

НУБІП України

НУБІП України

НУ

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.1944 "С" 2022.12.30. 031 ПЗ

СОВСУН АНДРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

2023 р.

НУ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 629.083:629.35:63

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного
(назва кафедри)
менеджменту (і.м. М.П. Момотенка)

Вячеслав БРАТШКО

(підпис)

(ПІБ)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ПІБ)

«___» _____ 2023 р.

«___» _____ 2023р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Удосконалення віброзахисту вантажних автомобілів при перевезенні
сільськогосподарських вантажів»

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Войтюк Валерій Дмитрович

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., проф.

(науковий ступінь та вчене звання)

Надточій Олександр Васильович

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

Совсун Андрій Олександрович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ
(науковий ступінь, висте звання) (підпис) (ПІБ)

2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Совсуну Андрію Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(код і назва)
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення віброзахисту вантажних автомобілів при перевезення сільськогосподарських вантажів

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. № 1944 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література: результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню питання віброзахисту вантажних автомобілів при перевезення сільськогосподарських вантажів

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз літературних джерел для систем підресорювання вантажних автомобілів
2. Формування розрахункової моделі динаміки руху вантажних автомобілів для перевезення вантажів сільськогосподарського призначення при випадковому впливі
3. Методика оптимізації системи віброізоляції за критерію вібронавантаженості несучої системи вантажного автомобіля
- 4 Експериментальні дослідження вантажних автомобілів

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 25 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Надточій О.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Совсун А.О.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Структура та обсяг магістерської кваліфікаційної роботи:

магістерська кваліфікаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел зі 50 найменувань. Зміст роботи викладено на 87 сторінках машинописного тексту, включаючи 36 рисунків та 11 таблиць.

У магістерській кваліфікаційній роботі було розглянуто важливе завдання - розробка прикладних методів та засобів дослідження динаміки вантажних автомобілів, що дозволяють на ранніх стадіях проектування та модернізації виробів мінімізувати вібронавантаженість несучих систем шляхом раціонального вибору характеристик СП та конструктивних параметрів автомобіля.

Проведений аналіз літературних джерел для систем підресорювання вантажних автомобілів. Описані способи зниження вібраційних навантажень підресорних частин вантажних автомобілів за рахунок поліпшення якості системи підресорювання

Досліджені формування розрахункової моделі динаміки руху вантажних автомобілів для перевезення вантажів сільськогосподарського призначення при випадковому впливі

Розроблено моделювання просторової моделі вантажних автомобілів.

У третьому розділі обґрунтована методика оптимізації системи віброізоляції за критерію вібронавантаженості несучої системи вантажного автомобіля.

Проведено експериментальні дослідження вантажного автомобіля.

Ключові слова: вантажний автомобіль, віброзахист, віброізоляція, вантажі сільськогосподарського призначення.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	3
ЗМІСТ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ДЛЯ СИСТЕМ ПІДРЕСОРУВАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ	8
1.1. Аналіз джерел в області досліджень коливань вантажних автомобілів...	9
1.2. Способи зниження вібраційних навантажень підресорних частин вантажних автомобілів за рахунок поліпшення якості системи підресорювання.....	10
1.3. Огляд літератури та нормативних документів, необхідних при проектуванні вантажних автомобілів.....	19
РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ РУХУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИ ВИПАДКОВОМУ ВПЛИВІ	29
2.1. Узагальнення наявної інформації про дорожні умови експлуатації для вантажних автомобілів, що перевозять вантаж сільськогосподарського призначення.....	31
2.2. Спосіб формування просторового випадкового дорожнього впливу.....	38
2.3. Основні припущення та формування динамічної моделі динаміки руху вантажних автомобілів.....	41
2.4. Моделювання просторової моделі вантажних автомобілів.....	47
2.5. Аналіз характеристик динамічної навантаженості системи вантажних автомобілів, що перевозять вантаж сільськогосподарського призначення.....	54
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ВІБРОДОЛЯЦІ ЗА КРИТЕРІОМ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ	58

	8
3.1. Оптиміальні процеси коливань вантажних автомобілів.....	58
3.2. Алгоритм методики оптимізаційного проектування.....	62
3.3. Характеристики керованості автомобіля як основні фактори, що впливають на вибір розрахункових значень величини колісної бази.....	63
3.4. Плоска розрахункова динамічна схема як найпростіша модель для пошуку основних проектних параметрів системи віброізоляції транспортних засобів.....	69
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАНТАЖНОГО АВТМОБІЛЯ.....	74
4.1. Опис процесу проведення випробувань.....	74
4.2. Проведення стендових випробувань та оцінка отриманих результатів..	74
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	83

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

НУБІП України

Об'єктом дослідження даної магістерської кваліфікаційної роботи є вантажний автомобіль, що перевозить вантаж сільськогосподарського призначення в умовах випадкового навантаження. Крім пружно-демпфуючих властивостей системи підресорювання на експлуатаційні якості та плавність руху впливають також розподіл мас по довжині автомобіля та геометричні параметри колісної бази. При цьому є велика кількість норм, стандартів та умов, що визначають масово-центрувальні та моментні характеристики, які

НУБІП України

дозволяють забезпечити захист несучої конструкції від впливу діючих вібронавантажень та забезпечити відповідність проєктованого виробу світовим стандартам якості. Це означає, що при виборі СП необхідно враховувати низку параметрів, що характеризують у сукупності систему віброізоляції автотранспортного засобу: пружно-демпфуючі параметри безпосередньо самої підвіски; пружну характеристику шин; параметр колісної бази.

НУБІП України

Таким чином, розробка способів поліпшення плавності руху за рахунок вибору раціональних розрахункових характеристик системи віброізоляції на стадії проєктування вантажні автомобілі є актуальною проблемою для економіки України.

НУБІП України

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є розробка прикладних методів та засобів дослідження динаміки вантажних автомобілів, що дозволяють на ранніх стадіях проєктування та модернізації виробів мінімізувати вібронавантаженість несучих систем шляхом раціонального вибору характеристик СП та конструктивних параметрів автомобіля.

НУБІП України

Для досягнення мети було поставлено такі завдання:

НУБІП України

1) Узагальнення наявної інформації про умови експлуатації вантажних автомобілів та формування розрахункового способу завдання просторового випадкового дорожнього впливу.

2) Формування розрахункової моделі, що описує динаміку руху вантажних автомобілів за випадкового дорожнього впливу. Модель орієнтована

дослідження динамічної навантаженості несучої системи, проєктованого виробу.

3) Розробка методики умовної оптимізації СВ вантажних автомобілів за критерієм вібронавантаженості несучої системи автомобіля

4) Аналіз та узагальнення результатів експериментальних стендових досліджень та зіставлення їх із різними результатами моделювання варіантів несучої системи.

Об'єктом дослідження є - вантажний автомобіль, що перевозить вантаж сільськогосподарського призначення в умовах випадкового навантаження.

Предмет дослідження система підресорювання вантажного автомобіля, основні масові та геометричні характеристики якого відомі, що здійснює перевезення вантажів сільськогосподарського призначення з різною швидкістю в умовах випадкового навантаження.

Методологія та методи досліджень: Дослідження динаміки роботи системи віброізоляції вантажного автомобіля проводилися на основі теорії коливань, статистичної механіки та динаміки машин, а також спектрального аналізу та методами математичного моделювання поведінки технічних об'єктів за динамічних впливів. Аналіз характеристик параметрів системи віброізоляції

проводився чисельним дослідженням за допомогою комп'ютерних пакетів MathCAD та ANSYS, методами диференціального та інтегрального обчислень.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ДЛЯ СИСТЕМ ЦІЛЕСОРУВАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

НУБІП України

Основними факторами, що впливають на вібраційну навантаженість вантажного автомобіля, є умови експлуатації: транспортні, дорожні та кліматичні.

НУБІП України

В першу чергу, зазначимо, що в якості вантажного автомобіля у рамках цієї роботи мається на увазі складна механічна система, що складається з взаємодіючих елементів і схильна до комплексу зовнішніх впливів, призначена для переміщення вантажів особливого призначення по дорогах з твердим та ґрунтовим покриттям в суху пору року.

НУБІП України

Транспортні умови повинні враховувати обсяг, вид та відстань перевезень вантажів, умови навантаження та розвантаження, організацію перевезень, а

НУБІП України

також умови технічного обслуговування та ремонту автомобіля. В основному на практиці ми зустрінаємося з промисловими, спеціалізованими перевезеннями загального призначення, будівельними, а також з транспортуванням вантажів сільськогосподарського призначення, для яких додатково обумовлюються умови транспортування та максимально можливі

НУБІП України

поздовжні та поперечні вібраційні навантаження.

Враховуючи дорожні умови при проектуванні автомобіля, необхідно брати до уваги тип дорожнього покриття та їх види, допустиме навантаження на вісь, розрахункову швидкість руху, елементи профілю з урахуванням рельєфу місцевості

НУБІП України

Аналіз кліматичних умов дозволяє визначити стан покриття дороги, видимість та температуру навколишнього середовища

У сукупності всі ці умови визначають режими роботи автомобіля: навантажувальний і швидкісний.

НУБІП України

Основним оцінним показником, що визначає рівень комфортабельності та безпеки автомобіля засобу та вантажу, що перевозиться, є плавність ходу з точки зору мінімуму вібрацій, що виникають у процесі руху. Цей показник

насамперед повинен забезпечувати задовільний стан вантажу, середню швидкість та безпеку руху автомобіля, а також довговічність його агрегатів. Найкращим з погляду плавності ходу є автомобіль, рівень вібрації якого мінімальний.

1.1. Аналіз джерел в області досліджень коливань вантажних автомобілів

Роботи багатьох учених присвячені аналізу коливань автомобіля, оцінці плавності ходу та його віброзахисних властивостей. Багато з них присвячено дослідженню коливань та оптимізації основних проектних параметрів системи підресорювання легкових автомобілів, а також розробці нових систем підресорювання, що дозволяють знизити вібраційні навантаження вантажних автомобілів загального призначення. Однак існує порівняно невелика кількість робіт, спрямованих на дослідження коливань вантажних автомобілів, що здійснюють перевезення вантажів сільськогосподарського призначення.

В основному ступінь вібронавантаженості автомобіля залежить від параметрів та якості підвіски (системи підресорювання), яка забезпечує пружне з'єднання несучої системи з колесами, виконує функцію зниження динамічних навантажень та забезпечення рівномірного розподілу їх на опорні елементи при русі, служить для підвищення тягових якостей машини. Це означає, що при аналізі коливань автомобіля необхідно в першу чергу вирішити завдання проектування та розрахунку системи підресорювання.

Суть цих робіт полягає в тому, що, маючи підвіску певного типу з відомими основними даними, чи то геометрія ресори або об'єм газу в робочій порожнині пневматичного елемента, розраховується жорсткість пружного елемента. Потім з огляду на норми плавності ходу підбирається характеристика амортизатора. Після розрахунку основних характеристик робиться перевірочний розрахунок з метою їх уточнення та оцінки відповідності запропонованої підвіски проектованого автомобіля.

На основі спектральної теорії визначили вплив параметрів шин,

жорсткості та демпфування підвіски на коливання кузова під час руху автомобіля з постійною швидкістю по конкретному типу дорожньої поверхні. Описали спосіб розрахунку оптимальної передавальної характеристики підвіски. Достатньо повно та докладно описано математичну модель дорожньої поверхні, надано велику кількість даних по мікропрофілю різного типу доріг, що дає можливість точніше вирішувати питання плавності ходу.

