000000}{12050625\omega^8 - 5825469375\omega^6 + 19524082\omega^4 - 21777997500\omega^2 + 129600000000}. \quad (3.4)$$

Тоді

$$S_{YY}(\omega) = A^2(\omega) \frac{D_{XX}}{\pi} \frac{\alpha^2}{\alpha^2 + \omega^2}.$$

Перепишемо вираз (3.4) у вигляді:

$$A^2(\omega) = \frac{\bar{b}_2(j\omega)^4 + \bar{b}_1(j\omega)^2 + \bar{b}_0}{a_4(j\omega)^4 + a_3(j\omega)^3 + a_2(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0} \cdot \frac{I}{a_4(-j\omega)^4 + a_3(-j\omega)^3 + a_2(-j\omega)^2 + a_1(-j\omega) + a_0},$$

або

$$A^2(\omega) = \frac{\bar{b}_2\omega^4 - \bar{b}_1\omega^2 + \bar{b}_0}{\underbrace{(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0)}_P + j\underbrace{(-a_3\omega^3 + a_1\omega)}_Q} \cdot \frac{I}{\underbrace{(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0)}_P - j\underbrace{(-a_3\omega^3 + a_1\omega)}_Q}.$$

Тоді:

$$A^2(\omega) = \frac{\bar{b}_2(j\omega)^4 - \bar{b}_1(j\omega)^2 + \bar{b}_0}{[P(\omega) + jQ(\omega)][P(\omega) - jQ(\omega)]} = \frac{\bar{b}_2(j\omega)^4 - \bar{b}_1(j\omega)^2 + \bar{b}_0}{P^2(\omega) + Q^2(\omega)}, \quad (3.5)$$

де $P^2(\omega) + Q^2(\omega) = a_4^2\omega^8 + (-2\bar{a}_2\bar{a}_4 + \bar{a}_3^2)\omega^6 + (2\bar{a}_0\bar{a}_4 + \bar{a}_2^2 - 2\bar{a}_1\bar{a}_3)\omega^4 + (-2\bar{a}_0\bar{a}_2 + \bar{a}_1^2) + \bar{a}_0^2$.

Прирівнюючи (3.4) та (3.5) складаємо систему алгебраїчних рівнянь:

$$\bar{b}_2 = b_4; \bar{b}_1 = b_2; \bar{b}_0 = b_0;$$

$$\bar{a}_4 = a_8; -2\bar{a}_2\bar{a}_4 + \bar{a}_3^2 = a_6; 2\bar{a}_0\bar{a}_4 + \bar{a}_2^2 - 2\bar{a}_1\bar{a}_3 = a_4; -2\bar{a}_0\bar{a}_2 + \bar{a}_1^2 = a_2; \bar{a}_0^2 = a_0.$$

Звідси знаходимо чисельні значення коефіцієнтів:

$$\bar{b}_2 = 225; \bar{b}_1 = -144202500; \bar{b}_0 = 12960000000;$$

$$\bar{a}_4 = 1,0125; \bar{a}_3 = 28,575; \bar{a}_2 = 3240; \bar{a}_1 = 12450; \bar{a}_0 = 36000.$$

Знайдемо дисперсію вихідного ВП:

$$D_{YY} = \int_{-\infty}^{\infty} A^2(\omega) S_{XX}(\omega) d\omega =$$

$$= \frac{2\pi\alpha D_{XX}}{\pi} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\bar{b}_2(j\omega)^4 + \bar{b}_1(j\omega)^2 + \bar{b}_0}{\left| (\bar{a}_4(j\omega)^4 + \bar{a}_3(j\omega)^3 + \bar{a}_2(j\omega)^2 + \bar{a}_1(j\omega) + \bar{a}_0)(j\omega + \alpha) \right|^2} d\omega;$$

$$D_{YY} = \int_{-\infty}^{\infty} A^2(\omega) S_{XX}(\omega) d\omega = 2\alpha D_{XX} I_5;$$

$$I_5 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\bar{b}_2(j\omega)^4 + \bar{b}_1(j\omega)^2 + \bar{b}_0}{\left| (\bar{a}_4(j\omega)^5 + (\bar{a}_3 + \bar{a}_4\alpha)(j\omega)^4 + (\bar{a}_2 + \bar{a}_3\alpha)(j\omega)^3 + (\bar{a}_1 + \bar{a}_2\alpha)(j\omega)^2 + (\bar{a}_0 + \bar{a}_1\alpha)(j\omega) + \bar{a}_0\alpha) \right|^2} d\omega$$

Далі скористаємося табличним інтегралом (додаток А):

$$\begin{aligned} I_5 = & (g_0 h_2 h_3 h_4 h_5 - g_0 h_2^2 h_5^2 - g_0 h_1 h_4^2 h_5 + g_0 h_0 h_4 h_5^2 - g_1 h_0 h_3 h_4 h_5 + g_1 h_0 h_2 h_5^2 + \\ & g_2 h_0 h_1 h_4 h_5 + \\ & - g_3 h_0 h_1 h_2 h_5 + g_4 h_0 h_1 h_2 h_3 - g_4 h_0 h_4 h_1^2 - g_2 h_0^2 h_5^2 + g_3 h_3 h_5 h_0^2 - g_4 h_0^2 h_3^2 + \\ & g_4 h_1 h_5 h_0^2) / \\ & / (-2h_0 h_5 (-h_1 h_2 h_2 h_4 + h_1 h_4 h_2^2 + 4h_1^2 h_4^2 - 2h_0 h_0 h_4 h_5 + h_0 h_4 h_3^2 - h_0 h_2 h_3 h_5 + \\ & h_0^2 h_5^2), \end{aligned}$$

де

$$g_0 = 0; g_1 = 0; g_2 = \bar{b}_2; g_3 = \bar{b}_1; g_4 = \bar{b}_0;$$

$$h_0 = \bar{a}_4; h_1 = (\bar{a}_3 + \bar{a}_4\alpha); h_2 = (\bar{a}_2 + \bar{a}_3\alpha); h_3 = (\bar{a}_1 + \bar{a}_2\alpha); h_4 = (\bar{a}_0 + \bar{a}_1\alpha); h_5 = \bar{a}_0\alpha.$$

Тоді:

$$I_5 = \frac{(-1)^{5+1} N_5}{2h_0 M_5} = (37202947774689416693\alpha + 346473341660096001\alpha^2 + 12428177609854701\alpha^3 + 92965385650500111481) / (185930771301000222963\alpha + 6430105840826259756\alpha^2 + 1673376941709002077\alpha^3 + 14758254972016906\alpha^4 + 529386223843126\alpha^5).$$

Далі розглянемо визначені покриття дороги [14]:

1. Для $\alpha=8$, $D_{XX}=1$ (покриття асфальтне).

$$I_5=0,14791627579\ 575; D_{YY}=2,36666041273201\ \text{см}^2.$$

2. Для $\alpha=4$, $D_{XX}=9$ (щебеневе шосе).

$$I_5=0,25898819096004; D_{YY}=18,64714974912267\ \text{см}^2.$$

3. Для $\alpha=4$, $D_{XX}=16$ (сільська дорога).

$$I_5=0,25898819096004; D_{YY}=33,15048844288474\ \text{см}^2.$$

4. Для $\alpha=2$, $D_{XX}=50$ (покриття дороги у поганому стані).

$$I_5=0,41062145955086; D_{YY}=82,1249191017213\ \text{см}^2.$$

На рис. 3.3-3.4 наведені результати випробувань автономної електрогенераторної установки на вплив транспортних вібрацій, тобто графіки СЩ вібраційного процесу на виході СДВ.

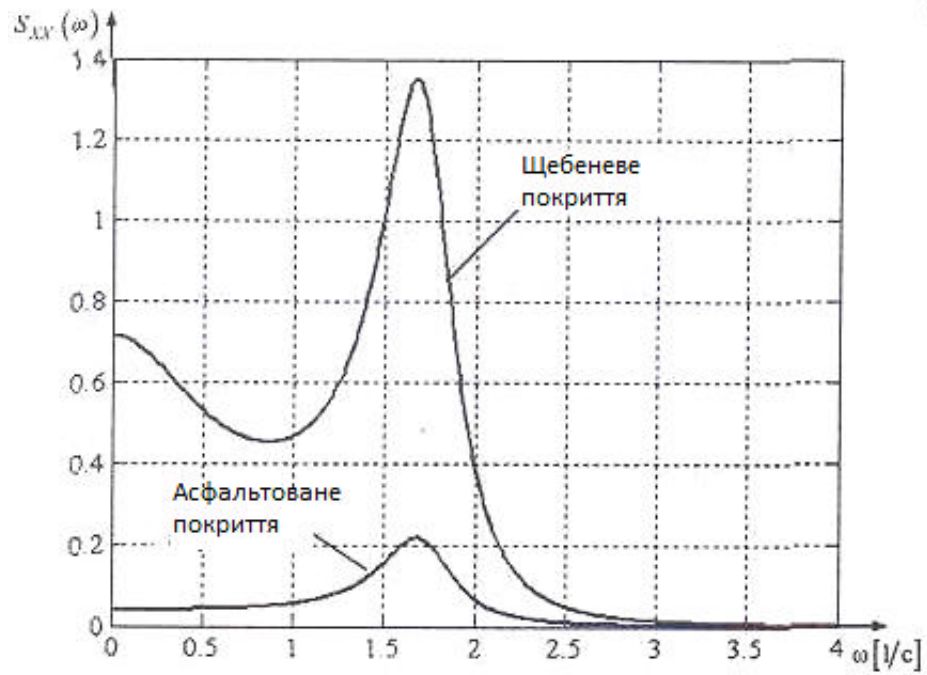


Рисунок 3.3 – Графік спектральної густини ($\alpha=8, D_{XX}=1; \alpha=4, D_{XX}=9$)

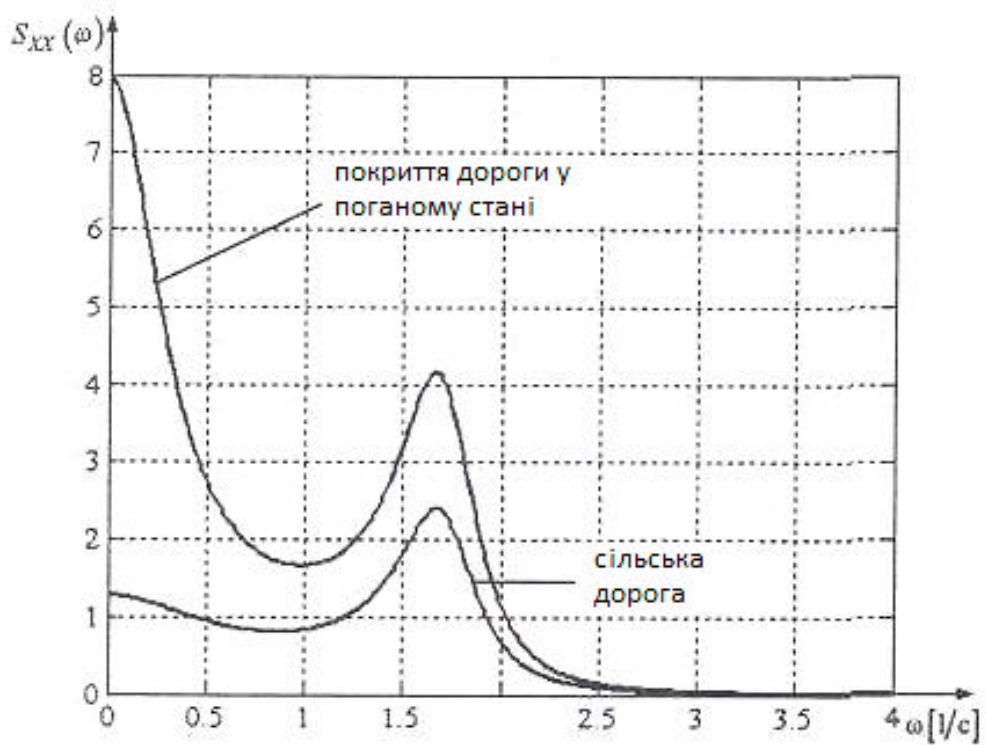


Рисунок 3.5 – Графік спектральної густини ($\alpha=4, D_{XX}=16; \alpha=2, D_{XX}=50$)

3.3 Розроблення засобів безпечної експлуатації віброустановки

3.3.1 Нормування вібрацій, що діють на операторів.

Вібрація є одним з важливих факторів навколишнього середовища, що впливає на здоров'я оператора і продуктивність системи.

Вплив вібрації на оператора залежить від спектрального складу коливань системи, напрямку, місця прикладання, тривалості дії, а також від індивідуальних особливостей оператора. Шкідливий вплив вібрації позначається на функціональному та фізіологічному стані оператора.

Внаслідок впливу вібрації на функціональний стан збільшується втомлюваність оператора, зростає час рухової реакції, порушуються вестибулярні реакції і координація рухів, як наслідок, знижується продуктивність праці та якість роботи.

Результатом вібраційного впливу є розвиток нервових захворювань, порушення функції серцево-судинної системи, опорно-рухового апарату, ураження м'язових тканин і суглобів, що призводить до виникнення різних професійних захворювань.

Вплив вібрації на оператора

З гігієнічної точки зору різні умови праці при впливі вібрації характеризуються таким чином:

- комфорт (вимушена вібрація не викликає подразливої дії);
- збереження працездатності (втома оператора, викликана вібрацією, не призводить до зниження продуктивності праці);
- вібраційна безпека (вібрація не спричиняє шкідливої біологічної дії на організм оператора, що призводить до захворювання);
- вібраційна небезпека (дія вібрації на організм оператора може викликати вібраційну хворобу);
- вібраційне ураження (дія вібрації на організм оператора непереносне або створює небезпеку травмування).

Результати вимірювань вхідних механічних імпедансів тіла людини для

різних поз і ділянок прикладання вібраційного збудження свідчать про те, що:

- резонансні властивості людини проявляються в ділянках частот, які лежать нижче 60 Гц;

- наявність додаткової опори для ніг людини, що сидить, істотно змінює характер частотної залежності імпеданса, однак числові значення модуля імпеданса в даному діапазоні частот при цьому зменшуються;

- при додатковому навантаженні оператора максимум модуля імпеданса знижується в бік високих частот;

- імпеданс істотно змінюється при відхиленні корпусу оператора, при цьому на графіках модуля імпедансів з'являється максимум при частотах нижче 5 Гц, що зумовлено згинальними коливаннями хребта.

Для людини найбільш відчутними є діапазони частот 4–8 Гц за вертикальної вібрації і нижче 2 Гц - за горизонтальної.

У нормативних матеріалах припустимі рівні встановлено для тривалості впливу протягом восьмигодинного робочого дня. Виключається виконання робіт при дії на оператора вібрації протягом 8 годин з перевищенням заданих норм. При перевищенні встановлених норм вібрації тривалість її впливу на оператора протягом робочого дня рекомендується зменшити.

Класифікація засобів віброзахисту операторів.

Розрізняють системи віброзахисту двох видів: пасивні й активні. У пасивних системах віброізоляція досягається в основному шляхом поліпшення підвіски об'єкта, що віброізолюється, і відповідного зменшення коефіцієнта передачі. В активних системах, в яких використовують додаткові джерела енергії, ефект віброізоляції створюється дією додаткового збудження, протифазного до основного. Залежно від матеріалу пружного елемента підвіски поділяють на механічні, пневматичні, гідравлічні, гідропневматичні та інші. Крім активних і пасивних, на даний час виготовляють комбіновані підвіски, тобто такі, в яких у потрібний момент у

роботу вступає та чи інша система (активна або пасивна).

3.3.2 Методи та обладнання для захисту операторів експериментальної установки.

Експлуатаційні методи випробувань мають такі переваги:

- враховують вібраційні характеристики всієї системи;
- при випробуваннях визначають абсолютний рівень вібрацій;
- імітація на стенді вібраційних властивостей системи вимагає створення дорогої апаратури, спеціальних програм для переходу від експлуатаційних режимів навантаження до стендових;
- спостереження інших показників умов праці, які істотно впливають на втомлюваність оператора, але не можуть бути враховані при стендових випробуваннях.

Перераховані переваги експлуатаційних випробувань не виключають стендові випробування, бо останні забезпечують можливість одержання численної порівняльної інформації, пояснюють їх окремі властивості. При стендових випробуваннях визначають такі важливі характеристики як частота власних коливань.

При виборі приміщення для робочих місць з ЕОМ необхідно враховувати, що вікна можуть давати відблиски на екранах дисплеїв і викликати значну засліпленість у сидячих перед ними, особливо літом та в сонячні дні.

Для розміщення робочих місць з ЕОМ найбільш придатні приміщення з однобічним розміщенням світлових отворів, які обов'язково мають бути обладнані сонцезахисними пристроями: шторами, жалюзі і т.д. Площа засклення не повинна перевищувати 25% від площі стіни з вікнами. Для мінімізації засвічування від сонячних променів екранів ЕОМ вікна мають бути орієнтовані на північ (північний захід, північний схід).

Необхідно забезпечити відповідне оформлення інтер'єра, бо давати відблиски на екранах і сліпити працюючих можуть не тільки вікна, але й інші поверхні великої яскравості, у тому числі: стеля, стіни, поверхні столів, шаф і навіть одяг персоналу. Тому все повинне мати невисокі коефіцієнти віддзеркалення. Світлий і особливо блискучий одяг працюючих вкрай небажаний. Коефіцієнти віддзеркалення робочого стола, корпусу та клавіатури ЕОМ необхідно передбачити 0,2-0,5, стелі – 0,6-0,7, стін – 0,2-0,5, підлоги – 0,1-0,2, шаф та стелажів – 0,25-0,35. Всі оздоблювальні матеріали приміщення повинні бути матовими.

3.3.3 Розрахунок резинового віброізолятора.

Потрібно визначити число і розміри резинових віброізоляторів віброзахисної площадки на робочому місці.

– Приймаємо потрібну ступінь зниження рівня вібрації: $\Delta L = 10 \text{ дБ}$ і визначаємо частоту коливань системи:

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{10^{\frac{\Delta L}{20}} + 1}}, \text{ Гц} \quad (3.6)$$

$$f_0 = \frac{31,5}{\sqrt{10^{\frac{10}{20}} + 1}} = 15, \text{ Гц} \quad (3.7)$$

– Визначаємо необхідну статичну осадку віброізолятора:

$$\chi_{cm} = \frac{P}{C} = \frac{0,25}{f_0^2}, \text{ м} \quad (3.8)$$

$$\chi_{cm} = \frac{0,25}{15^2} = 1,1 \cdot 10^{-3}, \text{ м} \quad (3.9)$$

– Приймаючи в якості матеріала віброізоляторів резину марки П2А, визначимо висоту віброізоляторів:

$$H = \chi_{cm} \cdot \frac{E}{G}, \text{ м} \quad (3.10)$$

$$H = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 25 = 27,5 \cdot 10^{-8} \text{ м} \quad (3.11)$$

– Визначаємо площу поперечного січення віброізоляторів:

$$S_{заг} = \frac{P_{ст}}{\delta} \quad (3.12)$$

де $P_{ст}$ = загальні статичні загрузки на віброізолятори, які визначаються вагою площадки.

$$S_{заг} = \frac{600 + 800}{1,71 \cdot 10^5} = 8,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

– Приймавши число віброізоляторів N , різниця 6, знайдемо площу січення одного віброізолятора:

$$S_1 = \frac{S_{заг}}{N} = \frac{8,24 \cdot 10^{-3}}{6} = 1,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

При цьому діаметр циліндричного стовпчика віброізолятора рівний.

$$D = \sqrt{4 \cdot S_1 / \pi} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

– Поперечний діаметр віброізолятора (діаметр D або сторона квадрата) повинні задовольняти умову

$$H < D(B) < 1,5H \quad (3.13)$$

– Тип віброізолятора вибираємо по таблиці з довідника [11] згідно умов зазначених вище.

Отже, виходячи з вищенаведених розрахунків потрібно використовувати м'яку резину.

4 Науково-дослідна частина

4.1 Статистична лінеаризація при дослідженні експлуатаційних режимів роботи слідкуючого вібраційного стенду

Далі розглянемо математичну модель електро-гідравлічного слідкуючого вібратора і статистичну лінеаризацію СДВ з використанням методу статистичної лінеаризації і апарату матричних операторів. Оскільки СДВ працює в області низьких частот, використовується метод статистичної лінеаризації.

Головним виконуючим механізмом електро-гідравлічного віброуючого пристрою являється електро-гідравлічний слідкуючий вібратор ЕГСВ [12,13]. Його функційну схему ЕГСВ подано на рис. 4.1.

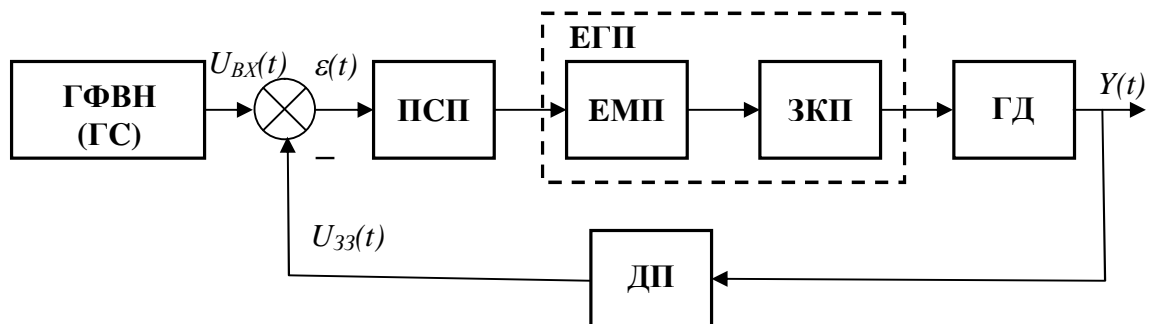


Рисунок 4.1 – Функційна схема ЕГСВ

ЕГСВ є гідродвигуном (ГД) поршневого типу, що приводиться в рух потоком робочої рідини (мінеральне масло). Управління потоком робочої рідини проводиться золотниковим керуючим пристроєм (ЗКП), золотник якого приводиться в рух по заданому закону електромеханічним перетворювачем (ЕМП). ЕМП і ЗКП утворюють електрогідравлічний підсилювач (ЕГП).

Золотник, що переміщається по задаючих законах, відкриває та закриває робочі щілини, що сполучають порожнини гідропривода з подаючою чи зливною магістраллю. Слідкування за позиціями робочого органу здійснюється на основі від'ємного оберненого зв'язку (за допомогою давач переміщення ДП).

Це забезпечує достатню точність імітації форми вібраційної дії. На функційній схемі ЕГСВ позначено: ГФВН – генератор функції вібраційного навантаження (генератор сигналу на вході); ПСП – підсилювач сигналу помилки.

На рис. 4.2 зображено принципову схему ЕГСВ.

Відслідкування вхідної дії $U_{BX}(t)$ виконуючим пристроєм (поршнем гідроциліндра) ЕГСВ можна сформулювати наступним чином (рис. 4.2). При поданні напруги $U_{BX}(t)$ на вхід підсилювача сигналу помилки на виході ПСП появляється напруга $U(t)$, що подається на катушку керування ЕМП.

Під дією цієї напруги якір 6 ЕМП, закріплений на корпусі ЕМП за допомогою пружини, повернеться, наприклад, проти годинникової стрілки щодо точки кріплення (напрямок повороту залежить від знаку напруги $U(t)$ на вході ПСП). При цьому створюється перепад тиску на торцях золотника 7, під дією якого золотник переміститься вліво на певну величину (величина цього переміщення залежить від жорсткості другої (консольної) пружини якоря 6 ЕМП, безпосередньо сполученої із золотником).

Робочі вікна золотника відкриються, рідина з лінії нагнітання з тиском p_H поступить в ліву порожнину гідродвигуна 4. Під дією перепаду тиску, що утворився, на поршні, 8 гідродвигуна поршень почне рух вправо. Рух поршня продовжуватиметься до тих пір, поки напруга $U_{BX}(t)$ на виході датчика переміщень 5 не досягне по модулю значення вхідної дії $U_{BX}(t)$.

Напруга $U(t)$ при вході на ПСП прийме нульовий рівень, а якір 6 ЕМП прийме середню позицію. Тиск на краях золотника 7 вирівняється і він прийме середню позицію, закриваючи робочі щілини. При закритті робочих щілин золотника станеться зупинка руху поршня 8 гідроциліндра. Отже,

значення вхідної напруги $U_{BX}(t)$ відповідатиме позиції поршня гідроциліндра $Y(t)$.