У момент гальмування або розгону автомобіля засобу відбувається крен кузова в поздовжній площині. Якщо центр крену і центр ваги збігаються, то крен кузова практично відсутній, проте при цьому і жорсткість підвіски буде збільшуватися, що призведе до погіршення плавності ходу. Разом про те центр ваги визначається з величини колісної бази машини, тобто відстані між осями. Це говорить про вплив величини колісної бази автомобіля засобу на плавність ходу та безпеку руху.

Виходячи з вище викладеного матеріалу видно, що в даний час є велика кількість наукових досліджень у галузі коливань автомобілів, безліч з яких спрямована на покращення віброзахисних властивостей легкових автомобілів. Також ряд робіт спрямовано дослідження вібраційних перевантажень промислових, будівельних і сільськогосподарських вантажних автомобілів, здійснюють перевезення вантажів загального призначення. Однак мало уваги приділяється розробкам методик визначення основних проектних параметрів систем підресори вантажних автомобілів, що здійснюють перевезення вантажів сільськогосподарського призначення, наприклад, транспортування ракетних установок, де значно більшу увагу необхідно приділяти вібраційним навантаженням, що передається такому вантажу під час руху.

1.2. Способи зниження вібраційних навантажень підресорних частин вантажних автомобілів за рахунок поліпшення якості системи

підресорювання

Основний спосіб підвищення плавності ходу та віброізоляційних властивостей вантажного автомобіля – покращення якості системи

підресорювання. Сама собою система підресорювання складається з прямого, пружного і демпфуючого пристроїв. Напрямний пристрій сприймає сили та моменти, що діють на колесо, визначає характер переміщення колеса щодо системи, що несе. Як напрямний пристрій використовують листові ресори або стабілізатори, що є торсіонним стрижнем, що закручується при крені. Пружний пристрій передає вертикальні сили, що діють з боку колеса на систему, що несе. Як пружний елемент використовують листові ресори, пружини і торсіони, пневматичні пружні елементи. З метою зменшення поперечного крену кузова використовують додатковий пружний пристрій, так

званий, стабілізатор поперечної стійкості. Демпфуючий пристрій забезпечує згасання коливань кузова та коліс. У процесі розвитку автомобільної промисловості було розроблено велику кількість видів та типів підвісок, які

діляться:

1) за способом з'єднання з корпусом машини: жорсткі, напівжорсткі (тракторні), м'які;

2) за типом характеристик постійної жорсткості, змінної жорсткості, прогресивна

3) за способом передачі сил і моментів від коліс: ресора, штангова, одноважільна або двоважільна;

4) за типом напрямних пристроїв: залежна, балансірна, незалежна, змішана;

5) за типом пружного елемента: ресора, пружинна, торсіонна, пневматична, гідропневматична, гумава;

6) за типом елемента, що гасить (амортизатора): з важільним механічним або гідравлічним амортизатором, з телескопічним однострубним або двотрубним амортизатором;

7) за наявності шкворня: шкворнева, безшкворнева;

8) з керуваності: пасивна (некерована), напівактивна (керується лише дорожнім проєктом), активна (керована).

Однією з перших розробили і стали застосовувати, в основному на

вантажних автомобілях та важкому транспорті, залежну підвіску, що характеризується залежністю переміщення одного колеса від переміщення іншого колеса. Передача сил та моментів від коліс на кузов при залежній підвісці здійснюється пружними елементами ресорами або за допомогою штанг.

Потім з'явилася комфортніша незалежна підвіска, яка забезпечує незалежність переміщення одного колеса мосту від переміщення іншого колеса і дозволяє автомобілю пересуватися поганими дорогами і бездоріжжям. За типом напрямного пристрою незалежні підвіски поділяються на важільні та

телескопічні. Найбільш популярною є незалежна підвіска МакФарсон, яку нині використовують на деяких автомобілях марки BMW, Audi, Toyota, вітчизняних автомобілях Ланос.

На сучасних вантажних автомобілях, наприклад, на автомобілях Volvo FL з повною масою 16 т і 12-тонних самоскидах або автомобілях КАМАЗ, дуже часто використовуються ресорні незалежні підвіски. Ресора є унікальним пристроєм, так як відіграє роль одночасно спрямовуючого, гасить і пружного елементів. Однак недоліками ресорної підвіски є: висока металомісткість, про що говорить той факт, що енергія, що запасується одиницею об'єму, у чотири

рази менша, ніж у пружин та торсіонів, наявність високого міжлистового тертя, що негативно позначається на плавності ходу автомобіля та на довговічності самої ресори. Так, при експлуатації в хороших дорожніх умовах довговічність ресор магістральних вантажівок становить 100 – 150 тис. км пробігу, а поганих

умовах падає навіть до 10 – 15 тис. км. Основним недоліком, негативно впливає на віброзахисні властивості автомобіля, є лінійна характеристика жорсткості пружного елемента. Нелінійності характеристики, хоч і в невеликих межах, можна досягти встановленням сережки з нахилом на легких та середніх вантажівках або за рахунок задньої циліндричної опори на важких вантажівках.

Також вдається збільшити жорсткість шляхом установки підресорника або нижньої додаткової ресори, що робить прогресивною характеристику підвіски.

Найсучасніший і найпоширеніший тип підвіски – з пневматичним

пружним елементом, який є гумокордною оболонкою, ущільненою по торцях і заповненою повітрям під тиском. Розробивши майже 70 років тому такі підвіски, компанія Firestone Industrial Products Company досі залишається лідером виробництва. Пневматичний пружний елемент має нелінійну характеристику, що змінюється в широкому діапазоні, що дає змогу забезпечити високу плавність ходу з частотою коливань 0,9 – 2 Гц та невелику масу. Він дозволяє регулювати висоту кузова автомобіля над полотном дороги при зміні навантаження за рахунок закачування повітря, що забезпечує зниження центру тяжіння автомобіля і підвищує його стійкість на дорогах.

Висока та довговічність пневмоелементів, наприклад, ресурс балонів автобусів GMC становить до 1 млн км. Підвіски з такими пружними елементами застосовують у тому випадку, коли підресорена маса при завантаженні автомобіля змінюється в широких межах, або у разі особливих вимог до плавності ходу, тоді разом з пневмобалонами встановлюють додаткові пневморезервуари, що забезпечують більш пологі характеристики пружного елемента. При стисканні пневмобалона в ньому підвищується тиск повітря, а також збільшується його ефективна площа, внаслідок чого жорсткість зростає.

Підвіска на двосекційних балонах забезпечує частоту коливань підресорених мас близько 1,3 Гц, трисекційні балони знижують частоту на 10 – 15%. або у разі особливих вимог до плавності ходу, тоді разом з пневмобалонами встановлюють додаткові пневморезервуари, що забезпечують більш пологі характеристики пружного елемента. При стисканні пневмобалона в ньому підвищується тиск повітря, а також збільшується його ефективна площа, внаслідок чого жорсткість зростає. Підвіска на двосекційних балонах забезпечує частоту коливань підресорених мас близько 1,3 Гц, трисекційні балони знижують частоту на 10 – 15%. або у разі особливих вимог до плавності ходу, тоді разом з пневмобалонами встановлюють додаткові пневморезервуари, що забезпечують більш пологі характеристики пружного елемента. При стисканні пневмобалона в ньому підвищується тиск повітря, а також збільшується його ефективна площа, внаслідок чого жорсткість зростає.

Підвіска на двосекційних балонах забезпечує частоту коливань підресорених мас близько 1,3 Гц, трисекційні балони знижують частоту на 10–15%.

Існують також пневмоелементи рукавного та діафрагмового типу, які дозволяють зменшити розміри пружного елемента та частоту власних коливань автомобіля. Пружна характеристика таких елементів, особливо в районі великих деформацій, ще більш полого. Головні недоліки таких елементів полягають у меншій довговічності порівняно із звичайними пневмоелементами, що обумовлено вигином і перекочуванням гумокордної оболонки при деформаціях, а також у високій чутливості до зсувів у поперечній площині та

перекосів поршня. Однак ці недоліки компенсуються стабільністю несучої здатності в ширшому діапазоні величин ходу підвіски.

В цілому недолік пневматичних пружних елементів полягає в необхідності встановлення в підвісці громіздких обмежувачів ходу відбою та стиснення та пристрою, що гасить вертикальні коливання.

Компанія Firestone має багато можливостей для наукових досліджень і нових розробок конструкцій підвісок завдяки величезному досвіду, накопиченому за такий тривалий період. Саме тому основну увагу фахівці компанії приділяють новим матеріалам, перш за все композитним. Більшість

лабораторних досліджень проводиться за участю науково-технічного центру Bridgestone Americas Center for Research and Technology та застосуванням унікального обладнання. Скануюча електронна та зондова мікроскопія використовується для аналізу причин руйнування матеріалів шляхом їх піддавання штучному старінню під впливом високих температур та озону.

Підвищити плавність ходу автотранспортних засобів можна за допомогою систем автоматичного регулювання параметрів підвіски, тобто підвісок з можливістю обмеження амплітуди коливань за допомогою системи автоматичного керування. Такі підвіски бувають двох типів: активні та напівактивні.

Активна підвіска – програмно-апаратний комплекс, що управляє жорсткістю та дорожнім просвітом у процесі руху автомобіля за допомогою

гідролічних приводів, вбудованих у підвіску. Це спрощує керування, збільшує безпеку та притискову силу. Встановлюється на автомобілі високої прохідності або бізнес-класу з метою покращення плавності ходу. Дорожній просвіт змінюється в залежності від типу доріг і швидкості руху, при цьому центр ваги зміщується вниз і підвищується курсова стійкість, тобто властивість автомобіля, що характеризує його здатність зберігати напрямок поздовжньої осі відповідно до напрямку траєкторії руху.

Перша в світі серійна активна підвіска під назвою Active Body Control (ABC) була застосована в автомобілі Mercedes-Benz SL і Mercedes-Benz CL

(рис. 1.1.). Гідроциліндри, поміщені в спеціальні кожухи і мають насоси, що нагнітають масло і доводять тиск у системі до 200 атм., по команді бортового комп'ютера здатні моментально змінювати висоту опор пружин у кожного колеса індивідуально приблизно 10 разів на секунду. Таким чином, виходить,

що чим жорсткіша підвіска, тим більше дорожній просвіт. Якщо водій гальмує, система ABC ще до того, як автомобіль збирається «кіднути», підвищує жорсткість передньої підвіски і, відповідно, зменшує жорсткість задньої. Також швидко система реагує і при повороті: підвищує жорсткість підвіски на

зовнішній стороні віража практично одночасно з рухом керма. Для забезпечення такої швидкої реакції система має датчики, які передають інформацію про динаміку руху автомобіля в блок управління. Він, своєю чергою, посилає сигнали на окремі клапанні блоки, відповідальні за жорсткість кожної стійки підвіски.

Практично ABC могла б «укладати» автомобіль на віражі так само, як водій – мотоцикл, тобто створювати нахил до внутрішньої сторони повороту. Однак після численних досліджень було зроблено висновок, що такий характер руху сприймається водієм як дуже неприємний.