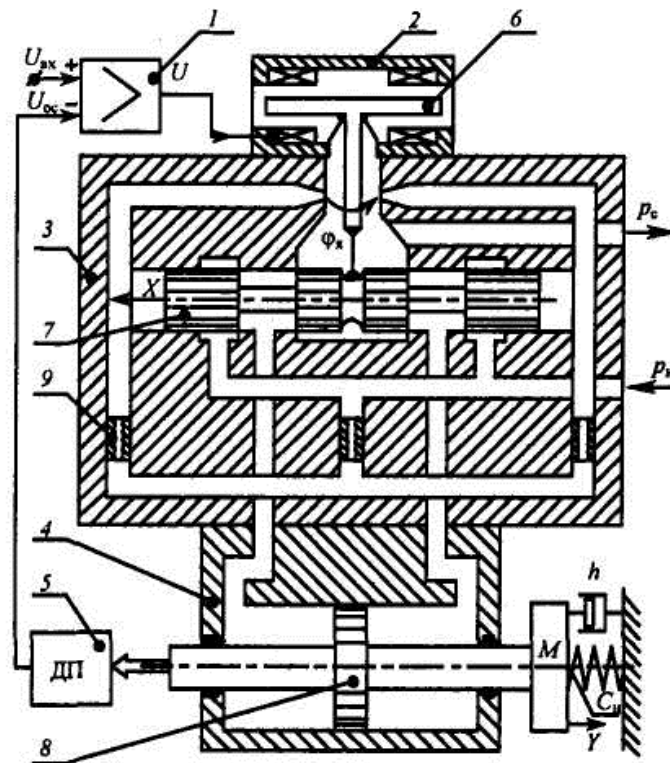


Рисунок 4.2 – Конструктивна схема ЕГСВ:

- 1 – підсилювач сигналу помилки (ПСП); 2 – електрогидравлічний перетворювач (ЕГП);
- 3 – золотниковий керуючий пристрій (ЗКП); 4 – гідролінійний двигун (ГД);
- 5 – датчик переміщень (ДП); 6 – якор електрогидравлічного перетворювача;
- 7 – золотник золотникового пристрою управління; 8 – поршень гідролінійного двигуна;
- 9 – гідролінійний дросель

Прийmemo наступні основні припущення при складанні математичної моделі ЕГСВ. Нехтуватимемо:

- ЕРС, що виникає в обмотці управління ЕГП;
- впливом гідродинамічних сил на якор (заслінку) ЕГП;
- об'ємами торцевих порожнин золотника ЕГП;
- витіканням і перетіканням робочої рідини по поршню гідродвигуна.

Використовуємо лінеаризоване рівняння витрат гідравлічного виконавчого механізму з урахуванням насичення, що виникає при повному відкритті робочих вікон золотника.

При прийнятих допущеннях динаміку ЕГСВ можна описати наступними рівняннями:

1. Рівняння електронного підсилювача і електричного від'ємного зворотного зв'язку:

$$U = K_{\text{ПД}}(U_{\text{ВХ}} - K_{\text{ЗЗ}}Y), \quad (4.1)$$

де $K_{\text{ПД}}$ – коефіцієнт підсилення електронного підсилювача; $K_{\text{ЗЗ}}$ – коефіцієнт передачі електричного зворотного зв'язку; $U_{\text{ВХ}}$ – вхідна напруга; Y – переміщення поршня гідродвигуна; U – напруга на виході електронного підсилювача.

1. Рівняння електричної рівноваги обмотки управління ЕМП:

$$L \frac{dI}{dt} + R_a I = U - K_w \frac{d\varphi_{\text{Я}}}{dt}, \quad (4.2)$$

де L – індуктивність обмотки управління; R_a – активний опір обмотки управління; I – струм в обмотці управління; K_w – коефіцієнт, що враховує вплив гідродвигуна на ЕРС; $\varphi_{\text{Я}}$ – кут повороту якоря ЕМП.

З урахуванням прийнятих допущень $K_w = 0$.

3. Рівняння руху якоря ЕМП:

$$J_{\text{Я}} \frac{d^2\varphi_{\text{Я}}}{dt^2} + h_{\text{Я}} \frac{d\varphi_{\text{Я}}}{dt} + (K_{\text{МФ}} + K_{\text{СТ}})\varphi_{\text{Я}} = K_{\text{МІ}}I - K_{\text{Мрy}}P_y - K_{\text{МЗЗ}}X, \quad (4.3)$$

де $J_{\text{я}}$ – момент інерції якоря щодо осі його обертання; $h_{\text{я}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя якоря; $K_{M\phi}$ і K_{MI} – коефіцієнти зовнішньої моментної характеристики ЕМП; $K_{M33} = (3E_{CT} J_{CT} l_{33}) / l_{CT}^3$ – коефіцієнт зворотного зв'язку по переміщенню золотника; $K_{CT} = K_{M33} I_{33}$ – коефіцієнт пропорційності; E_{CT} – модуль пружності консольної пружини якоря; J_{CT} – момент інерції перетину консольної пружини якоря щодо головної центральної осі, перпендикулярної площини згинаючої сили; l_{33} – відстань від осі повороту заслінки (якоря) до осі золотника; l_{CT} – відстань від осі сопел до осі золотника; X – переміщення золотника ЕГП; K_{Mpy} – коефіцієнт, що враховує вплив гідродинамічних сил на заслінку; p_y – перепад тиску на торцях золотника (тиск управління).

З урахуванням прийнятих допущень $K_{Mpy} = 0$.

4. Лінеаризоване рівняння витрат ЕГП:

$$\frac{V_y}{2B} \frac{dp_y}{dt} + K_{Q_y p_y} p_y = K_{Q_y \phi} \phi_{\text{я}} - F_3 \frac{dX}{dt}, \quad (4.4)$$

де $K_{Q_{yy}}$ і $K_{Q_{y\phi}}$ – коефіцієнти лінеаризації витратно-перепадної характеристики елемента типу сопло-заслінка; F_3 – площа торця золотника; V_y – середній об'єм торцевих порожнин золотника ЕГП; B – модуль об'ємної пружності робочої рідини.

З урахуванням прийнятих допущень $V_y = 0$.

5. Рівняння руху управляючого золотника ЕГП:

$$m_3 \frac{d^2 X}{dt^2} + h_3 \frac{dX}{dt} + C_3 X = F_3 p_y, \quad (4.5)$$

де m_3 – маса золотника; h_3 – коефіцієнт в'язкого тертя золотника об гільзу золотника; C_3 – жорсткість консольної пружини якоря, сполученої із золотником плюс жорсткість гідродинамічної пружини.

1. Рівняння витрат гідравлічного виконавчого механізму:

$$\frac{V}{2B} \frac{dp}{dt} + \left(K_{Qp} + K_{II} + \frac{K_{BT}}{2} \right) p = K_{QX} f(X) - F \frac{dY}{dt}, \quad (4.6)$$

де V – середній об'єм порожнин гідроциліндра; K_{Qp} і K_{QX} – коефіцієнти лінеаризації витратно-перепадної характеристики золотника; F – робоча площа поршня; p – перепад тиску на поршні;

$$f(X) = \begin{cases} X, & -b \leq X \leq b; \\ b, & X > b; \\ -b, & X < -b. \end{cases}$$

b – ширина робочих вікон золотника; K_{II} – коефіцієнт перетікання, що враховує перетікання робочій рідині по поршню гідродвигуна; K_{BT} – коефіцієнт витоків, що враховує виток рідини з порожнин гідроциліндру.

З урахуванням прийнятих допущень $K_{II} = K_{BT} \approx 0$.

7. Рівняння руху поршня гідродвигуна:

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + h \frac{dY}{dt} + C_H Y = Fp, \quad (4.7)$$

де M – приведена маса навантаження; h – коефіцієнт в'язкого тертя поршня; C_H – жорсткість пружини навантаження.

Приведеним рівнянням (4.1) – (4.7), що описує динаміку ЕГСВ, відповідає структурна схема, зображена на рис. 4.4. Відповідно параметри, приведені в структурній схемі, мають наступні значення [12, 13]:

$$\begin{aligned} L &= 0,4 \text{ Гн}; R_a = 80 \text{ Ом}; J_{Я} = 3 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; H_{Я} = 7 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}; K_{M\phi} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ K_{CT} &= 0,3 \text{ Н} \cdot \text{м}; K_{MI} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{А}; K_{M33} = 10 \text{ Н}; B = 1 \cdot 10^9 \text{ Па}; K_{Qyp} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \cdot \text{с}/\text{кг}; \\ K_{Qy\phi} &= 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; F_3 = 0,785 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; m_3 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ кг}; h_3 = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}; V = 1,2935 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

⁴ M^3 ;

$$F=1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; M=5000 \text{ кг}; h=10 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}; C_H=2 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}; K_{\text{ПД}}=0,5; K_{33}=5 \text{ В}/\text{м};$$

$$K_{QX}=4,3 \text{ м}^2/\text{с}; K_{Qp}=1 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4 \cdot \text{с}/\text{кг}; b=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Відповідні передавальні функції та параметри, що подані на структурній схемі на рис. 4.4, мають такі значення:

$$W_1 = \frac{K_{IU}K_{MI}}{T_E s + 1}; W_2 = \frac{K_{\varphi M}}{T_{Я} s^2 + 2\xi_{Я} T_{Я} s + 1}; W_3 = \frac{K_{XPy}}{T_3 s^2 + 2\xi_3 T_3 s + 1}; W_4 = \frac{K_{\Gamma}}{T_{\Gamma} s + 1};$$

$$W_5 = \frac{K_{TP}}{T_H s^2 + 2\xi_H T_H s + 1}.$$
(4.8)

$$K_{IU} = \frac{1}{R_a} = 0.0125 (\text{Ом})^{-1}; K_{\varphi M} = \frac{1}{K_{M\varphi} + K_{CT}} = 2.5 (\text{Н} \cdot \text{м})^{-1};$$

$$K_{\text{ПД}} = \frac{1}{K_{QyPy}} = 1 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \cdot \text{с}} \right); K_{XPy} = \frac{F_3}{C_3} = 3.925 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{Н}} \right);$$

$$K_{\Gamma} = \frac{1}{K_{Qp}} 1 \cdot 10^{10} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \cdot \text{с}} \right); K_{Yp} = \frac{F}{C_H} = 9.95 \cdot 10^{-10} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{Н}} \right).$$
(4.9)

$$T_E = \frac{L}{R_a} = 5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{Гн}}{\text{Ом}} \right); T_{Я}^2 = \frac{J_{Я}}{K_{M\varphi} + K_{CT}} = 7.5 \cdot 10^{-7} (\text{с}^2); T_3^2 = \frac{m_3}{C_3} = 5 \cdot 10^{-3} (\text{с}^2);$$

$$T_{\Gamma} = \frac{V}{2BK_{Qp}} = 6.4675 \cdot 10^{-4} (\text{с}); T_H^2 = \frac{M}{C_H} = 2.5 \cdot 10^{-3} (\text{с}^2).$$
(4.10)

$$\tau_{\Gamma} = F = 1.99 \cdot 10^3 (\text{м}^2); \tau_{\Gamma\Pi} = F_3 = 7.85 \cdot 10^3 (\text{м}^2);$$

$$2\xi_{\text{Я}}T_{\text{Я}} = \frac{h_{\text{Я}}}{K_{\text{М}\phi} + K_{\text{СТ}}} = 1.75 \cdot 10^{-4} (\text{с}); 2\xi_3T_3 = \frac{h_3}{C_3} = 0.25 (\text{с}); \quad (4.11)$$

$$2\xi_{\text{H}}T_{\text{H}} = \frac{h}{C_{\text{H}}} = 5 \cdot 10^{-4} (\text{с}).$$

Введемо ряд позначень: вхідний сигнал (вхідна напруга $U_{\text{ВХ}}(t)$) позначена через $Y(t)$; а вихідний сигнал системи (рух поршня $Y(t)$) позначено як $X(t)$; сигнал на вході нелінійного елемента (рух золотника позначено як $Z(t)$). Еквівалентну структурну схему ЕГСВ з цими позначеннями сигналів подано на рис. 4.5.

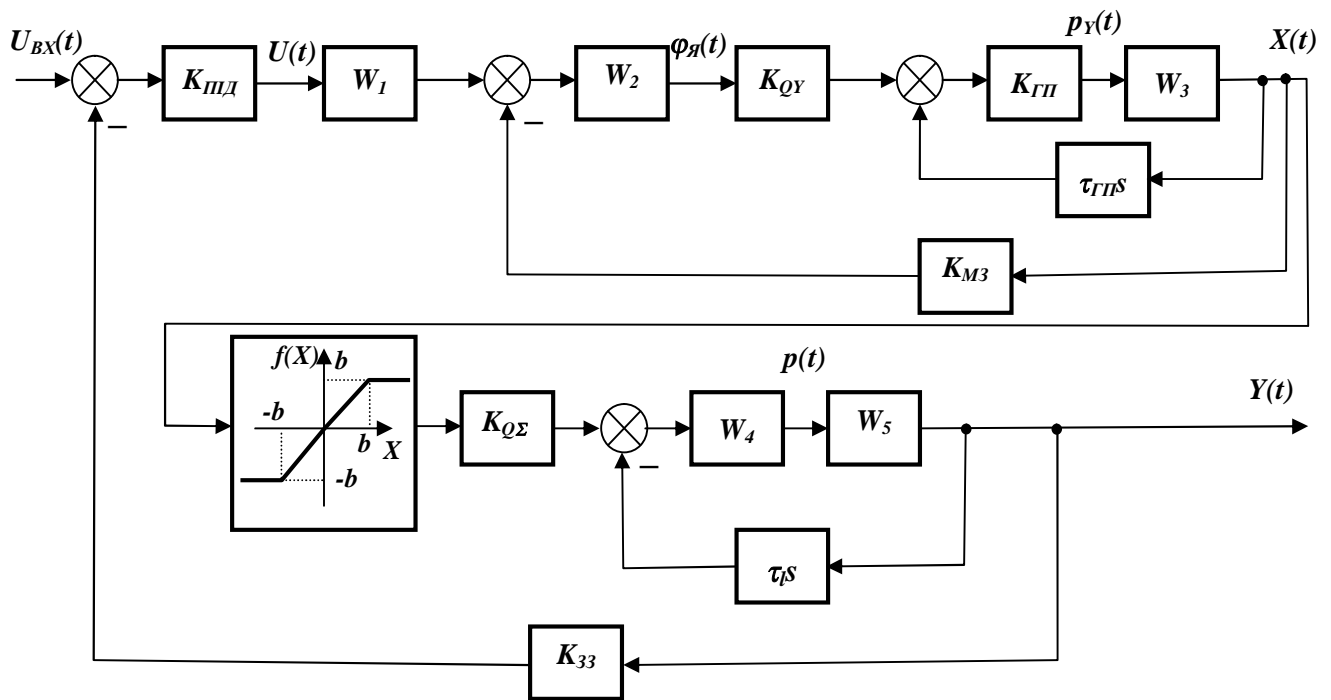


Рисунок 4.4 – Структурна схема ЕГСВ

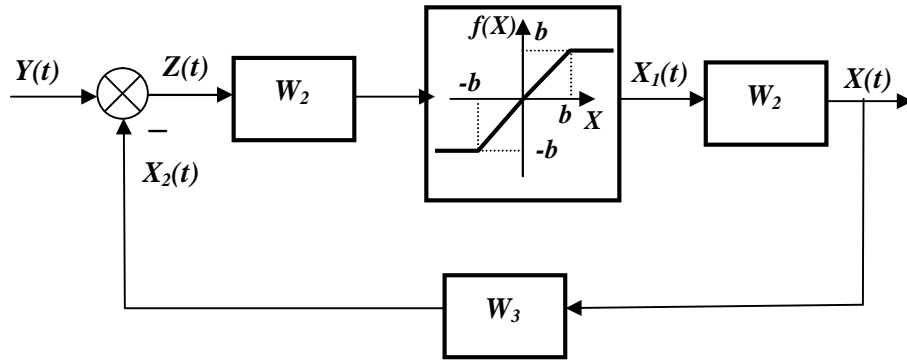


Рисунок 4.5 – Приведена структура ЕГСВ

Функції передачі $W_1(s)$, $W_2(s)$, $W_3(s)$ мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 W_1(s) &= \frac{b_{00}}{a_{50}s^5 + a_{40}s^4 + a_{30}s^3 + a_{20}s^2 + a_{10}s + a_{00}}; \\
 W_2(s) &= \frac{b_{01}}{a_{31}s^3 + a_{21}s^2 + a_{11}s + a_{01}}; \\
 W_3(s) &= K_{33}.
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

Коефіцієнти мають функцій передачі моделі ЕГСВ мають наступні значення:

$$\begin{aligned}
 a_{50} &= 1.875 \cdot 10^{-11}; \quad a_{40} = 9.06 \cdot 10^{-9}; \quad a_{30} = 2.52 \cdot 10^{-5}; \quad a_{20} = 6.29 \cdot 10^{-3}; \quad a_{10} = 0.26; \\
 a_{00} &= 1.98;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 b_{00} &= 6.136 \cdot 10^{-4}; \quad a_{31} = 1.617 \cdot 10^{-6}; \quad a_{21} = 2.5 \cdot 10^{-3}; \quad a_{11} = 2.04 \cdot 10^{-2}; \quad a_{01} = 1; \\
 b_{01} &= 42.785; \quad K_{33} = 5.
 \end{aligned}$$

4.2 Результати моделювання та дослідження створених моделей у середовищі MathLab

В даному розділі проведено моделювання динамічного режиму відпрацювання СДВ гармонічного вхідного сигналу. У структуру СДВ включена модель електрогідравлічної слідкуючої установки, яка розроблялася під час виконання кваліфікаційної роботи і математичні моделі всіх решта функціональних вузлів СДВ, що були наведені у розділах 2, 3.

На рис 4.6 наведена математична модель СДВ у вигляді структурної схеми, яка реалізована у середовищі Simulink пакету MatLAB.

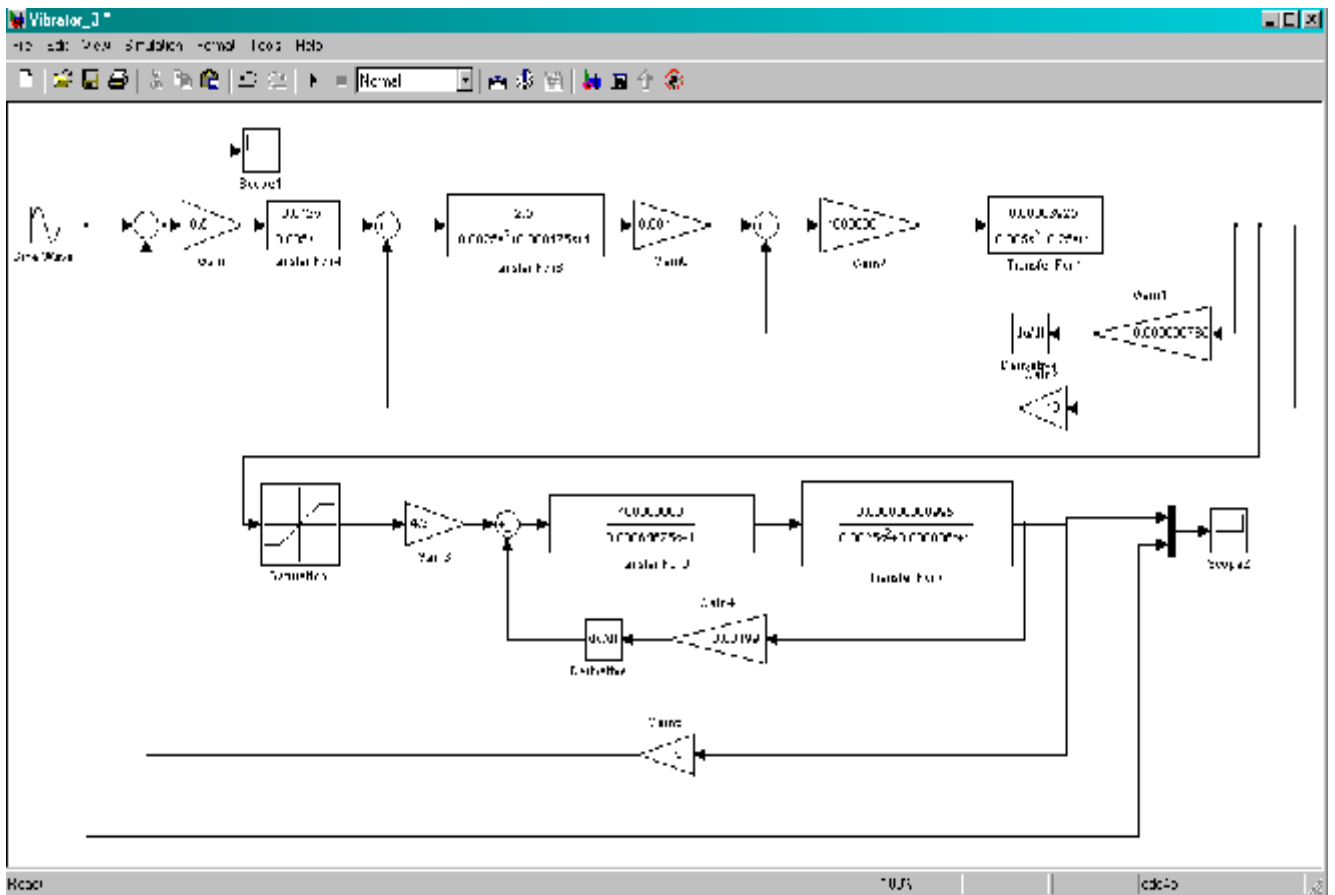


Рисунок 4.6 – Структурна модель СДВ.

Дана структурна схема шляхом відомих правил була перетворена у більш просту (рис.4.7), яка дозволяє скоротити час на моделювання системи, врахувавши узагальнені коефіцієнти моделі, які визначені згідно реальних

технологічних параметрів установки.

Проведемо дослідження створеної моделі, для чого на її вхід подамо гармонічний сигнал. На рис 4.8 наведена реакція системи на вхідну управляючу дію на інтервалі 10-20 сек машинного часу.

З наведеного графіку можна зробити висновок, що система володіє значною інерційністю і тільки після 50 сек входить у усталений режим роботи – вихідний сигнал СДВ наближається по амплітуді до вхідного сигналу, однак значно відрізняється від нього по частоті. Таким чином СДВ без проведення корекції не може бути використаний для відтворення на реальних об'єктах динамічних навантажень.

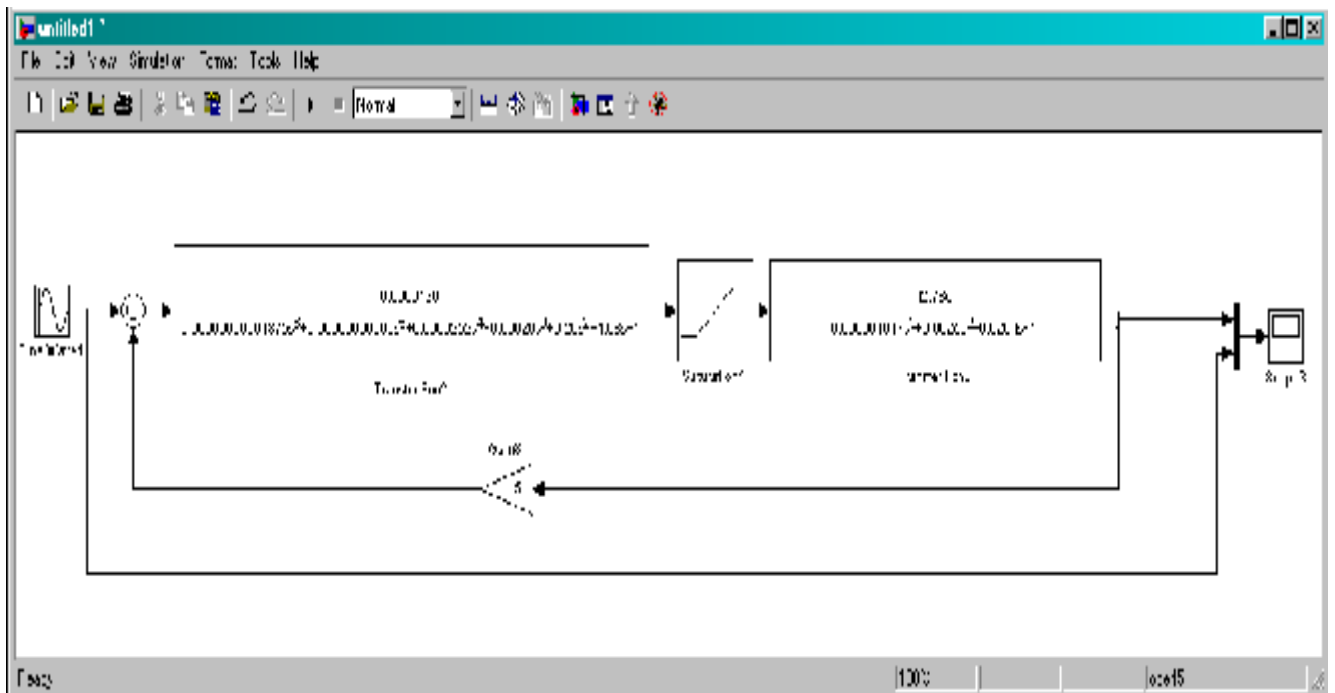


Рисунок 4.7 – Спрощена структурна схема СДВ

Здійснимо корекцію системи шляхом імітаційного моделювання, оскільки динаміка СДВ описується нелінійними диференціальними рівняннями і провести аналітичне конструювання коректуючого пристрою буде вельми складно.