НУБІП УКРАЇНИ

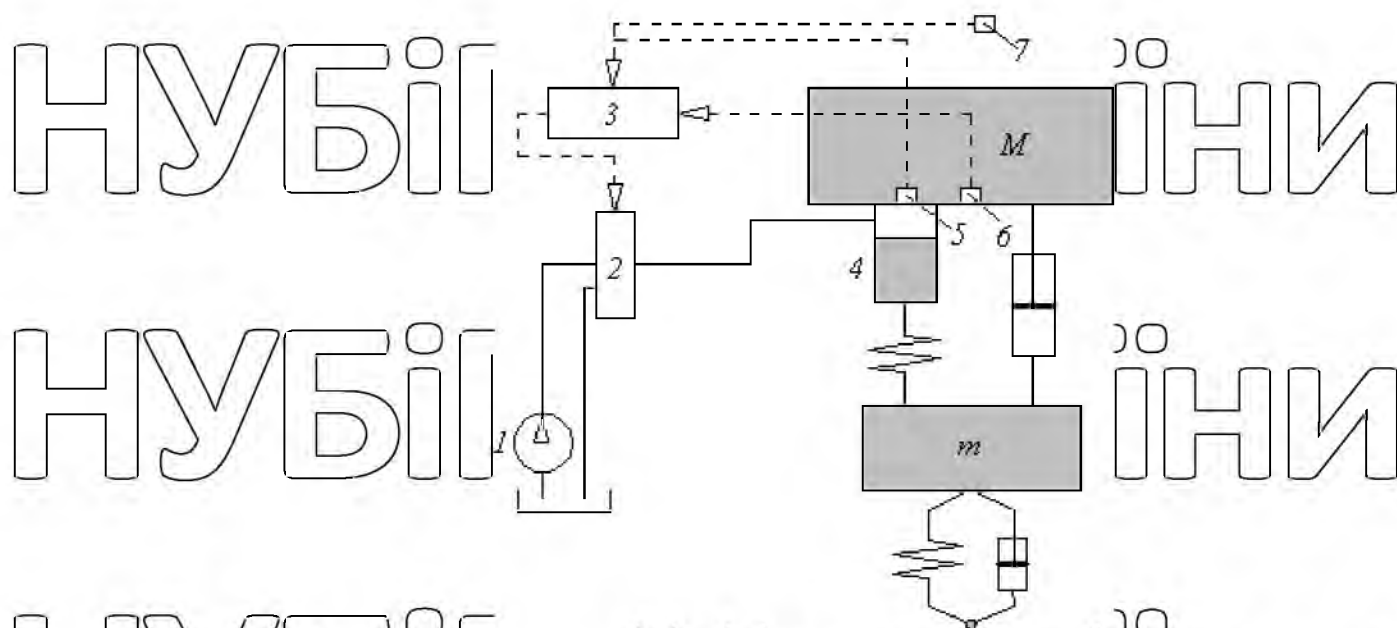


Рис. 1.4. Схема підвіски ABC автомобіля "Mercedes-Benz SL":

1 – насос, 2 – блок клапанів, 3 – комп'ютер, 4 – поршень, 5, 6 – датчик переміщень; 7 – датчик віброприскорень

На автомобілях марки Toyota встановлюють активну підвіску Toyota Electronically Modulated Suspension (TEMS). Цю підвіску встановлюють на мікроавтобусах, джипах та седанах. Недолік в тому, що вона має порівняно невеликий ресурс, складну конструкцію і трудомістке обслуговування. Суть механізму ось у чому. Амортизатор має всередині кілька каналів з різним опором та виконавчий механізм, який за сигналом електронного блоку управління перемикає напрямок руху амортизаційної рідини. При торканні зміцця або прискоренні автоматичний блок TEMS отримує відомості від датчиків про збільшення швидкості і відпускання педаль гальма, в результаті чого відбувається поворот стрижня, амортизаційна рідина йде по великому контуру з меншим опором і жорсткість підвіски зменшується.

На автомобілях Volkswagen Touareg встановлюється активна підвіска Continuous Damping Control (CDC). Така підвіска постійно підтримує кузов на заданій висоті, за що відповідають чотири сенсори висоти, які вимірюють відстань між осями та кузовом. Як тільки сенсори реєструють різницю у висоті між передньою та задньою віссю, компресор збільшує тиск у пневмоелементах відповідної осі, вирівнюючи кузов. Також є функція Skuhook, що відповідає за

регулювання жорсткості пружних елементів залежно від швидкості руху та якості дорожнього покриття. Система сенсорів стежить за прискоренням кузова та коліс та при погіршенні дорожнього полотна та зміні швидкості регулює жорсткість підвіски. Під час прискорення, гальмування або повороту поздовжні та поперечні коливання завдяки такій підвісці зводяться до мінімуму.

Напівактивна чи адаптивна підвіска є підвіскою статичного регулювання. Це означає, що параметри пружного та демпфуючого пристроїв змінюються примусово залежно від дорожньої ситуації, яка має статичний характер. На відміну від адаптивної параметри активної підвіски змінюються в залежності

від поточної дорожньої поверхні. Фірма Citroen розробила та встановлювала у своїх автомобілях адаптивну підвіску Hydactive. Перевага напівактивної підвіски полягає в оптимальному поєднанні пасивної та активної підвісок. З'являється можливість поліпшення плавності ходу зі значно меншою кількістю енергії, що витрачається, ніж при активній підвісці.

До недавнього часу в системах підресори не застосовувалися амортизатори, так як при малих швидкостях руху ресори самостійно справлялися з гасінням коливань, однак, в даний час автомобіль здатний досягати великих швидкостей, і в конструкцію підвіски автомобіля стали

вводити пристрої, що демпфують. Амортизатори збільшують згасання зі зростанням швидкості коливань, щоб зменшити розгойдування кузова і коліс і забезпечують малі згасання коливань під час руху автомобіля за нерівностями малих розмірів. Передаючи при цьому мінімальне навантаження на кузов, вони

стабілізують рух у різних умовах та за різної температури повітря, а також забезпечують надійний контакт шини з дорогою. Одним із перших винахідників амортизаторів був француз Трюффо. Виконуючи свої функції, демпфуючі пристрої перетворюють енергію коливань на тепло, що розсіюється в навколишнє середовище. Кількість енергії, що поглинається, залежить від

маси автомобіля, жорсткості пружини, частоти коливань і конструкції самого амортизатора. В автомобільній промисловості застосовують в основному амортизатори двох видів: гідравлічні та гідропневматичні. Двотрубні

гідролічні демпфери підходять практично для будь-яких типів підвісок. Однак недоліком їх є той факт, що збоєтвання та дотик рідини з повітрям у компенсаційній камері призводять до утворення емульсії та порушення їхньої роботи. У однотрубних амортизаторів, творцем яких став французький дослідник вібраційних процесів професор Крістіан Бурсьє де Карбон, рідина ізольована від повітря гумовою мембраною або поршнем із ущільненням, тому емульсування виключено. Такі демпфери більш стабільно працюють, забезпечують надійніший контакт шини з дорогою та покращують плавність ходу, маючи можливість погашати малі та повільні коливання. Недоліком є їхня велика довжина і можливість заїдання поршня.

Лідер з розробки та виробництва амортизаторів – німецька компанія Krupp Bilstein Suspension GmbH, яка співпрацює з такими провідними виробниками як Daimler – Chrysler, Mercedes – Benz, Jaguar, Porsche, Ferrari, BMW. Саме вона першою придбала патент на конструкцію однотрубних амортизаторів де Карбона.

Компанія Sachs спеціалізується на виробництві вузлів зчеплення та амортизаторів для вантажного транспорту та забезпечує своєю продукцією таких виробників як Scania, MAN, Renault, Mercedes – Benz, Volkswagen, Daimler – Benz і т.д.

Щоб дізнатися, наскільки та чи інша система підресорювання підходить для конкретного автомобіля, фахівці навіть провідних фірм-виробників вважають за краще використовувати практичні дослідження або інженерно-розрахункові програми типу Ansys, Adams, Abaqus, Simulia, Solidworks і таке інше. Так, наприклад, компанія Timoney Technology із виробництва підвісок для вантажних автомобілів використовує програму LMS Virtual. Lab – це комплексний пакет програмного забезпечення, призначений для моделювання робочих характеристик механічних систем, включаючи структурну цілісність, рівні шуму та вібрації, довговічність, динаміку системи, а також характеристики руху та управління. Їх принцип підбору оптимальної жорсткості та розмірів підвіски для конкретної вантажівки полягає в

наступному. Насамперед моделюється кузов у вигляді жорсткого тіла, зчленований з іншими елементами у різний спосіб. Потім використовується Matlab-програма, що відтворює конкретний тип дорожньої поверхні, що характеризується середньоквадратичним значенням найвищої і найнижчої її точки. І, нарешті, дослідження різних варіантів розмірів і жорсткості пружин і амортизаторів розглядаються перебором кілька ітерацій, до досягнення максимальної ефективності підвіски.

Останнім часом в автомобілебудуванні досить гостро стоїть питання про те, що розрахунковими методами користуються лише у випадках найпростіших режимів руху, а при проектуванні великих агрегатів автомобіля надають перевагу натурним випробуванням, незважаючи на те, що такий спосіб більш дорогий. Суть проблеми полягає в тому, що застосовувані в розрахунках залежності дуже часто враховують не всі нюанси, що виникають при роботі автомобілем, тобто в тому, що відсутня коректна теорія.

Таким чином, поряд з різними науковими розробками щодо вдосконалення безпосередньо підвісок та амортизаторів, необхідні методи, які дозволили б звести більш дорогі натурні випробування лише до підтвердження теоретичних досліджень щодо підбору оптимальних параметрів систем підресорювання автомобілів при русі їх дорогами різного типу та з різною швидкістю руху.

1.3. Огляд літератури та нормативних документів, необхідних при проектуванні вантажних автомобілів

Усі вантажні автомобілі у міжнародних та національних системах класифікації розділені згідно з їх призначенням, споживчими властивостями та вимогами. Відповідно до класифікації, розробленої Комітетом з внутрішнього транспорту Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН) та прийнятої Женевською угодою 1958 р., існує 3 категорії вантажних АВТОМОБІЛІВ, представлених у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Класифікація вантажних автомобілів

Категорія автомобіля	Повна маса, т	Вид автомобіля
N_1	$m_a \leq 3,5$	
N_2	$3,5 < m_a < 12$	Вантажні автомобілі, автомобілі-тягачі
N_3	$m_a > 12$	

Оцінюючи споживчі властивості автомобіля, використовують такі поняття згідно з ЄЕК ООН №68 №101. Вантажомісткість автомобіля – найбільша кількість вантажів чи пасажирів, які може одночасно перевозити автомобіль виходячи з його міцності та розмірів кузова, за дотримання допустимих значень навантажень на опорну поверхню дороги. Маса спорядженого автомобіля - маса, що відповідає його власній масі, тобто включає інструмент, запасне колесо і все передбачене обладнання, але не включає масу водія, екіпажу, пасажирів та вантажу. Повна маса – маса спорядженого автомобіля, що включає масу водія, екіпажу, вантажу, пасажирів та багажу. Вантажопідйомність автомобіля – найбільша маса вантажу, який може бути перевезений при дотриманні допустимих значень навантажень на опорну поверхню дороги.

Автомобіль пересувається різними типами доріг, які, як відомо, є основним джерелом обурень і вібрацій, що негативно позначаються як на автомобілі в цілому, так і на пасажирів і вантажах, що перевозяться зокрема.