Скористаємося результатами по дослідженню ЕГСВ і збільшемо

коефіцієнти підсилення головного зворотного зв'язку системи і допоміжних (жорсткого та тахометричного) зворотних зв'язків.

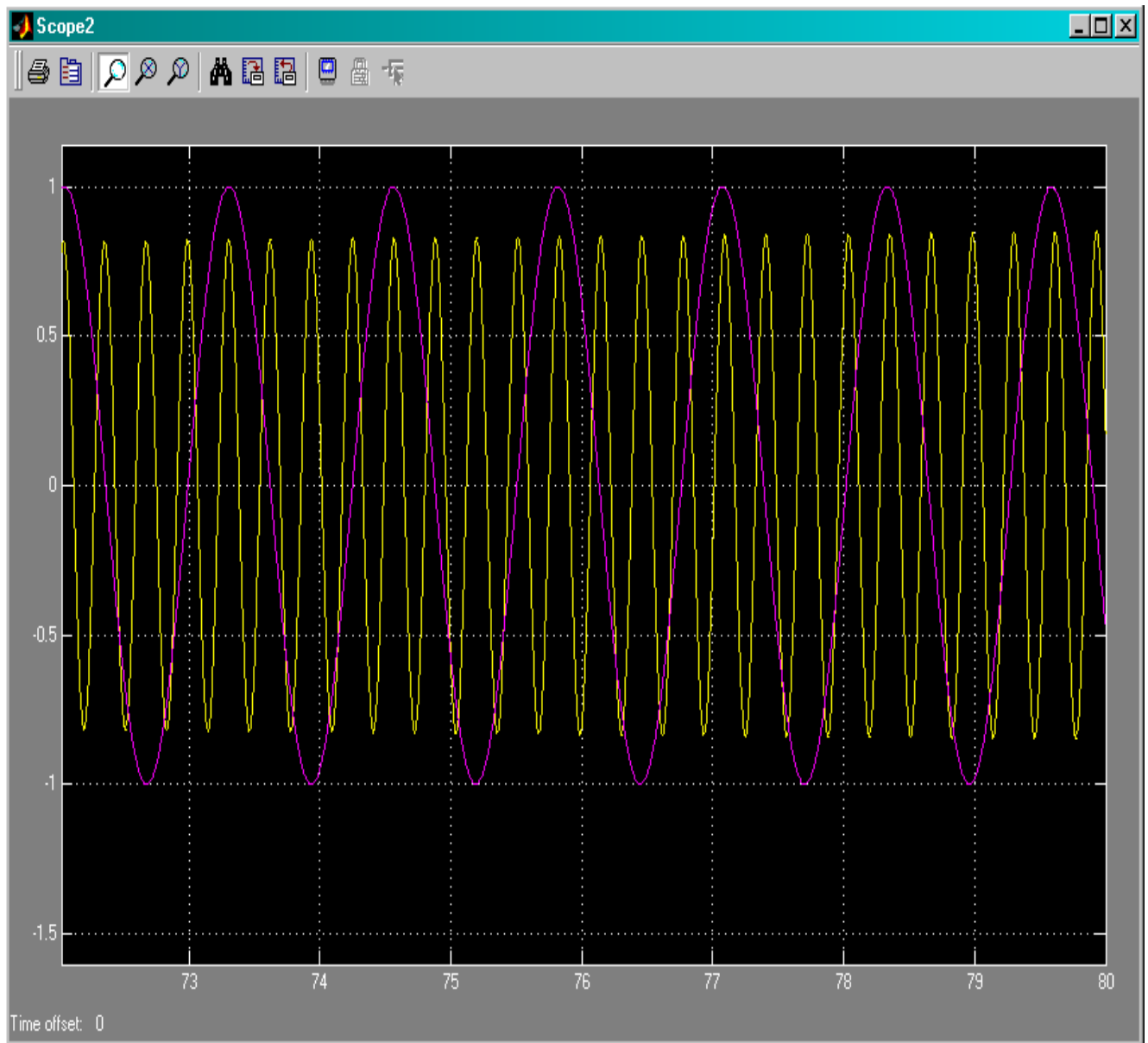


Рисунок 4.8 – Робота СДВ у усталеному режимі

Вихідний сигнал має незначний зсув по фазі відносно вхідного сигналу, що пояснюється інерційністю функціональних елементів СДВ, позбутися яких можна тільки заміною елементної бази установки.

На рис.4.9 наведений графік вихідного процесу СДВ після проведення

коректуючих заходів. Як ми бачимо сигнал має амплітуду та частоту , яка дорівнює вхідному сигналу із генераторі вібраційних навантажень.

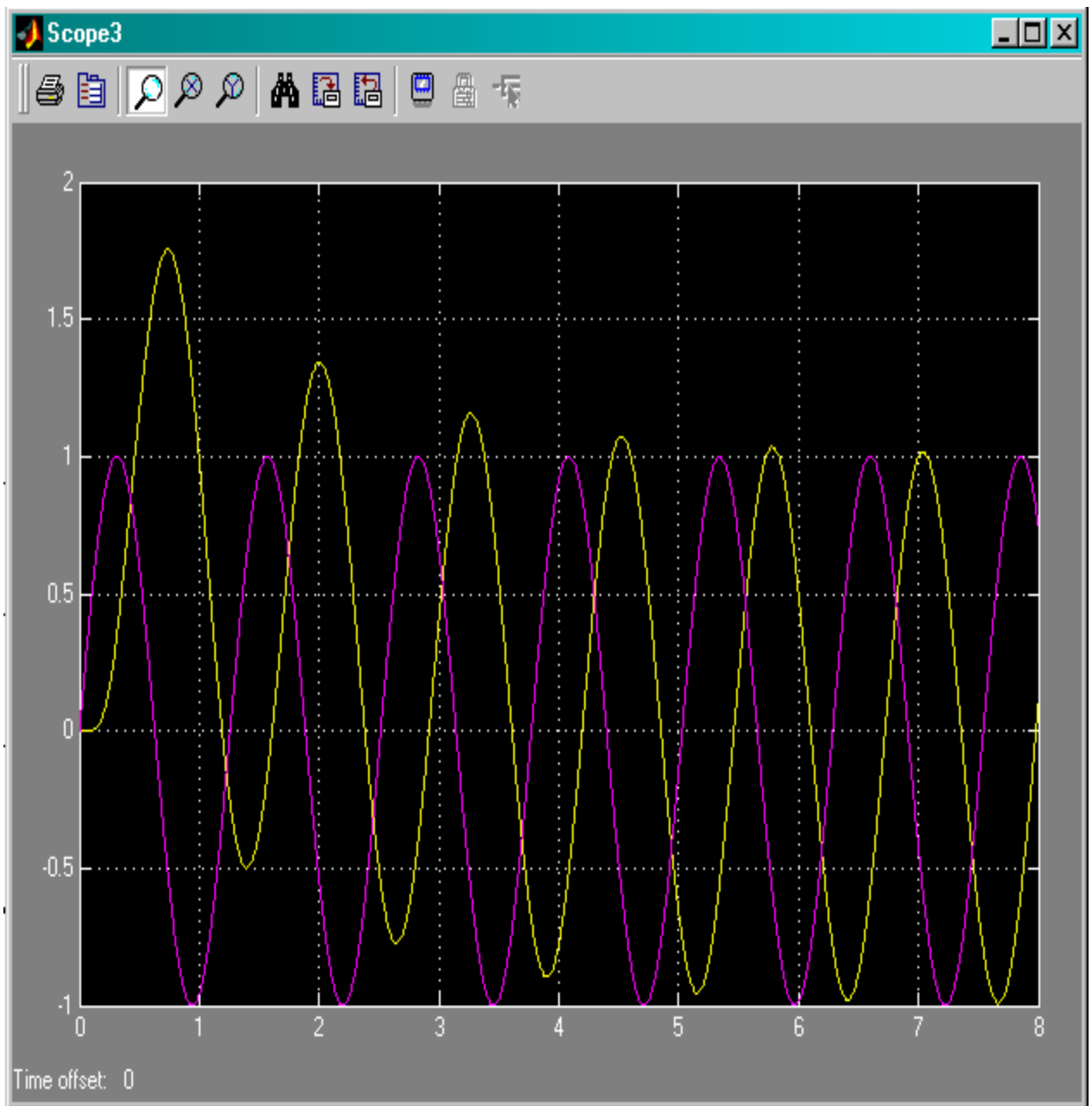


Рисунок 4.9 – Вихідний сигнал скоректованої системи

Таким чином, завдання по створенню адекватної математичної моделі реального СДВ можна рахувати вирішеним, у подальшому, можливі дослідження СДВ разом із різноманітними моделями промислових виробів,

які підлягають вібраційним випробовуванням.

Поєднавши можливості програмних пакетів MatLAB та LAB View (віртуальна лабораторія) можна створити віртуальний СДВ із врахуванням реальних вхідних навантажень.

4.3 Перевірка достовірності моделі системи згідно еталонного управляючого сигналу

Точність оцінки стану ОД суттєво залежить від адекватності моделі реальному об'єкту. Відомі методи перевірки адекватності моделі, що базуються на порівнянні реакції ОД і модель на однакові тестові дії. Оскільки реакція ОД, що спостерігається містить випадкову складову, то для перевірки адекватності потрібно використовувати статистичні критерії. Основна складність при цьому полягає в визначенні функції розподілу статистики критерію, вигляд якої залежить від законів розподілу оцінок діагностичних параметрів моделі, які в свою чергу залежать від законів розподілу завади і методу оцінки параметрів моделі.

Розглянемо метод, що базується на використанні рангового критерію. Нехай $y_0(t) = \hat{y}_0(t) + \varepsilon$ – реакція ОД на тестовий сигнал, де $\hat{y}_0(t)$ – детермінована складова реакції ОД; ε – випадкова адитивна похибка. Реакцію моделі на той самий тестовий сигнал позначемо $y_m(t, \Xi)$, де Ξ – вектор оцінок діагностичних параметрів моделі, отриманий одним з відомих методів ідентифікації.

Будемо перевіряти основну гіпотезу про співпадання детермінованої складової реакції об'єкта і моделі на один і той самий тестовий сигнал. Вважатимемо, що випадкова похибка являє собою "білий шум" з невідомим законом розподілу. При цьому важливо обґрунтувати кількість проміжків, на які слід розбити часовий інтервал, що розглядається, щоб визначити заданий

рівень тренду і зміщення.

Відносний тренд між реакцією моделі і об'єкту на тестовий сигнал при $K_o \neq K_M$ характеризується виразом

$$d_T = \begin{cases} \frac{K_M}{K_o} & \text{при } K_M > K_o; \\ \frac{K_o}{K_M} & \text{при } K_o > K_M \end{cases} \quad (4.13)$$

Зсув реакції об'єкта і моделі при $K_o = K_M = K$ і $b_M \neq b_o$ можна оцінити рівнем відносно зміщення:

$$d_3 = \begin{cases} \frac{b_M - b_o}{K} & \text{при } b_M > b_o; \\ \frac{b_o - b_M}{K} & \text{при } b_o > b_M \end{cases} \quad (4.14)$$

Для визначення адекватності моделі необхідно визначити мінімальне число інтервалів (значення реакції).

Задача розв'язується згідно наступного порядку:

– В якості статистики критерія адекватності приймається ранг одного із наборів

$$U = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{2n} R_i, \quad (4.15)$$

де R_i – ранги з мітками, які відносяться тільки до одного набору.

Для цього всі $2n$ значення обох наборів значень реакцій об'єкта і моделі знаходяться в порядку зростання. В подальшому оцінки замінюються рангами з мітками, які визначають до якого з набору відноситься спостереження. Наприклад:

$$\begin{matrix} y_{m1} & \hat{y}_{o1}, \dots & y_{mn}, & \hat{y}_{on} \\ 1 & \hat{2} \dots, & 2n-1 & \hat{2n} \end{matrix}.$$

Математичне очікування і дисперсію отриманого критерію можна визначити за формулами:

$$M(U) = \frac{2n+1}{2}, \quad D(U) = \frac{2n+1}{12}. \quad (4.16)$$

Розподіл статистики наближено нормальний. З врахуванням цього статистика

$$\delta = \frac{U - M(U)}{\sqrt{D(U)}} = \frac{\sqrt{3}[2(U - n) - 1]}{\sqrt{2n+1}} \quad (4.17)$$

буде мати нормований наближено нормальний розподіл .

Перевірка основної гіпотези зводиться до перевірки належності статистики δ до інтервалу $[\delta_{\alpha/2}, \delta_{1-\alpha/2}]$, де $\delta_{\alpha/2}$ – квантиль нормованого розподілу, α – рівень значимості.

Рівень значимості α потрібно вибрати з інтервалу $[0;0,2]$ в залежності від величини n . При великих значеннях n потрібно зменшувати рівень значимості, а при малих – збільшувати.

– Інтервал спостереження $[0, T]$ розбивається на n рівних частин таким чином, щоб відношення n/d_T і n/d_3 були цілими з врахуванням відношень

$$n_T > \frac{3}{2} \left(\frac{d_T - 1}{d_T} \right)^2 |\delta_{\alpha/2}|, \quad (4.18)$$

$$n_3 > \frac{6d_3^2}{|\delta_{\alpha/2}|^2}. \quad (4.19)$$

– Для отриманого числа n розраховується статистика U за формулою

(4.15) і статистика δ за формулою (4.16).

– Розраховуємо критичне значення для статистики $\delta_{кр}$ при вибраному рівні значимості α .

– Порівнюють δ і $\delta_{кр}$. Якщо $\delta < \delta_{кр}$, то модель вважається адекватною.

$j := 0..388$

$y2 := [0, 0.185, 0.3, 0.485, 0.47, 0.387, 0.221, 0.028, -0.187, -0.207, -0.207, -0.373, -0.498, -0.408, -0.301, -0.305, -0.199, -0.199]$

$y1 := [0, 6 \times 10^{-6}, 1.03 \times 10^{-4}, 6.8 \times 10^{-4}, 1.89 \times 10^{-3}, 3.073 \times 10^{-3}, 3.291 \times 10^{-3}, 1.476 \times 10^{-3}, -3.38 \times 10^{-3}, -4 \times 10^{-3}]$

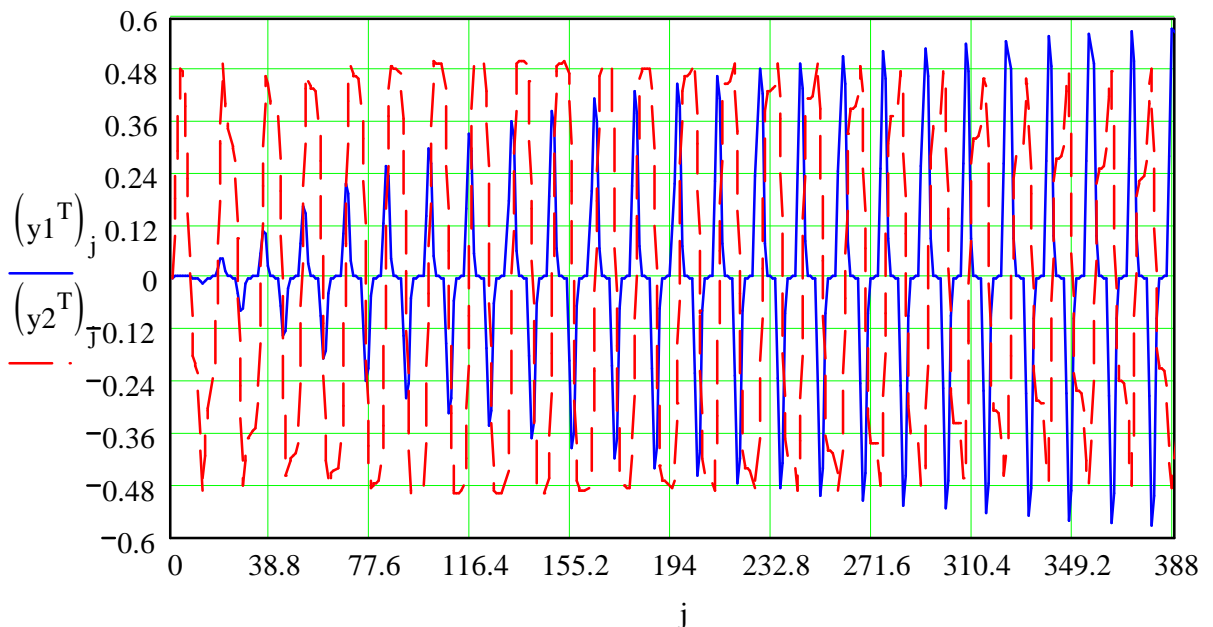


Рисунок 4.10 – Графік реального і еталонного сигналу моделі

Нижче наведено алгоритм розрахунку реального сигналу моделі і її порівняння з еталонним значенням.

```

mas1 := | w ← 388
        | for i ∈ 0.. w
        |   Y1i ← (y1T)i
        |   for j ∈ 0.. w
        |     Y2j ← (y2T)j
        |   for n ∈ 0.. (last(Y1) + last(Y2) + 1)
        |     if n ≤ w
        |       | Y2,n ← 1
        |       | Y1,n ← n
        |       | Y0,n ← Y1n
        |     if n > w
        |       | Y2,n ← 2
        |       | Y1,n ← n - w - 1
        |       | Y0,n ← Y2n-(w+1)
        |   Y ← reverse(csort(YT, 0))
        |   for i ∈ 0.. last(Y<0>)
        |     Yi,3 ← i
        |   sum1 ← 0
        |   sum2 ← 0
        |   for i ∈ 0.. last(Y<0>)
        |     | sum1 ← sum1 + Yi,3 if Yi,2 = 1
        |     | sum2 ← sum2 + Yi,3 if Yi,2 = 2
        |   res0 ← sum1
        |   res1 ← sum2
        |   res

```

$$\text{mas1} = \begin{pmatrix} 1.506 \times 10^5 \\ 1.517 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$n := 388$$

$$U := \left(\frac{1}{n} \right) \cdot \text{mas1}_0 \quad U = 388.059$$

$$\text{MU} := \frac{(2n + 1)}{2} \quad \text{DU} := \frac{(2n + 1)}{12}$$

$$\text{MU} = 388.5 \quad \text{DU} = 64.75$$

$$\delta := \frac{U - \text{MU}}{\sqrt{\text{DU}}}$$

$$\delta = -0.055$$

Отже, порівнюючи реальну модель з еталонною ($\delta = 1,96$), можемо зробити висновок, що реальна модель вважається адекватною.

5 Спеціальна частина

5.1 Розробка креслень в системі AutoCAD

AutoCAD – це найбільша гнучка графічна програмна система для ПК з існуючих, здатна ефективно працювати в самих різних областях технічного проектування. Унікальна можливість легко адаптуватися до самих різноманітних “людських” мов поставили AutoCAD поза конкуренцією на міжнародному ринку програмних продуктів для систем автоматизованого проектування (САПР).

В результаті AutoCAD зараз використовується більш як в 125 країнах світу.

Унікальний досвід, накопичення спеціалістами Autodesk, дозволяє їм постійно розширювати функціональні можливості системи. Останні версії AutoCAD містять засоби проектування, моделювання та візуалізації просторових конструкцій, доступу до зовнішніх баз даних, інтелектуальні засоби нанесення розмірів на креслення, роботи з файлами самих різноманітних форматів та багато іншого.

Компоновка зображення на екрані.

AutoCAD - система векторної комп'ютерної графіки. Це означає, що вся початкова інформація про графічні елементи зберігається і обробляється в системі в вигляді набору координат, а відповідні алгоритми використовують математичний апарат аналітичної геометрії.

Зображення на екрані складається з *пікселів*, тобто повинен перетворити векторні координатну інформацію в растровий формат зображення на екрані.

При зміні будь-яких графічних елементів в процесі формування креслення *AutoCAD* повинен повторити процес перерахунку з координатної в растрову, тобто *регенерувати* зображення, для чого в пам'яті системи *AutoCAD* організовано так званий *віртуальний екран* (в результаті цього вже виконується не *регенерація*, а *перерисовка зображення*).

REDRAW (*Освіжи*) - перерисовка зображення (коли на екрані багато «мусору»).

REGEN (*Регенерація*) - коли потрібно примусово оновити зображення на екрані в відповідності з базою даних креслення.

PAN (*Панорамування*) - створення ефекту панорамного перегляду креслення, тобто переміщення границь ділянки креслення, що виводиться на екран, без зміни масштабу зображення.

ZOOM (*Покажи*) - дозволяє керувати масштабом креслення на екрані (ефект об'єктива з змінною фокусною відстанню, який використовується в теле- і кінокамерах).

Aerial View (*Загальний вигляд*) - використовується як для панорамування, так і для масштабування.

В *AutoCAD14* передбачено створення іменованих видів креслення:

View \Rightarrow *Named View* (задати ім'я) \Rightarrow *Define Window* (вказати область креслення) \Rightarrow *Save View*.

Tiled Viewpoint (*Неперкривні видові екрани - індикатор в стічці статусу TILE*) - дозволяє розділити графічну зону екрану на декілька незалежних областей. В кожній із них можна помістити окремий вигляд креслення.

Як правило, об'єкти на кресленні розміщені горизонтально або

вертикально, але в практиці бувають випадки, коли потрібно помістити частину креслення під деяким кутом. Для цього слід вибрати в меню *AutoCAD Tools*⇒*Drawing Aids*⇒*Snap*⇒*Snap Angle*.

Для встановлення ізометричного режиму слід вибрати в меню *AutoCAD Tools*⇒*Drawing Aids*⇒ *Isometric Snap/Grid (On)*. Це є двохмірне креслення, хоча воно дає уявлення про просторову форму геометричного об'єкта.

Редакування. Щоб відредагувати об'єкт, його потрібно вибрати, для чого встановлюють приціл на зображення об'єкта і лівою кнопкою мишки відмічають його, тобто вказують об'єкт, після чого він приймає пунктирне зображення.

Всі команди редакування знаходяться в меню *Modify*, а їх піктограми на панелі інструментів з відповідною назвою. Редакування включає наступні команди *Erase* (випирання), *Move* (перенесення), *Copy* (копіювання), *Rotate* (обертання), *Scale* (масштабування), *Mirror* (створення об'єкта, який представляє собою дзеркальне відображення початкового об'єкта), *Array* (створення прямокутних чи кругових масивів), *Offset* (подібність), *Align* (вирівнювання - служить для переносу об'єкта з метою прив'язки його положення до другого об'єкта креслення), { *Trim* (обріж), *Extend* (подовж)} ці дві команди переносять кінцеву точку об'єкта відповідно положенню другого об'єкта, *Lengthen* (збільшити - дозволяє збільшувати або стискати відрізки і заокруглення), *Stretch* (використовується для розтягування чи стиснення групи об'єктів, одночасно дозволяючи міняти їх орієнтацію), *Break* (розірвати), *Chamfer* (фаска), *Fillet* (спряження).

При виборі багатьох об'єктів після задання команди, можна скористатись опцією *Window* (Рамка) і вибрати групу об'єктів. Крім того, процес вибору можна настроїти індивідуально, скориставшись меню

Tools⇒*Selection*.

5.2 Використання пакету прикладних програм MathLab для проведення дослідження

При проведенні дослідження виникає необхідність застосування обчислювальної техніки, що дозволяє трудоємкість і забезпечує необхідну точність. Тому у своєму проекті ми використовуємо пакет прикладних програм MathLab.

Інтегрований багатofункціональний пакет MathLab призначений для розв'язку різного роду обчислювальних задач, алгоритм яких описується в загальноприйнятих математичних термінах і позначеннях.

Пакет має розвинуті засоби роботи з текстовою, графічною, ілюстрованою інформацією.

Обчислювальні можливості пакету MathLab:

- проведення обчислень з точністю до 15-ти десяткових цифр після коми;
- перевірка на відповідність одиниць вимірювання обчислювальних величин і їх розмірностей;
- можливість розв'язання систем рівнянь нерівностей;
- обчислювання похідних і інтегралів;
- використання HEX, DEC, OCT, комплексних чисел і їх змінних;
- влаштовані математичні функції (Бейселя, комплексного аргумента, лінійної регресії, інтерполяції, швидкого перетворення Фуре, математично-векторного перетворення);
- використання масивів до 8000 тис. елементів.

З метою проведення розрахунку, вводимо спочатку всі вхідні дані, оскільки при відсутності необхідних складових формул ЕОМ видасть повідомлення про помилку.

Наступним кроком є ввід необхідних розрахункових формул. Розрахунковими формулами будуть формули, які складають основу методики розрахунку, що приведена в науково-дослідницькій частині магістерської роботи.