Достатньо точно оцінити таку велику кількість впливів практично неможливо, оскільки стан дорожньої поверхні залежить не тільки від місцевості, а й від погодних умов та специфіки регіону. Проте для оцінки та аналізу експлуатаційних властивостей автомобіля засобу використовують спрощену класифікацію типів дорожньої поверхні. Відповідно до ГОСТ 21624 – 81, і навіть СНиП 2.05.02 – 95 автомобільні дороги діляться п'ять категорій (таблиця 1.2).

Характеристики дорожніх умов експлуатації

Категорія дороги		Дорожній одяг	Основні види покриттів	Розрахункова швидкість*, км/год
1	1-a	Капітальні	Цементобетонні монолітні; залізобетонні чи армобетонні збірні; асфальтобетонні	100
	1-b			
	2	Полегшені	Дегтебетонні, бруківки, із щебеню, гравію та піску, оброблених в'язучими матеріалами	60
	3			
	4			
5	Нижчі	З ґрунтів, укріплених або покращених добавками	40	

* Для цього завдання

Реалізація випадкової поверхні конкретної ділянки дорожньої поверхні називається рельєфом дороги та є найбільш загальною моделлю дорожнього полотна. Профіль дороги – перетин рельєфу у бік руху транспорту. Перетин поверхні конкретної ділянки дороги є реалізацією профілю, а сукупність таких реалізацій є профілем дороги як випадковий процес.

Профіль дороги розрізняють за трьома складовими:

- **Макропрофіль** - довгі плавні нерівності з довжиною хвилі від 100 м, які викликають незначні коливання автомобіля на підвісці, проте істотно впливають на тягово-динамічні показники;

- **Мікропрофіль** - нерівності з довжиною хвилі від 0,1 до 100 м, які викликають суттєві коливання автомобіля на підвісці, визначають навантаженість вузлів та агрегатів, є одним з основних факторів, що визначають швидкість руху, маневреність та вантажопідйомність;

- **Шорсткості** - нерівності з довжиною хвилі менше 0,1 м, які згладжуються шинами і не викликають відчутних коливань автомобіля, але істотно впливають на роботу шин, їх зчеплення з поверхнею дороги і знос.

Директивами ЄС 85/3, 86/360, 88/242, 89/338 встановлено граничні значення осьових навантажень залежно від конструкції та кількості коліс

кожного моста. Граничні навантаження не повинні перевищувати наступних значень: на провідні мости з одинарними колесами – 92 кН; зі здвоєними колесами – 115 кН; на ведені мости: з одинарними колесами – 71,2 кН; зі здвоєними – 101,7 кН.

У країнах ближнього зарубіжжя дорожні вантажні автомобілі ділять на 2 категорії залежно від осового навантаження (табл. 1.3): до категорії А належать автомобілі з осовим навантаженням, що не перевищує 100 кН на вісь або 180 кН на візок; до категорії Б – 60 кН на вісь або 100 кН на візок.

У повнопривідних автомобілів рівномірний розподіл навантаження по осях призводить до підвищення експлуатаційної ефективності, а не повнопривідних навантаження має розподілятися трохи інакше, відповідно до табл. 3.1, оскільки саме такий розподіл призводить до задовільних тягово-зчіпних властивостей і поліпшення прохідності. При цьому приймається припущення про те, що вантаж розподіляється по всьому об'єму кузова з однаковою щільністю і центр тяжіння вантажу збігається з геометричним центром об'єму кузова.

Таблиця 1.3.

Розподіл осових навантажень у вантажних автомобілів та коефіцієнт

зчіпної ваги

Група автомобіля та навантаження на вісь/візок, кН	колісна формула	Навантаження, що припадає на вісь автомобіля повної маси, %		Навантаження, що припадає на вісь спорядженого автомобіля, %		Повна маса автомобілів, т	k_{ϕ}		
		передню	задню	передню	задню		З повним навантаженням	Без вантажу	
Б	60	4 × 2	24...30	70...76	45...49	51...55	8	0,75	0,55
	110	6 × 4	25...28	72...75	42...47	53...58	15	0,73	0,55
А	80	4 × 2	25...31	69...75	46...53	47...54	12	0,67	0,47
	140	6 × 4	22...24	76...78	33...44	56...67	18,5	0,76	0,57
	100	4 × 2	33...38	62...67	51...58	42...49	16	0,62	0,41
	180	6 × 4	23...29	71...77	53...59	41...47	24	0,75	0,54

Ті вантажні автомобілі, у яких повна маса, габаритні розміри або навантаження, розподілене по осях, перевищують граничні допустимі норми, встановлені у відповідних документах, відносять до позашляхових, а їх рух

автомобільними шляхами не допускається.

У таблиці 1.4 наведено основні розмірні параметри компонування вантажних автомобілів [33].

Таблиця 1.4.

Параметри компонування вантажних автомобілів

Схема компонування автомобіля	Повна маса автомобіля, т	$L_{пл}/L$
кабіна над двигуном	до 6,5	1,3...1,5
	6,5 - 12,0	
	12,0 - 16,0	
	більше 16,0	

Колісна формула визначається також виходячи з умов експлуатації та призначення автомобіля при забезпеченні надійного рухання з місця та руку без буксування провідних коліс [35].

Умова руху автомобіля без буксування $G_{зц}\varphi \geq G_a\Psi$ дозволяє визначити коефіцієнт зчипної ваги, що характеризує частину загального навантаження автомобіля на дорогу, яка припадає на провідний міст і може бути використана для забезпечення зчипних якостей і подолання дорожнього опору (таблиця 1.3).

$$k_\varphi = \frac{G_{вд}}{G_a}, \quad (1.1)$$

де $G_{вд}$ - зчипна вага автомобіля (вага, що припадає на провідну вісь),

φ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою;

G_a - повна вага автомобіля;

$\Psi = f + i$ - коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

f - коефіцієнт опору коченню;

i - кут підйому дороги.

Отже, щоб зменшити ймовірність втрати прохідності автомобіля в конкретних дорожніх умовах, за більшої повної маси автомобіля має бути більшим навантаження на провідний міст або, враховуючи обмеження для граничного осевого навантаження, має бути більша кількість провідних мостів. Число провідних мостів визначається з урахуванням призначення автомобілів за умов забезпечення задовільних тягово-зчипних властивостей

автомобіля. Мінімально допустиме значення коефіцієнта зчепної ваги для автомобілів категорії А розраховують з умови надійного торкання з місця та руху по слизькій дорозі ($\varphi = 0,2$) за коефіцієнта опору коченню $f = 0,008 \dots 0,012$ на підйомі з найбільшим допустимим для доріг з капітальним покриттям ухилом $i = 0,05$.

$$k_{\varphi \min} = \frac{f+i}{\varphi} = 0,29 \dots 0,31, \quad (1.2.)$$

Для автомобілів групи Б коефіцієнт зчепної ваги визначається з урахуванням складніших дорожніх умов: $\varphi = 0,2$, $f = 0,02 \dots 0,03$, $i = 0,06$,

$$k_{\varphi \min} = 0,40 \dots 0,45.$$

У таблиці 1.3 наведено оптимальні значення k_{φ} , які перевищують значення $k_{\varphi \min}$, що свідчить про можливість використання цих автомобілів як тягачів у складі автопоїзда, а прохідність їх буде забезпечено навіть за умов руху без вантажу слизькою дорозі.

Плавність ходу — сукупність потенційних властивостей автомобіля, що характеризують його здатність рухатися в заданому інтервалі швидкостей без перевищення встановлених норм вібронавантаженості водія, пасажирів, вантажів та конструктивних елементів автомобіля. Для оцінки плавності ходу дорожніх вантажних автомобілів існують методики, засновані таким чином, щоб виключити, по-перше, неприємні відчуття та швидко стомлюваність при коливаннях водія та пасажирів, а по-друге, пошкодження при коливаннях вантажу та конструктивних елементів.

Методика оцінки плавності ходу автомобіля засобу, запропонована Р. В. Ротенбергом, полягає в аналізі коливань діапазону частоти вібрації кузова 0,9–2 Гц. Це зумовлено тим, що при коливаннях з такою частотою, людина не відчуватиме дискомфорту. З аналізу прискорень голови людини за різних режимах руху він запропонував граничні значення $\sqrt{D_z}$, $\sqrt{D_y}$, $\sqrt{D_x}$ які у табл.

1.5. Однак велике значення відіграє також і інтенсивність коливань, що не враховується у цій методиці.

Таблиця 1.5.

Граничні значення середніх квадратичних прискорень

Режим руху	$\sqrt{D_z}$, м/с ²	$\sqrt{D_x}$, м/с ²	$\sqrt{D_y}$, м/с ²
Повільна ходьба	1,0	0,6	0,5
Звичайна ходьба	2,5	1,0	0,7
Нетривалий біг зі швидкістю 8 - 9 км/год	4,0	2,0	1,0

Існує методика, яка враховує інтенсивність та потужність коливань при різних частотах та напрямках, проте люди сприймають коливання по-різному, а цей факт методика не враховує.

Методика, що дозволяє оцінити коливання по рейтових кузова автомобіля, передбачає, що ці поштовхи істотно впливають на працездатність і здоров'я людини, ніж гармонійні коливання. Водночас не враховується й швидкості та прискорення наростання поштовхів.

Наступна методика спирається на експериментальні дані. У ході дослідження аналізуються прискорення вертикальних та горизонтальних гармонійних коливань. Вібрації розділені за рівнями: невідчутні, ледве відчутні, добре відчутні, сильно відчутні, умовно шкідливі та шкідливі. Однак, недоліком цієї методики є штучний характер коливань.

Можна також оцінювати коливання автомобіля засобом за контрольними параметрами певних діапазонів частот. На основі цієї методики було прийнято Женевські норми оцінки комфортабельності (таблиця 1.6).

Таблиця 1.6.

Оцінка плавності ходу

Діапазон частот, Гц	Параметри	Допустимі значення параметрів
1 - 6	Швидкість зміни віброприскорення	12,6 м/с ²
6 - 20	Віброприскорення	0,33 м/с ²
20 - 60	Віброшвидкість	2,7 м/с ²

Таким чином, у ході різноманітних досліджень було розроблено стандарти з оцінки та нормування плавності ходу автотранспортних засобів.

Міжнародний стандарт ISO 2631 - 78 «Посібник з оцінки дії загальної вібрації на організм людини», а також ГОСТ 12.1.012 - 90 «Система стандартів

безпеки праці. Методи випробувань на плавність ходу враховують ті ж фізичні фактори, крім тривалості дії вібрації. Оцінка відчуттів проводиться в діапазоні частот 1 - 90 Гц, який може бути представлений в октавних або третьоктавних смугах. Для октавної смуги є верхня і нижня межі та середня частота, причому верхня гранична частота вдвічі більша за нижню.

Відчуття людини під час коливань оцінюються за прискореннями при коливаннях великої амплітуди та частотах 0,5 - 5 Гц і за швидкістю при коливаннях малої амплітуди та частотах 15 - 80 Гц. Кожній октавної або третьоктавної смугі відповідає ваговий коефіцієнт, необхідний для приведення середнього квадратичного значення віброприскорення до частот, при яких організм людини найбільш чутливий до коливань. 4-8 Гц - для вертикальних коливань, 1-2 Гц - для горизонтальних коливань.

Таблиця 1.7.