Після виконання перерахованих вище дій пакет прикладних програм MathLab здійснить необхідні розрахунки і видасть результати обчислень на монітор.

Результатами обчислень є шукані невідомі величини розрахункових формул. Результат розрахунку чи весь розрахунок в цілому можна вивести на друк. При необхідності, можна побудувати графіки залежностей шуканих величин.

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6.1 Заходи з охорони праці

6.1.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів

Кажучи про області вживання методів і засобів точних вимірювань параметрів руху, слід особливо зупинитися на оцінці дії вібрації і ударів на людину, оскільки вібрації машин і механізмів знижують продуктивність праці і в деяких випадках створюють загрозу здоров'ю і безпеці людини. У зв'язку з цим розроблено немало методів оцінки інтенсивності вібраційної дії і визначення допустимих меж цієї дії на людину, пов'язаних з точними вимірюваннями параметрів переміщення, швидкості, прискорення і різкості. Розрізняють три види дії вібрацій на людину:

- такі, що передаються безпосередньо на всю поверхню тіла людини, наприклад, коли людина знаходиться в звуковому полі високої інтенсивності;
- такі, що передаються всьому тілу через опорну поверхню, наприклад, через ноги коштує людини, поблизу працюючих машин;
- вражаючи окремі частини тіла, наприклад рука — від рукояток відбійного молотка, голову від опорних пристосувань.

У проектах міжнародного стандарту ІСО/ТС 108 пропонується нормувати рівні вібрацій по прискоренню в діапазоні частот від 1 до 80 Гц. В цьому діапазоні виявлена область найбільшої чутливості людини до механічної вібрації, передаваної через жорстку опору.

Вібрації на частотах нижче 1 Гц також роблять шкідливий вплив на людину, їх дія прийнята називати «морською хворобою» і «хворобою руху», але для вимірювання цих вібрацій ще не розроблені віброметри і не встановлені рівні допустимих коливань.

Вплив вібрації на частотах понад 80 Гц залежить від вигляду і площі віброуючої поверхні, ступені амортизації, створюваним взуттям, рукавичками

і ін.

При встановленні норм допустимої вібрації передбачається, що оператор володіє хорошим здоров'ям, здатний переносити звичні перевантаження, пересування на всіх видах транспорту, а також різні дії протягом робочого дня, тижня.

Промислові джерела вібрацій мають полігармонійну форму коливань, основною характеристикою якої є середнє квадратичне значення вимірюваного параметра. Впливи синусоїдальних, полігармонійних і випадкових коливань не рівноцінні.

При складанні технічних умов на машини і механізми керуються різними нормами вібраційної дії: межею зменшення комфорту; межею зниження продуктивності праці; межею дії.

Відповідно до вказаних норм виробляються динамічні рівні, їх межі залежно від частоти, тривалість дії, напряму вібрацій.

Захист від шкідливої дії вібрацій представляє собою сукупність методів і засобів для зменшення рівня вібрацій, передаваних тілу людини. В оцінці ефективності вібраційного захисту важливу роль грає точність і єдність вимірювань.

Дія віброуючого об'єкту характеризується звичайно функціональною залежністю від часу п'яти величин: переміщення, швидкості, прискорення, різкості і сили. Стосовно різних органів людини вимоги до норм про кожен з них нерівноцінні.

Амплітуди переміщення нормують для гармонійних, а також полігармонійних вібрацій (коли в межах кожної октавної смуги знаходиться не більш однієї гармонійної складової) роздільно по октавних смугах. Для проміжних значень частот гармонійних коливань амплітуди допустимих переміщень слід визначати лінійною інтерполяцією. Якщо в октавну смугу потрапляє більш однієї гармонійної складової або вібрації мають суцільний спектр, то нормують середню квадратичну коливальну швидкість для кожної з октавних смуг.

Таблиця 6.1 – Аналіз потенційних небезпек виробничих факторів

Джерело	Характеристика потенційно-небезпечних виробничих факторів та їх допустимі значення
<p>1. СДВ</p> <p>– електричний струм</p> <p>– шум</p> <p>– вібрація (локальна)</p> <p>– рухомі частини</p>	<p>$U=220\text{В}; I=10\text{А}; f=50\text{Гц}$.</p> <p>Можливість ураження електричним струмом.</p> <p>Діюче значення рівня звукового тиску: $L_p=65\text{ дБ}; f_{\text{ст}}=125\text{ Гц}$.</p> <p>Гранично допустимий рівень: $L_{\text{рн}}=82\text{ дБ};$ $f_{\text{ст}}=125\text{ Гц}$.</p> <p>Діюче значення вібрації : $L_v=90\text{ дБ}; f_{\text{ст}}=125\text{ Гц}$.</p> <p>Гранично допустимий рівень: $L_{\text{вн}}=109\text{ дБ};$ $f_{\text{ст}}=125\text{ Гц}$.</p> <p>Можливість механічного травмування.</p>

2. Електронно – обчислювальна машина (ЕОМ).	
– рентгенівське випромінювання	Діюче значення вимірів: 8–10 мкр. год.(в діапазоні 1,2 КеВ). Гранично допустима доза: 75 мкр. год.
– ультрафіолетове випромінювання	Діюче значення вимірів: 0,09 Вт/м ² (в діапазоні 220 – 280нм) Допустима інтенсивність: 0,01 Вт/м ² .
– інфрачервоне випромінювання	Діюче значення вимірів: 0,05 – 4 Вт/м ² (в діапазоні 700 нм – 1 мм). Допустима інтенсивність: 100 Вт/м ² .
– видимий діапазон	Діюче значення вимірів: 0,1–2 Вт/м ² (в діапазоні 320 400 нм); 2,5–4 Вт/м ² (в діапазоні 4 – 700 нм). Допустима інтенсивність: 10 Вт/м ² .
– яскравість	Діюче значення: 75 – 80 кД/м ² . Допустиме значення: 35 кД/м ² .
– електростатичне поле	Діюче значення: 15 кВ/м (0 Гц). Допустима напруженість поля 20–60 кВ/м.

Вібрація серед всіх видів механічних впливів для технічних об'єктів найбільш небезпечна. Знакозмінні напруження, викликані вібрацією, сприяють накопиченню пошкоджень в матеріалах, появи тріщин та руйнуванню.

За способом передачі на тіло людини вібрацію поділяють:

- загальна, яка передається через опорні поверхні на тіло людини;

- локальну, яка передається через руки.

Вібрація викликає порушення стану людини. Симптоми вібрації проявляються у вигляді головного болю, заніміння пальців рук та інші.

Особливо шкідливі вібрації з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини:

- очі, від 22 до 27 Гц;
- горло, від 6 до 12 Гц;
- ноги, руки від 2 до 8 Гц;
- голова, від 8 до 27 Гц і т.д.

Загальні методи боротьби з вібрацією базується на аналізі рівнянь, котрі описують коливання машини у виробничих умовах і класифікуються:

- зниження вібрацій в джерелі виникнення, шляхом зниження збуджувальних сил.

- відлагодження від резонансних режимів раціональним вибором приведеної маси або жорсткості системи, котра коливається.

- вібродемпфування – зниження вібрацій за рахунок тертя демпферного пристрою.

Віброізоляція – введення в коливну систему додаткового пружинного зв'язку.

Шум – звукові коливання, різні по амплітуді і частоті. (Вухом людини сприймає від 16 – 20000Гц.)

Параметри шуму – частота, інтенсивність та ін.

Інтенсивність – потік звукової енергії через одиниці площі(Вт/м²). Найменшу інтенсивність, яку сприймає людина називають порогом чутливості:

$$\lambda_{\min} = 10^{-12} \frac{Вт}{м^2} \quad (6.1)$$

Больовий поріг спричиняється інтенсивністю:

$$\lambda_{\max} = 10^2 \frac{Вт}{м^2} \quad (6.2)$$

Вухо людини реагує на тиск, який вимірюється в паскалях:

$$P_{\min} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \quad (6.3)$$

Шум – загально – біологічний показник, що шкідливо діє на слуховий апарат, серцеву-судину та нервову систему.

6.1.2 Забезпечення нормальних умов праці

Для створення нормальних умов праці, згідно з санітарними нормами, необхідно вибрати способи створення та підтримання належних метеорологічних умов на робочому місці, розглядаючи їх як фактор виробничого середовища. Метеорологічні умови для виробничих приміщень, що проектуються необхідно приймати після визначення категорії робіт за енерговитратами і оформити у вигляді таблиці 3.1 для теплого та холодного періодів року.

Таблиця 6.2 – Оптимальні значення метеорологічних умов в робочих зонах виробничих приміщень

Назва приміщення	Категорія важкості фізичних робіт	Період року	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Науково – дослідна лабораторія	1,6	Холодний	21 – 23	40 – 60	0,1
		Теплий	22 – 24	40 – 60	0,1

Вентиляція є головним засобом створення нормальних метеорологічних умов в робочій зоні.

Таблиця 6.3 – Характеристика штучної вентиляції

Приміщення	Тип вентиляції (витяжка, прибічна, комбінована, місцеве відсмоктування)	Вентиляційне обладнання (тип вентилятора, продуктивність, м³/год., напір, мм. вод. ст., потужність, кВт)	Кратність повітряного обміну, 1/год.
Науково – дослідна лабораторія	Витяжка	Кондиціонер повного кондиціонування повітря Samsung – 2XMG	3

Для створення нормальних умов зорової роботи встановлюється значення мінімальної освітленості згідно з санітарними нормами і правилами.

Таблиця 6.4 – Характеристика штучної освітленості робочих місць

Назва примі- щення (дільниці, цеху, те- рито-рії) або вид робіт	Розряд зорової роботи	Освітленість, Лк				Тип сві- тильника
		Загальне освіт- лення	Комбіно- ване осві- тлення	Аварійне освітлення (для продов- ження ро- боти)	Аварійне освіт- лення (для евакуації людей)	
Науково – дослідна лабораторія	3,в	350	400	–	–	ЛДОР 3 клапани типу ЛД – 40

Аналізуючи одержані дані, розроблено комплекс заходів для збереження працездатності та з профілактики загальних і зорових порушень.

Рекомендації полягають ось у чому:

– у дисплейних класах температура повітря повинна становити 19-21°C, відносні вологість повітря 55-65%, швидкість руху повітря не більше 0,2м/с відповідно до вимог “Санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень” №4088-86 для категорій робіт 1а-1б;

– рівні звуку та еквівалентні рівні звуку у приміщеннях, ще працюють математики-програмісти та оператори ЕОМ, які працюють з ЕОМ, не повинні перевищувати 50дБ; у лабораторіях, де розташовані шумні агрегати обчислювальних машин, рекомендується забезпечити рівень шуму не більше 75дБ.

Необхідне проведення комплексу заходів щодо боротьби зі статичною електрикою. Найбільш допустимим і простим способом є підтримання відносної вологості повітря на рівні 55-65%, що можна забезпечити з допомогою побутових зволожувачів, типу “ІОН”. Підлоги в дисплейних класах мають бути застелені антистатичним лінолеумом. Програмістам та операторам можна рекомендувати носити одяг, особливо першого шару, з натуральних матеріалів. Всі полімерні покриття (чохли) ЕОМ слід складати у найбільш віддаленому від операторів місці приміщення. Для оптимізації іонізації повітря на робочих місцях згідно з СН №2152-80 користувачів ЕОМ можна рекомендувати біполярні коронні аероіонізатори з транспортом аероіонів повітряним потоком. Вони виготовляються в Республіканському науково-гігієнічному центрі Міністерства охорони здоров’я України.

Враховуючи специфіку зорової роботи з ВДТ, першочерговим завданням є забезпечення необхідних умов візуальної роботи користувачів ЕОМ за рахунок найкращого розподілу яскравостей у полі зору працюючого та максимально можливого зменшення засліпленості від прямого і відбитого блищання та відмежування від постійної пульсації зображення на ЕОМ та інших перешкод, які посилюють загальну та зорову втому. Необхідно забезпечити яке кількісні, так і якісні параметри освітлення. Для цього слід перш за все правильно вибрати приміщення.

6.2 Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях

6.2.1. Залежність розмірів осередків ураження від маси продуктів вибуху, (СДОР), їхнього тиску, метеоумов, і місцевості.

В комплексі заходів протихімічного захисту населення важливе місце займає оцінка радіаційної та хімічної обстановки . Володіння її методикою є прямим обов'язком начальників цивільної оборони , командирів формувань ЦО.

При аваріях, пов'язаних з виробництвом, зберіганням та транспортуванням сильнодіючих отруйних речовин (СДОР), може виникнути складна хімічна обстановка з утворенням зон хімічного зараження (ЗХЗ) та осередків хімічного ураження (ОХУ). Небезпека ураження населення в цих умовах вимагає швидкого виявлення СДОР і оцінки хімічної обстановки , а також періодичного її уточнення ,оскільки метеоумови можуть постійно змінюватись.

Тому командно-начальницький склад і особовий склад невоєнізованих формувань ЦО об'єктів господарської діяльності (ОГД) повинен досконало володіти методикою оцінки хімічної обстановки.

Хімічна обстановка - це обстановка, яка складається на території адміністративного району, населеного пункту чи ОГД внаслідок викиду (вилливу) СДОР або застосування хімічної зброї, істотно впливає на життєдіяльність населення роботу ОГД, боєздатність формувань ЦО і вимагає вжиття необхідних заходів захисту.

Зона хімічного ураження включає ділянку розливу - територію, над якою поширюється первинна або вторинна хмара СДОР чи ОР в небезпечних для життя і здоров'я людей концентраціях . В зоні хімічного зараження може знаходитись один або більше осередків хімічного ураження. Осередок хімічного ураження - це територія, в межах якої внаслідок вилливу СДОР виникають масові ураження людей, сільськогосподарських тварин і рослин

.ЗХЗ характеризується розмірами (глибиною і шириною) і площею , які залежать від кількості СДОР (ОР), їх виду , метеоумов, рельєфу місцевості, наявності на ній рослинності, типу і щільності забудови . Хімічну обстановку на ОГД виявляють пости (ланки) радіаційного і хімічного спостереження (ПРХС) та на хімічно небезпечних об'єктах - черговий диспетчер, який у випадку аварії повідомляє робітників і службовців об'єкту і доповідає в штаб ЦО міста (району).

Оцінка хімічної обстановки проводиться методом прогнозування (завчасно, при розробці плану ЦО об'єкту) і за даними розвідки.

При оцінці хімічної обстановки методом прогнозування приймається умова одночасного розливу (викиду) всього запасу СДОР (воєнний час) або із максимальної по об'єму одиничної ємності (в мирний час) при сприятливих для розповсюдження зараженого повітря метеоумовах (інверсія, швидкість вітру 1м/с).

Оцінка хімічної обстановки за даними розвідки проводиться на основі конкретної обстановки, коли враховується фактична кількість вилитої СДОР і реальні метеоумови. Оцінка хімічної обстановки на ОГД передбачає:

- визначення розмірів і площі ЗХЗ;
- визначення часу підходу хмари зараженого повітря СДОР до об'єкту;
- визначення тривалості уражаючої дії СДОР;
- визначення можливих втрат населення в ОХУ.

Для оцінки хімічної обстановки необхідно мати такі вихідні дані:

- вид і кількість СДОР;
- місце викиду СДОР
- час викиду СДОР;
- ступінь захищеності людей (наявність захисних споруд , індивідуальних засобів захисту);
- топографічні умови місцевості і характер забудови на шляху розповсюдження хмари зараженого повітря (закрита чи відкрита місцевість);
- метеоумови;

швидкість і напрямок вітру в приземному шарі, температура повітря і ґрунту, ступінь вертикальної стійкості повітря.

Розрізняють три ступені вертикальної стійкості повітря :

– інверсію - при ній нижні шари повітря холодніші за верхні, що перешкоджає переміщенню його по вертикалі і створює оптимальні умови для збереження високих концентрацій отруйних речовин (виникає у вечірній і нічний час при тихій погоді і швидкості вітру до 4м/с);

– конвекцію - нижні шари повітря нагріті більше ніж верхні, що сприяє переміщенню повітря по вертикалі, а значить зменшенню її уражаючої дії. Виникає вдень, при ясній погоді і швидкості вітру до 4м/с);

– ізотермію - температура повітря межах 20-30м від земної поверхні майже однакова (спостерігається в похмуру погоду, при опадах або при швидкості вітру більше 4м/с, а також як перехідний період від інверсії до конвекції навпаки) [26].

6.2.2. Оцінка хімічної обстановки

Оцінку хімічної обстановки можна проводити за формулами і таблицями складеними відповідно до основних видів СДОР[11].

В нашому випадку ТзОВ “Мікрол” є небезпечним об'єктом третього ступеня по хімічній небезпеці, це означає, що зона зараження виходить за межі території об'єкту. В запасах даного об'єкту може бути нагромаджено до 150т соляної кислоти. Максимальний об'єм ємності становить 40т кислоти. Проведемо оцінку можливої хімічної обстановки в результаті руйнування 40-а тонної ємності соляної кислоти з чисельністю зміни 500 чоловік. На віддалі 1 км знаходиться житловий масив. Робітники і службовці протигазами забезпечені на 100%. Метеорологічні умови :

Інверсія : швидкість вітру -1м/с ; t=20С °; А°=270°. Потрібно :

Оцінити хімічну обстановку, яка може скластися внаслідок аварії на

час після аварії $N=1$ год;

Розв'язання:

Визначаємо глибину можливого зараження (Γ) і площу зараження (S)

Визначаємо еквівалентну кількість речовини в первинній хмарі :

$$Q_1 = K_1 \cdot K_3 \cdot K_5 \cdot K_7 \cdot Q_0 \quad (\text{т})$$

де $Q_0=40$ (т)

K_1 - коефіцієнт, який залежить від умов зберігання СДОР (табл. 10 [11])

$K_1=0$

K_3 -коефіцієнт рівний відношенню порогової токсодози соляної кислоти до порогової дози інших СДОР, $K_3=0.3$;

K_5 -коефіцієнт, який враховує ступінь вертикальної стійкості повітря (інверсія=1);

K_7 -коефіцієнт, який враховує вплив температури повітря $K_7=1$

Отже $Q_1=0$

Визначаємо еквівалентну кількість речовини у вторинній хмарі :

$$Q_2 = (1 - K_1) \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot Q_0 / h \cdot x \cdot d \quad (\text{т})$$

де K_2 - коефіцієнт, який залежить від фізико-хімічних властивостей СДОР, $K_2=0,021$;

K_4 - коефіцієнт, який враховує швидкість вітру ;

K_6 - коефіцієнт, який залежить від часу, що минув від початку аварії.

$K_6=1$,

при $N=1$

$Q_2=4,2$ (т)

І $O_i=4.2$ (т)."

Глибина зони зараження первиною (вторинною) хмарою визначається в залежності від еквівалентної кількості речовини і швидкості вітру.

Повна глибина зони зараження $\Gamma_{\text{п}}$ (км) визначається :

$$\Gamma_{\text{п}} = \Gamma_1(2) + 0.5 \Gamma_2(1) \quad \text{км};$$

де $\Gamma_1(2)$ - найбільший із розмірів Γ_1 і Γ_2 .

$\Gamma_2(1)$ - найменший із розмірів Γ_1 і Γ_2 .

$\Gamma_{п}=11,25$ км.

$\Gamma_{п}=N \times V$, $N=1$ год за табл. 11 [11] $V=5$ км/год (при швидкості повітря 1м/с);

$\Gamma_{п}=5$ км;

Площа зони зараження.

Площа зони можливого зараження первиною (вториною) хмарою визначається :

$$S_m = 8,72 \times 10^3 \times \Gamma_n^2 \times \alpha f \quad (\text{км}^2)$$

де S_m -площа зони можливого зараження СДОР, км²;

$\Gamma_{п}$ - глибина зони зараження , км

F - кутові розміри зони можливого зараження , (град); при $v=1$ м/с;
 $f=180^\circ$.

Для нашого прикладу:

$\Gamma_{п}=5$ км, $V=1$ м/с,

$S_m=0,00872 \times 5^2 \times 180=39,2$ (км²)

$S_m=39,2$ (км²);

Площа фактичного зараження S_f в км розраховується за формулою

$$S_f = K_e \times \Gamma_n^2 \times N^{0,2}$$

K_e - коефіцієнт який залежить від ступеня вертикальної стійкості повітря: інверсія=0,081;

Тоді $S_f=0,081 \times 5^2 \times 10,2=2,025$ (км²);

Час підходу зараженого повітря до об'єкту залежить від швидкості перенесення хмари повітряним потоком

$$T_n = L/v \quad (\text{год});$$

L -відстань від джерела зараження до заданого об'єкту , км;

v -швидкість переносу переднього фронту хмари зараженого повітря, км/год;

$L=1$ км , $v=5$ км ;

$$T_{п}=0,2(\text{год})=15(\text{хв}).$$

Можливі втрати робітників , службовців і населення в районах хімічного зараження визначаються з використанням табл.5 [11] в залежності від умов перебування і забезпеченості засобами індивідуального захисту.

Можливі втрати -4% , $\Pi=500 \times 0,04=20$ чол.

Орієнтовна структура втрат:

легкого ступення-25% (5чол);

середнього ступення-40 % (8чол);

з смертельними випадками-35% (7чол).

Зона можливого зараження хмарою СДОР обмежена півколом, який має кутові розміри f і радіус, рівний глибині зараження.

Зона можливого зараження має такий вигляд :

При швидкості вітру за прогнозом $v=0.6$ -м/с - півколо

$$A^0 = 270^0$$

$$f = 180^0$$

$$r=\Gamma$$

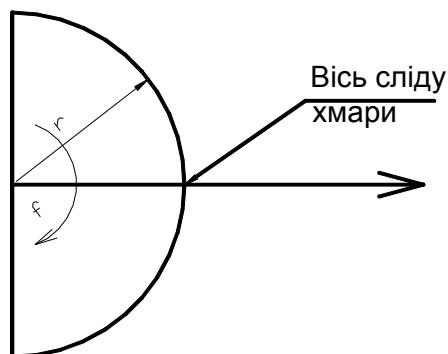


Рисунок 6.1 – Зона можливого зараження

Висновки

Розроблено математичну модель системи дослідження вібростійкості електроустановок, що враховує ряд експлуатаційних показників її вузлів.

Перевірка достовірності моделі проводилась в програмному пакеті MatLAB. В результаті симуляції доведено коректність запропонованої моделі та встановлено, що системи дослідження вібростійкості володіє високими динамічними показниками та забезпечує низьку похибку відтворення вхідного сигналу керування.

Запропоновано схеми електрогідравлічного слідкуючого вібратора, що являє собою виконавчий гідроциліндр який приводиться в рух під тиском робочої рідини.

Керування потоками робочої рідини відбувається за рахунок золотникового управляючого пристрою, що рухається по задаючому закону за допомогою електромеханічного перетворювача. Контролювання позиції виконавчого пристрою відбувається за рахунок основного від'ємного зв'язку за допомогою давача переміщення. Це дозволило забезпечити потрібну точність симуляції форми вібраційної дії.

Перелік посилань

1. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: - 2-е изд. исправл. - М.:Машиностроение, 2000 - 344 с.: ил.
2. Метрологія та вимірювальна техніка: Підручник / За ред. проф. Поліщука Є.С. – Львів: Видавництво «Бескит Біт», 2003. – 544 с.
3. Тартаковский Д.Ф., Ястребов А.С. Метрология, стандартизация и технические средства измерений: Учеб.для вузов. – М.: Высшая школа, 2001. – 205 с.
4. Зюзько А.К., Сущенко О.А. Технологічні вимірювання і прилади: Навчальний посібник. – К.:НАУ, 2007. – 176 с.
5. Кудрін А.П. Взаємозамінність та технічні вимірювання: Підручник. – К.: Астра Пол, 2005. – 208 с.
6. Льюнг Л. Идентификация систем. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. – 2001. – 432 с
7. Современные методы идентификации /Под ред. П. Эйкхоффа. – М.: Мир. 2003. 400с.
8. Гультяев А.к. Имитационное моделирование в среде Windows. Спб.: КОРОНА принт. 2009. 288 с.
9. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в пяти томах под общей редакцией проф. Пупкова К.А.// Том 2: Статистическая динамика и идентификация систем автоматического управления.– М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.-637 с.
10. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в пяти томах под общей редакцией проф. Пупкова К.А.// Том 3: Синтез автоматических регуляторов.– М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.-595 с.

11. Дорф Ричард К., Бишоп Роберт Х. Современные системы управления.– М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2014.-830с.

12. Лурье Б.Я., Энрайт П.Дж. Классические методы автоматического управления: Учебное пособие.– Санкт-Петербург: "БХВ-Петербург", 2017.- 624 с.

13. Гудвин Г.К., Греббе С.Ф., Сальгадо М.Э. Проектирование систем управления.– М.: БИНОМ Лаборатория знаний, 2014.-911 с.

14. ФиллипсЧ., Харбор Р., Системы управления с обратной связью.– М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2011.-616с.