Характеристики октавних смуг частот

Середні геометричні частоти октавних смуг, Гц	Граничні частоти октавних смуг, Гц		Вагові коефіцієнти чутливості		L_{kz_i} , Дб	σ_{zi} , м/с ²	$L_{\sigma_{zi}}$, Дб
	нижня	верхня	Z_0	X_0			
1,0	0,8	1,4	0,50	1,0	-6	1,10	121
2,0	1,4	2,8	0,71	1,0	-3	0,79	118
4,0	2,8	5,6	1,00	0,5	0	0,57	115
8,0	5,6	11,2	1,00	0,25	0	0,6	116
16,0	11,2	22,4	0,50	0,125	-6	1,13	121

Таблиця 1.8.

Характеристики третьоктавних смуг частот

Середні геометричні частоти третьоктавних смуг, Гц	Граничні частоти смуг, Гц		Вагові коефіцієнти чутливості		L_{kz_i} , Дб	σ_{zi} , м/с ²	$L_{\sigma_{zi}}$, Дб
	нижня	верхня	Z_0	X_0			
0,8	0,70	0,89	0,45	1,00	-7	0,71	117
1,0	0,89	1,12	0,50	1,00	-6	0,63	116
1,25	1,12	1,41	0,56	1,00	-5	0,56	115
1,6	1,41	1,80	0,63	1,00	-4	0,50	114
2,0	1,80	2,25	0,71	1,00	-3	0,45	113
2,5	2,25	2,81	0,80	0,80	-2	0,40	112
3,15	2,81	3,55	0,90	0,63	-1	0,355	111
4,0	3,55	4,50	1,00	0,50	0	0,315	110
5,0	4,50	5,60	1,00	0,40	0	0,315	110
6,3	5,60	7,07	1,00	0,315	0	0,315	110

8,0	7,07	9,00	1,00	0,25	0	0,315	110
10,0	9,00	11,2	0,80	0,20	-2	0,40	112
12,5	11,2	14,1	0,63	0,16	-4	0,50	114
16,0	14,1	18,0	0,50	0,125	-6	0,63	116
20,0	18,0	22,4	0,40	0,10	-8	0,80	118

Інтенсивність вібрацій визначається за допомогою середнього квадратичного значення вертикального віброприскорення або контрольованого параметра $\sigma_{\ddot{z}}$ та його логарифмічного рівня

$$L_{\sigma_{\ddot{z}}} = 201g \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{\sigma_{\ddot{z}0}}, \quad (1.3)$$

де граничне середнє квадратичне значення вертикального віброприскорення м/с. $\sigma_{\ddot{z}0} = 10^{-6}$

При аналізі вібраційного навантаження на людину показниками, що нормуються, є одночислові параметри - інтегральна оцінка або спектр вібрації - роздільно-частотна оцінка.

При інтегральній оцінці йдеться про значення значення контрольованого параметра, що коригується за частотою, за допомогою якого враховується неоднорідність сприйняття людиною вібрації з різним спектром частот. Кориговане за частотою значення контрольованого параметра та його логарифмічний рівень обчислюються таким чином:

$$\overline{\sigma_{\ddot{z}}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{z}i} \sigma_{\ddot{z}i})^2}, \quad L_{\overline{\sigma_{\ddot{z}}}} = 101g \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{\sigma_{\ddot{z}i}} + L_{k_{\ddot{z}i}})}, \quad L_{k_{\ddot{z}i}} = 201g k_{\ddot{z}i}. \quad (1.4)$$

де $\sigma_{\ddot{z}i}$, $L_{\sigma_{\ddot{z}i}}$ - середнє квадратичне значення параметра, що коригується, і його логарифмічний рівень в i -ої октавної або третьоктавної частотної смугі,

$k_{\ddot{z}i}$, $L_{k_{\ddot{z}i}}$ - ваговий коефіцієнт для середнього квадратичного значення контрольованого параметра та його логарифмічний рівень у i -ій смугі частот,

n - Число смуг у нормованому діапазоні частот.

При роздільно-частотній оцінці для визначення вібраційного навантаження на людину нормованим показником є середнє квадратичне значення віброприскорення або його логарифмічний рівень октавних або третьоктавних смугах частот.

У зв'язку з тим, що при використанні різних методів виходять різні результати, рекомендується використовувати роздільно-частотну оцінку як

більш точні результати.

Для оцінки вібронавантаженості піддресорних мас вантажного автомобілів, тягача, самоскида прискорення вимірюють у характерних точках лівого лонжерону: над переднім мостом; над заднім мостом двовісного

автомобіля та посередині між середнім та заднім мостами тривісного автомобіля. Для двовісного причепа характерними точками є точки на лівому лонжероні над обома мостами; для напівпричепа точки на підлозі платформи кузова, зліва від вертикальної осі, що проходить через сидельно-зчпний

пристрій на відстані, що дорівнює половині колії задніх коліс тягача, а також на

лівому лонжероні рами над заднім мостом. Для причепів та напівпричепів з двома або декількома задніми мостами характерні точки – посередині між крайніми мостами задньої колії в'їзка, у спеціальних автомобілів, створюваних з урахуванням вантажних і пасажирських автомобілів, прискорення вимірюють на підлозі вантажний платформи чи рами над заднім мостом.

Таким чином, у таблиці 1.9 наведено граничні технічні норми плавності ходу вантажних автомобілів, тобто, позначено середні квадратичні значення віброприскорень, що діють у діапазоні частот 0,7 – 22,4 Гц. У цій таблиці

ділянки доріг відповідають наступним покриттям: I – цементобетонне, динамометричне з СКЗ нерівностей 0,6 см; II - бруківка бруківана без вибоїн (спеціальна бруківана дорога) з СКЗ нерівностей 1,1 см; III бруківка з вибоїнами (спеціальна ділянка) з СКЗ нерівностей 2,9 см

Таблиця 1.9.

Граничні технічні норми плавності ходу вантажних автомобілів

Номер ділянки дороги	Кориговані значення віброприскорень на сидінні, m/s^2 , не більше			СКЗ вертикальних віброприскорень у характерних точках піддресоренної частини, m/s^2 , трохи більше $\sqrt{D_z}$
	$\sqrt{D_z}$ _{кор}	$\sqrt{D_x}$ _{кор}	$\sqrt{D_y}$ _{кор}	
I	1,00	0,65	0,65	1,30
II	1,50	1,00	0,80	1,80
III	2,30	1,60	1,60	2,70

РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ РУХУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИ ВИПАДКОВОМУ ВПЛИВІ

Для аналізу процесу руху автомобіля дорогами різного типу та розробки методики вибору проектних параметрів системи підресорювання необхідно скласти математичну модель коливального процесу, яка дозволить за допомогою математичних залежностей описати дію технічного об'єкта у навколишньому середовищі. Згідно з визначенням, даним А. А. Ляпуновим

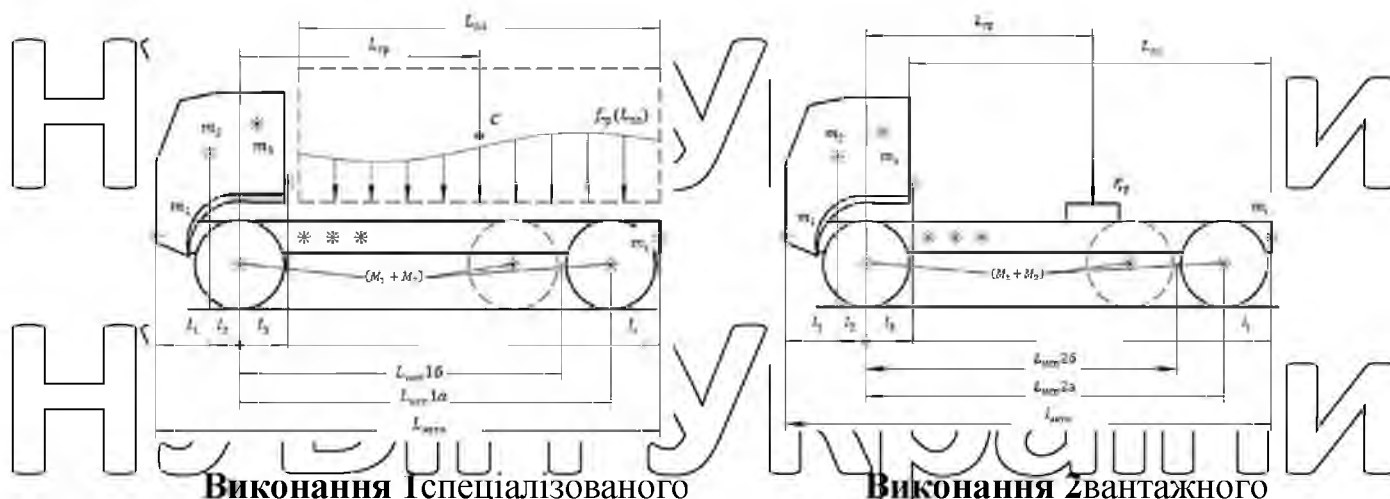
математичне моделювання - це опосередковане практичне і теоретичне дослідження об'єкта, при якому безпосередньо вивчається не сам об'єкт, що цікавить нас, а деяка допоміжна штучна або природна система, яка:

- 1) знаходиться в деякій об'єктивній відповідності до пізнавального об'єкта;
- 2) здатна замінювати їх у певних відносинах;
- 3) дає при її дослідженні, в кінцевому рахунку, інформацію про модельований об'єкт.

Таким чином, для складання математичної моделі нам необхідно для початку визначити схему, що найбільш точно характеризує процес руху вантажних автомобілів, а потім скласти ряд математичних залежностей, що описують її роботу.

У ході досліджень бралися до уваги двовісні та тривісні вантажні автомобілі, які в залежності від типу та призначення, а також від характеру вантажу можуть бути представлені в наступних варіантах виконання, кожен з яких є зразковим та застосовним на стадії проектування виробу (рис. 2.1.):

1. спеціалізоване АТ, що має в основі шасі раму призначену для встановлення різноманітних кузовів залежно від характеру перевозимого вантажу;
2. магістральний автомобіль-тягач призначений для перевезення вантажів у складі напівпричепа.



Виконання 1 спеціалізованого

вантажного автомобіля: а –
двовісного; б - тривісного

Виконання 2 вантажного

автомобіля-тягача: а – двовісного; б
- тривісного

Рис. 2.1. Розрахункова схема двовісних та тривісних автомобілів у виконанні 1 та 2

Основними масово-геометричними параметрами розрахункової схеми є масові та геометричні характеристики навісного обладнання m_i, l_i ; розподілена маса рами $M_{\text{рами}}$ та її геометричні розміри – довжина $l_{\text{авто}}$, ширина $B_{\text{авто}}$ (рис. 2.1.-б); масові характеристики мостів з гальмами $M_{i1}^{\text{мост}}$; колісна база L відповідного виконання та масова характеристика мостів $M_{i2}^{\text{мост}}$; величина $L_{\text{пл}}$ що характеризує у виконанні довжину 1 вантажної платформи, у виконанні довжину 2 сидельного пристрою; маса перевозимого вантажу $M_{\text{ван}}$, включаючи масу вантажної платформи (або у виконанні 2 включаючи подресорену масу спорядженого напівпричепа); становить центру ваги вантажу $l_{\text{ван}}$ характер розподілу вантажу $f_{\text{ван}}(L_{\text{пл}})$ вздовж вантажної платформи у виконанні 1 і відповідне значення зосередженої сили $F_{\text{ван}}$. У виконанні 2 зусилля $F_{\text{ван}}$, що припадає на вузол кріплення напівпричепа до сидельного пристрою, приймається зосередженим у точці А. При цьому зусилля $F_{\text{ван}}$ визначається виходячи зі значення наведеної маси підресореної напівпричепа $M_{\text{НП}}$ розташованої над задніми підвісками спорядженого автомобіля-тягача.

Наведена підресорна маса напівпричепа визначається залежністю:

$$M_{\text{НП}} = M_{\text{ван}} \cdot [l_{\text{снп}} M_{\text{авто}} + L_{\text{НП}}] \quad (2.1.)$$

де $l_{\text{снп}}$ – відстань від задньої осі напівпричепа до центру ваги

спорядженого автомобіля-тягача;

$L_{\text{нп}}$ - відстань від передньої осі автомобіля до задньої осі напівпричепа.

2.1. Узагальнення наявної інформації про дорожні умови експлуатації

для вантажних автомобілів, що перевозять вантаж сільськогосподарського призначення.

Для оцінки коливань автотранспортних засобів необхідно мати інформацію про характеристики як динамічної системи, а й джерела обурень,

тобто про дорожній поверхні, якою воно здійснює рух. Таку інформацію можна

отримати за допомогою дослідження обурення - рельєфу дороги, вираженого у функції часу. При цьому потрібно мати на увазі, що в різні моменти часу

автомобіль рухається дорогами різного типу і з різною швидкістю, а встановити

певну закономірність у нерівностях, що зустрічаються на її шляху, практично

неможливо, так як це випадкове явище, а взаємодія машини з дорогою буде

випадковим подією. Отже, можна сказати, як і функція обурення є випадковою функцією з випадковими значеннями амплітуд коливань.

Як було сказано в розділі 1, профіль дороги, з урахуванням впливу його на автомобіль, ділиться на три складові: макропрофіль, мікропрофіль та

шорсткість. При дослідженні коливань автомобіля найбільш зручним є

використання як функція обурення мікропрофілю, так як його можна вважати стаціонарним та ергодичним випадковим процесом з нормальним законом

розподілу та амплітудою, що не перевищує 1м, а відсутність у його реалізації

шорсткостей істотно спрощує практичне використання.

Якщо розглядати один запис випадкової функції поздовжнього мікропрофілю дороги, то йтиметься про її реалізацію, а повторні записи такої

ділянки утворюють сукупність реалізацій. Якщо позначити рух автомобіля як

рівномірний і врахувати, що $x = vt$, можна перейти від випадкової функції до

випадкового процесу. Тоді випадковий процес $q(x)$ - сукупність нескінченної кількості реалізацій, $-\infty < x < \infty$.

Основними статистичними характеристиками випадкового процесу є:

математичне очікування мікропрофілю, середнє квадратичне відхилення та дисперсія ординат, а також кореляційна функція та спектральна щільність процесу.

Математичне очікування - середнє значення ординати мікропрофілю дороги, що відраховується від деякої горизонталі [108]:

$$q_{d, \text{сер}} = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_d(x) dx, \quad (2.2.)$$

де l - довжина ділянки дороги.

Надалі зручно центрувати випадкову функцію, що дозволяє приймати математичне очікування $z_{d, \text{сер}} = 0$, тобто відраховувати ординати мікропрофілю від середнього значення.

Дисперсія випадкової функції мікропрофілю дороги дозволяє охарактеризувати розкид випадкової величини щодо її середнього значення:

$$D_z = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_d^2(x) dx, \quad (2.3.)$$

Середнє квадратичне відхилення:

$$\sigma_z = \sqrt{D_z}, \quad (2.4.)$$

Кореляційна функція відображає ймовірнісний зв'язок між координатами мікропрофілю по довжині ділянки дороги:

$$R_q(t_q) = \lim_{l \rightarrow \infty} \frac{1}{l} \int_0^l q_d(x) q_d(x+t) dx, \quad (2.5.)$$

По суті, вище представленої формулі кореляційної функції, $t = x_2 - x_1$ характеризує як довжину ділянки дороги, так і величину зміщення.

Тому за відсутності усунення вийде дисперсія ординат аналізованої реалізації дорожньої поверхні, тобто $R(0) = D_z$. Набагато зручнішим у використанні виявляється безрозмірний параметр нормованої кореляційної функції ρ :

$$\rho = \frac{R_q(l)}{R_q(0)} \quad (2.6.)$$

Всі нормовані кореляційні функції носять спадний різною мірою характер. Завдяки цьому їх можна розділити на: монотонні функції, що швидко зменшуються, які характеризують дороги з переважанням виступів і западин

(бруківка): повільно спадаюча монотонна функція, що характеризує дороги з переважанням нерівностей у вигляді довгих хвиль (цементобетонне, асфальтове покриття); складна функція, що представляє суму монотонно спадної та коливальної функції, що характеризує дорожню поверхню з появою хвиль переважаючої частоти (сильно зношена, деформована поверхня).

Поруч із наведеними вище характеристиками широко використовується така характеристика статистичних властивостей як спектральна щільність. Спектральна щільність висот нерівностей характеризує частотний склад мікропрофілю поверхні, тобто дає уявлення про переважаючі частоти при випадковому процесі. Основний аргумент спектральної густини – «частота дороги»:

$$\theta = \frac{2\pi}{L} = \frac{\omega}{v}(M-1), \quad (2.7)$$

де L - довжина нерівності,

ω - частота коливань, що викликаються нерівністю дороги (s^{-1}),

v - швидкість автомобіля (м/с).

Спектральна щільність є прямим функціональним перетворенням Фур'є [124], тобто:

$$S_q(\theta) = \int_{-\infty}^{\infty} R_q(l) e^{-i\theta l} dl, \quad (2.8)$$

За умови, що $e^{\pm i\theta l} = \cos\theta l \pm i \sin\theta l$, можна записати:

$$S_q(\theta) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l) \cos\theta l dl, \quad (2.9)$$

Використовуючи зворотне функціональне перетворення Фур'є, можна отримати кореляційну функцію:

$$R_q(l) = \int_0^{\infty} S_q(\theta) \cos\theta l d\theta, \quad (2.10)$$

Кореляційна функція як і функція спектральної щільності дають однаково повну інформацію про випадковому процесі. Однак саме спектральну щільність використовують для аналізу та розрахунків коливань автомобіля при випадкових впливах, оскільки саме вона більш повно характеризує частотні складові.

Таким чином, можна перейти безпосередньо до моделювання

мікропрофілю, яке здійснюватиметься залежно від вибраного виду математичного опису дорожньої поверхні. Оцінити дорогу можна кількома способами.

Подання статистично за допомогою спектральної щільності ординат доречно, коли йдеться про нерівності випадкових розмірів, що безперервно чергуються.

При детерміністичній оцінці, тобто у разі хвилеподібності чи одичної нерівності, мікропрофіль розглядають як поєднання окремих нерівностей, що характеризуються довжиною, висотою, формою та чергуванням. У зв'язку з тим, що автомобільна шина має здатність, що згладжує, можна вважати профіль нерівностей синусоїдальним щодо середньої лінії нерівності. Щодо площини дороги, крива буде зміщена на величину q_0 (рис. 2.3.1).

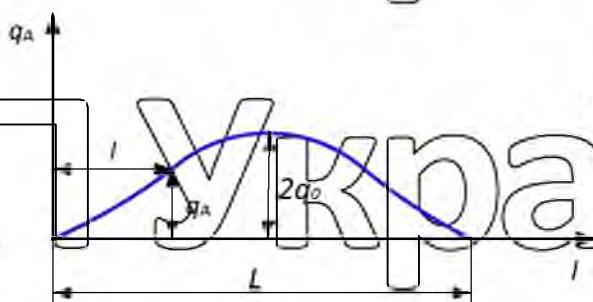


Рис. 2.2. Нерівність синусоїдального профілю

Для поточного значення d_z рівняння профілю нерівності має вигляд:

$$q_d = q_0 \left(1 - \cos 2\pi \frac{l}{L} \right) \quad (2.11)$$

де q_0 - амплітуда нерівностей дороги;

L - довжина дорожньої нерівності.

Якщо рух автомобіля рівномірний $l = vt$ зі швидкістю v (м/с) за час t (с), то

$$q_d = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{L} t \right) = q_0 (1 - \cos \omega t), \quad \omega = \frac{2\pi v}{L}, \quad (2.12)$$

При поодиноких нерівностях поняття частоти як таке втрачає сенс. У цьому випадку частоту ω пов'язують із часом проїзду нервовості чи тривалості дії обурення.

У деяких дослідженнях за профіль одичної нерівності приймають напівхвилі синусоїди.

$$q_d = 2q_0 \sin \omega t, \quad 0 \leq \omega t \leq \pi, \quad (2.14.)$$

Аналіз і порівняння коливань, спричинених одичною нерівністю і коливань, викликаних гармонійним обуренням, показали відносно невелику і незначну відмінність, тому в цих випадках можливе застосування мікропрофілю як синусоїдальної поверхні.

Автотранспортний засіб, пересуваючись дорогами будь-якого типу, ніколи не може бути застрахований від проїзду якихось поодиноких нерівностей, тому, безумовно, необхідно розглядати даний вид впливу при проектуванні систем підресорювання. Загалом має сенс використовувати конкретну реалізацію випадкового мікропрофілю дороги. Для отримання такої реалізації необхідно провести замір нерівностей дорожньої поверхні безпосереднім чи непрямым методом.

При використанні непрямого методу записуються коливання деякої динамічної системи при проїзді нерівностями, при безпосередньому методі – ординати профілю дороги. Запис може здійснюватися як безперервно, і дискретно, тобто з певним кроком. Безпосередній запис проводиться або методом нівелювання або шляхом прокочування шупа нерухомою балкою з подальшою її перестановкою. Таким чином, можна отримати досить точну інформацію про довгі та короткі нерівності, проте це буде дуже трудомістко.

Перевагою непрямих методів запису, що проводяться при експлуатаційних швидкостях, є велика продуктивність. Сутність таких методів полягає в прокочуванні деякої динамічної системи досліджуваної ділянки, коливання якої фіксуються і записуються.

Для розрахунку коливань вихідними даними є ординати ділянки дороги, задані з певним кроком. Недоліком є дуже великий обсяг числового матеріалу, що вводиться в обчислювальну програму, навіть за умови руху з постійною швидкістю. У зв'язку з цим поширене використання в розрахунку спектральної

щільності ординат мікропрофілю, яку можна знайти експериментально за допомогою спеціального набору фільтрів з необхідними характеристиками, що забезпечують точність розрахунку, або досвідченим шляхом з використанням кореляційної функції.

Аналіз коливань при початковому проектуванні елементів автомобіля не вимагає високої точності використання спектральної щільності дорожнього покриття, тому досить часто зустрічається спрощене вираження [133]

$$S_q(\theta) = a_1 \theta^{-b}, \quad (2.15.)$$

Для обчислення спектральної щільності обурення у формулі (26) спектральної щільності висот необхідно провести заміну:

$$S_q(\omega) = \frac{a \nu b^{-1}}{\omega^b}, \quad a = 2a_1 \pi, \quad (2.16.)$$

де a - постійний коефіцієнт, що відповідає значенню спектральної густини дороги при мінімальній хвильовій частоті;

b - показник ступеня, що характеризує хвилястість доріг

Значення цих коефіцієнтів представлені у таблиці 2.1

Таблиця 2.1

Параметри спектральної щільності мікропрофілю доріг, апроксимованою функцією типу (2.16.)

Покриття дороги	Середні значення параметрів	
	$a, \text{м}^3$	b
Асфальтобетонне	$0,55 \cdot 10^{-4}$	2
Булижне	$1,43 \cdot 10^{-4}$	
Грунтове	$9,73 \cdot 10^{-4}$	

Зазначимо, що під час вирішення завдання пошуку оптимальних параметрів системи підресорювання автомобіля необхідно аналізувати велику кількість варіантів віброзахисних систем, що дуже трудомісткою роботою з погляду витрат машинного часу.

В даний час застосовуються різні способи моделювання реалізацій випадкових процесів [124].

Моделюючи стаціонарний випадковий вплив з нормальним розподілом, необхідно мати лінійне перетворення стаціонарної послідовності x_k незалежних випадкових чисел на послідовність q_k . При цьому випадкова послідовність x_k подається на вхід лінійного дискретного фільтра, що формує на виході дискретний випадковий процес з заданою кореляційною функцією. Розглянемо докладніше алгоритм формування реалізацій випадкового процесу.

Для кореляційної функції рівняння формування ординат мікропрофілю одержують за формулою:

$$q_{k1} = a_{01}x_k^N + b_{11}q_{k-1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad a_{01} = \sigma_z \sqrt{1 - b_{11}^2}, \quad b_{11} = e^{a_{01}h}, \quad (2.17.)$$

де h - крок дискретизації;

x_k^N - значення нормально розподіленої випадкової величини x^N з параметрами $m_x = 0, \sigma_x = 1$.

Для кореляційної функції рівняння формування ординат мікропрофілю одержують за формулою

$$q_{k2} = a_{02}x_k^N + a_{12}x_{k-1}^N + b_{12}q_{k-1} + b_{22}q_{k-2}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (2.18.)$$

$$a_{02} = \sigma_q b_{02}, \quad a_{12} = \frac{\sigma_q a_{02}}{b_{02}}, \quad b_{02} = \sqrt{\frac{c_1 + \sqrt{c_1^2 - 4c_0^2}}{2}}, \quad b_{12} = 2e^{a_{02}h} \cos \beta_{\theta q} h \quad (2.19.)$$

$$b_{22} = -e^{2a_{02}h}, \quad c_0 = e^{-a_{02}h} (e^{-2a_{02}h} - 1) \cos \beta_{\theta q} h, \quad c_1 = 1 - e^{-4a_{02}h} \quad (2.20.)$$

У представленій роботі необхідна для розрахунків спектральна щільність амплітуд коливань автомобіля виходить за допомогою виразу кореляційної функції впливу, при цьому коефіцієнти, що входять до нього та характеризують різні типи доріг, представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Значення коефіцієнтів апроксимації кореляційної функції мікропрофілю поверхні доріг

Тип дороги	$\sigma_z, \text{м}$	A_1	$\alpha_{01}, \text{м}^{-1}$	A_2	$\alpha_{02}, \text{м}^{-1}$	$\beta_{02}, \text{м}^{-1}$
Асфальтобетонне	0,008	0,85	0,2	0,15	0,05	0,6
Булижне	0,0135	1	0,45	0	0	0
Грунтове	0,0272	1	0,4	0	0	0

2.2. Спосіб формування просторового випадкового дорожнього

впливу

Для спектрального аналізу просторової коливної системи під час проведення динамічних розрахунків необхідна просторова модель дорожнього впливу, задана з допомогою матриці взаємних спектральних щільностей з урахуванням таких припущень:

1. Колеса мають двосторонній зв'язок із дорогою, тобто не відриваються від опорної поверхні в процесі коливань;

2. Контакт колеса з дорогою точковий;

3. Розглядаються вертикальні складові дії.

Формуючи просторовий дорожній вплив, потрібна взаємна спектральна щільність мікропрофілю по двох колесах. Для її отримання можна скористатися залежністю Додса, отриманої виходячи з гіпотези ізотропності поля дорожнього впливу. Відповідно до цієї залежності, взаємна кореляційна функція мікропрофілю по двох колесах $R_v(t)$ виходить із кореляційної функції мікропрофілю однієї колії за допомогою автокореляційної функції поверхні (рис. 2.3.):

$$R_{qw}(t) = R_q \left(\sqrt{t^2 + \frac{B^2}{v^2}} \right). \quad (2.21.)$$

де B - ширина колії автомобіля,

v - швидкість руху.

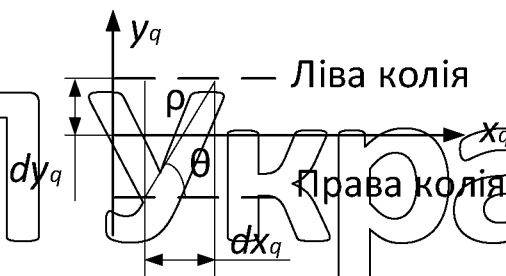


Рис. 2.3. Схема профілю дороги з урахуванням правої та лівої колії

Для отримання взаємної спектральної щільності яка повинна задовольняти умові функції когерентності, використовуємо перетворення Фур'є:

$$S_{qw}(f) = 2 \int_0^{\infty} R_{qw}(t) \cos(2\pi ft) dt. \quad (2.22.)$$

$$\gamma(f) = \frac{S_{qw}(f)}{S_c(f)} \leq 1. \quad (2.23.)$$

Зазначаючи просторовий вплив на автомобіль за допомогою відомих швидкості руху, колісної бази та статистичних характеристик, заміряних по одній колі, необхідно врахувати запізнення між переднім та заднім мостами автомобіля.

Нехай сигнал, що передається, являє собою стаціонарний випадковий процес $x(t)$ з нульовим середнім значенням. Припустимо, що сигнал теж стаціонарний і має нульове середнє:

$$y(t) = ax(t - \tau_0) + n(t) \quad (2.24.)$$

Величина a - постійний коефіцієнт загасання; $\tau_0 = \frac{d}{c}$ - постійне запізнення, рівне приватному від розподілу відстані d на швидкість поширення сигналу c ; $n(t)$ - некорельований шум на виході з нульовим середнім (рис. 2.4.)

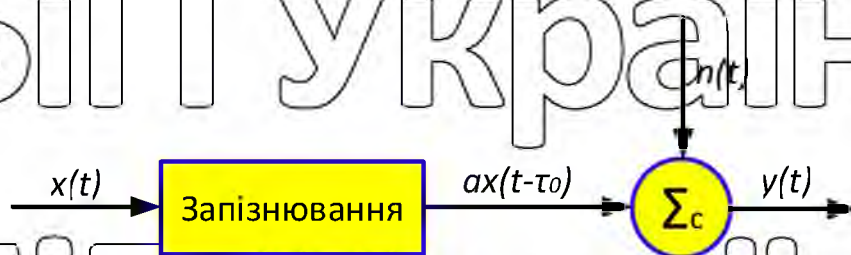


Рис. 2.4. Схема поширення сигналу в задані визначення запізнення

Функція взаємної спектральної щільності з урахуванням запізнення має

вигляд:

$$\begin{cases} S_{qw_{ij}}(\omega) \equiv S_{qw}(\omega) e^{-i2\pi\omega\tau_{ij}}, & \text{колеса відповідають одній колії} \\ S_{qw_{ij}}(\omega) = S_{qw_{LR}}(\omega) e^{-i2\pi\omega\tau_{ij}}, & \text{колеса відповідають різним коліям} \end{cases} \quad (2.25.)$$

де τ_{ij} - час запізнення між мостами i та j .

$S_{qw_{LR}}(\omega)$ - функція взаємної спектральної щільності з урахуванням правої та лівої колії.

Тепер неставимо найбільш зручну нумерацію точок впливу згідно з рис. 2.4 і представимо його у вигляді матриці взаємних спектральних щільностей:

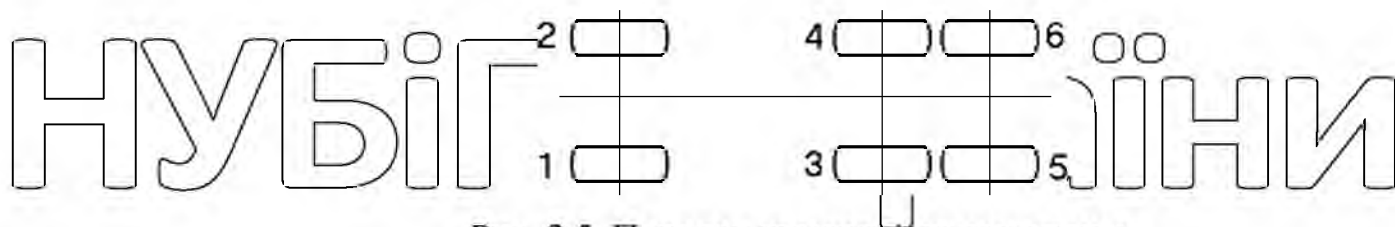


Рис. 2.5. Порядок нумерації точок впливу

$$S_{qv}(f) = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{51} & S_{52} & S_{53} & S_{54} & S_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

При безпосередньому побудові матриці необхідно користуватися апроксимаційним виразом функції спектральної щільності мікропрофілю (2.21).

У зв'язку з вище сказаним у ході досліджень, як частина наскрізного програмного забезпечення для розрахунків вібронавантаження, розроблений математичний спосіб застосування просторового випадкового впливу на автомобіль з боку дорожньої поверхні, принципова схема якого представлена на рис. 2.6.

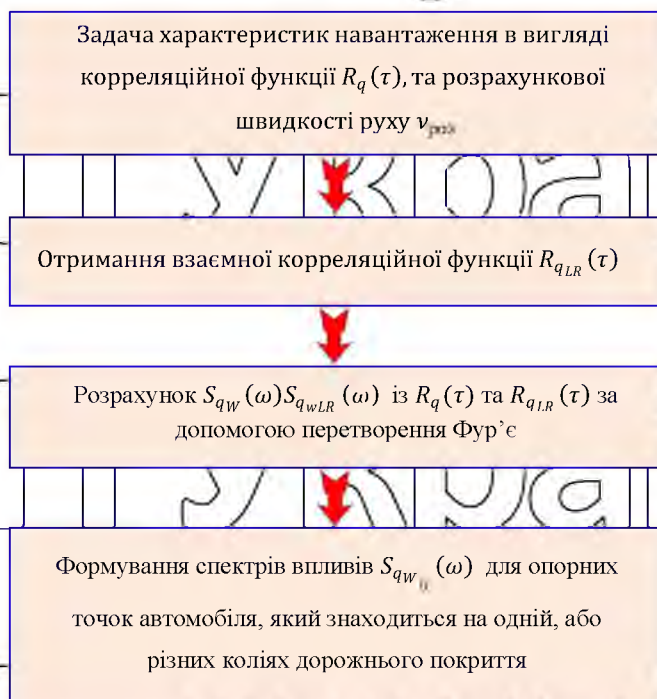


Рис. 2.6. Спосіб формування просторового випадкового дорожнього впливу на автомобіль

При безпосередньому формуванні дорожнього впливу, за допомогою програми ВПД є апроксимації спектральних щільностей для доріг кожного з трьох типів вводимо в програму, в результаті чого отримуємо текстовий командний файл, який при запуску в пакеті ANSYS дозволяє сформувати матрицю спектральних щільностей, а також побудувати графіки спектральних щільностей коливної системи автомобіля. На рис. 2.7 представлений фрагмент програми ВПЛИВ.

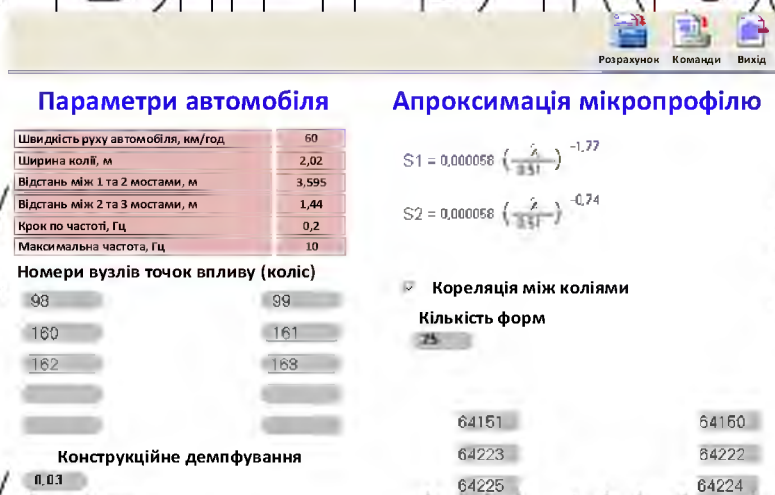


Рис. 2.7. Бхідні параметри програми ВПЛИВ для руху автомобіля по асфальтобетонному покриттю зі швидкістю 60 км/ГОД

2.3. Основні припущення та формування динамічної моделі динаміки руху вантажних автомобілів

Автомобіль є складною динамічною системою, що складається з підресорених частин, що представляють розподілену масу, що здійснює в процесі руху по дорогах різного типу вертикальні, поздовжньо-кутові та поперечно-кутові коливання на двох або більше пружних опорах, званих безпружинними частинами.

Грунтуючись на великій кількості досліджень, спираючись на низку стандартів та норм, а також керуючись багаторічним досвідом кафедри в галузі досліджень динаміки вантажних автомобілів, можна сказати.

Оцінка вібродоавантаженості несучих елементів провадиться по СКС вертикальних віброприскорень у характерних точках кузова. Власні форми

вертикальних коливань підвісок перебувають у діапазоні частот від 1 – 2 Гц. Власні форми поздовжньо-кутових та вертикальних коливань рами: 1 – 4 Гц. У діапазоні частот 0,7 – 22,4 Гц де рекомендується проводити дослідження динаміки системи «Дорога – система підресорювання – рама – кабіна – водій» знаходяться також власні форми крутильних та згинальних коливань рами: 7 – 9 Гц. Власні форми коливань кабіни лежать у діапазоні частот 16 – 18 Гц. При цьому основний внесок в оцінювану характеристику вібронавантаженості роблять саме власні форми поздовжньо-кутових і крутильних коливань кузова і підвісок. А отже, має сенс дослідження проводити в діапазоні 1 - 4 Гц.

Розрахункова модель динаміки руху вантажного автомобіля, представлена на рис. 2.8., дозволяє здійснювати передачу просторового зусилля від дорожнього полотна до опорних елементів автомобіля в процесі руху, а також оцінювати розподіл вібраційних навантажень за умов навантаження по довжині несучої рамної конструкції.

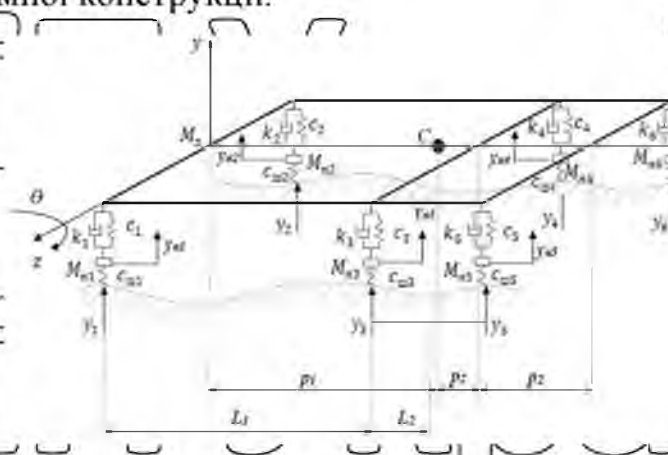


Рис. 2.8. Розрахункова модель динаміки руху вантажного автомобіля

Для аналізу розподілу вібраційних навантажень по довжині елемента, необхідно знати тип СП, а також її структурну схему (рис. 2.2.); основні жорсткісні та демпфуючі параметри підвісок c_i, k_i ; радіальну жорсткість шин $c_{ши}$; вагові характеристики, що припадають на раму автомобіля від навісного обладнання та вантажу, $G_i; G_{вд_i}$ - навантаження на провідну вісь; $G_{ван_i}$ - осьові навантаження вантаженого АТЗ. Важливими режимними параметрами для динамічного аналізу конструкції АТЗ є параметри, що визначають вертикальний вплив на опорні точки з боку дорожнього покриття, за яким

експлуатується виріб u_{di} , що проектується; проміжок розрахункових значень швидкості руху, що відповідає конкретному типу дорожнього покриття $[v_{min}^{роз} \dots v_{max}^{роз}]$; реакції, що виникають під час передачі впливу від дорожнього полотна до рами автомобіля R_i .

Позначимо ряд умов і припущень, що приймаються розробки розрахункової динамічної моделі.

1) розглядається автомобіль повної маси, кузов симетричний щодо поздовжньої осі x , деформаціями рами на кручення та вигин нехтуємо;

2) характеристики жорсткостей передньої та задньої підвісок, характеристики амортизаторів та радіальні навантажувальні характеристики шин лінеаризуються;

3) сухе тертя в ресорах та елементах підвіски приводиться до в'язкого;

4) рух автомобіля стаціонарний, центр ваги кузова розташований в поздовжній площині, в рамках відпрацювання запропонованої методики центр ваги рівномірно розподіленого вантажу відповідає його геометричному центру ваги;

5) враховується тільки вертикальна дія, поперечними та поздовжніми реакціями дороги нехтуємо;

6) осі мостів рухаються у площинах, перпендикулярних до площини рами, які моменти інерції щодо осей обертання коліс дорівнюють нулю;

7) контакт шини з дорогою точковий, враховується лише одна сила, що характеризується ординатою дорожньої поверхні під центром колеса;

8) колеса мають двосторонній зв'язок із дорогою, тобто відрив колеса від дороги відсутній.

Для пояснення деяких припущень слід зазначити таке. Подана на рис. 2.8.

динамічна система має досить велику кількість ступенів свободи, проте при вирішенні практичних завдань в основному обмежуються моделюванням лише трьох рухів кузова: поступального вздовж осі z і обертальних щодо осей x і y . Таким чином, у підресореній частині автомобіля можна позначити три ступені

свободи. Перший ступінь свободи визначається координатою z , тобто вертикальним рухом кузова на ресорах разом із центром мас. Другий ступінь свободи визначається узагальненою координатою α , яка характеризує

поздовжньо-кутові коливання, тобто повороти кузова щодо осі y . Третій ступінь свободи визначається узагальненою координатою β , що характеризує

поперечно-кутові коливання кузова щодо осі x . Тоді динамічна модель автомобіля є системою з семи або, у випадку багатовісного автомобіля, більш ступенями свободи. Загалом, це означає, що коливання безпружинних мас

зводяться до коливань коліс автомобіля. Будемо вважати, що n кількість коліс з

одного борту, тоді кількість додаткових узагальнених координат дорівнює $2n$, або загальній кількості коліс, а значить, у разі обліку коливань безпружинних частин автомобіля, число ступенів свободи становитиме $(2n + 3)$.

Розглянута динамічна модель призводить до дуже складної та громіздкої

математичної моделі, використання якої у процесі проектування автотранспортного засобу потребує великих витрат часу. Однак у нашому випадку на ранньому етапі проектування можливе застосування більш простих динамічних моделей. У зв'язку з вище сказаним, а також враховуючи прийняте

припущення про симетричність системи підресорювання щодо поздовжньої осі

x , що відповідає більшості автомобілів, можна розглядати коливання в поздовжній площині для системи з трьома ступенями свободи, і в поперечній – з двома ступенями свободи, незалежно один від одного. Більш того, приймемо

умову руху по дорожніх поверхнях щодо рівних і не мають явних і істотно

впливають на підсумковий результат відмінностей між впливом з боку правої

та лівої колії. Тому можна розглядати і аналізувати дві незалежні динамічні схеми поздовжньо-кутових і поперечно-кутових коливань представлені рис. 2.9,

де представлена схема застосовна як двоосного і багатовісного автомобілів.

Так, у випадку тривісного автомобіля, навантаження, що передається заднім

осям від поверхні дороги, буде розподілятися рівномірно між ними. При цьому

коливання другої та третьої осі будуть залежними, а навантаження на візок буде передаватися через вісь кріплення балансиру, яка ділить відстань між осями в

більшості випадків практично навіпл.

На даному рис. прийнято, G_{n1}, G_{n2} - передня і задня осові навантаження від безпружинних мас, G_n - вага підресорених частин автомобіля, $k_{ш1}, k_{ш2}$ -

сумарний коефіцієнт демпфування в шинах передніх і задніх мостів, $c_{ш1}, c_{ш2}$ -

сумарний коефіцієнт радіальної жорсткості в шинах передніх і задніх мостів, а

у випадку тривісного автомобіля мова буде йти про подвійні значення

сумарних коефіцієнтів жорсткості, тобто, $2c_{ш2}, k_{p1}, k_{p2}$ - сумарний коефіцієнт

демпфування пружного елемента передньої та задньої підвісок, c_{p1}, c_{p2} -

сумарний коефіцієнт жорсткості пружного елемента передньої та задньої

підвіски, K_1, K_2 - колія передніх та задніх коліс, b_n - відстань від передньої осі

до центру ваги підресорених частин автомобіля, l_n - відстань від задньої осі до

центру ваги підресорених частин автомобіля, b_{n1}, b_{n2} - відстань від центру ваги

до другої осі та від другої осі до третьої осі автомобіля, координата z , що

характеризує положення статичної рівноваги подресореної маси вагою G_n ,

z_{n1}, z_{n2} - координати, що характеризують положення статичної рівноваги

безпружинних передньої та задньої частин автомобіля, $z_{д1}, z_{д2}$ - координати,

що характеризують положення лінії математичного очікування мікропрофілю

дороги.,

Крім того, при розрахунках коливань має сенс, у зв'язку з небагато,

знехтувати демпфуванням в шинах, так як проєктований автотранспортний

засіб рух здійснює, порівняно, хороші дороги і ніяких особливих навантажень

на шини не виникатиме. Розрахунки показують, що й прийняти $k_{ш} = 0$, то

середнє квадратичне значення прискорень мас і деформацій пружних елементів

матимуть похибку 5 – 10% залежно від типу доріг і швидкості руху. Високе

значення демпфування в спеціальних шинах значно впливає на коливання

автомобіля. Отже, ми можемо перейти від схем, представлених рис. 2.9 – I до

схем, представлених рис. 2.9 – II.

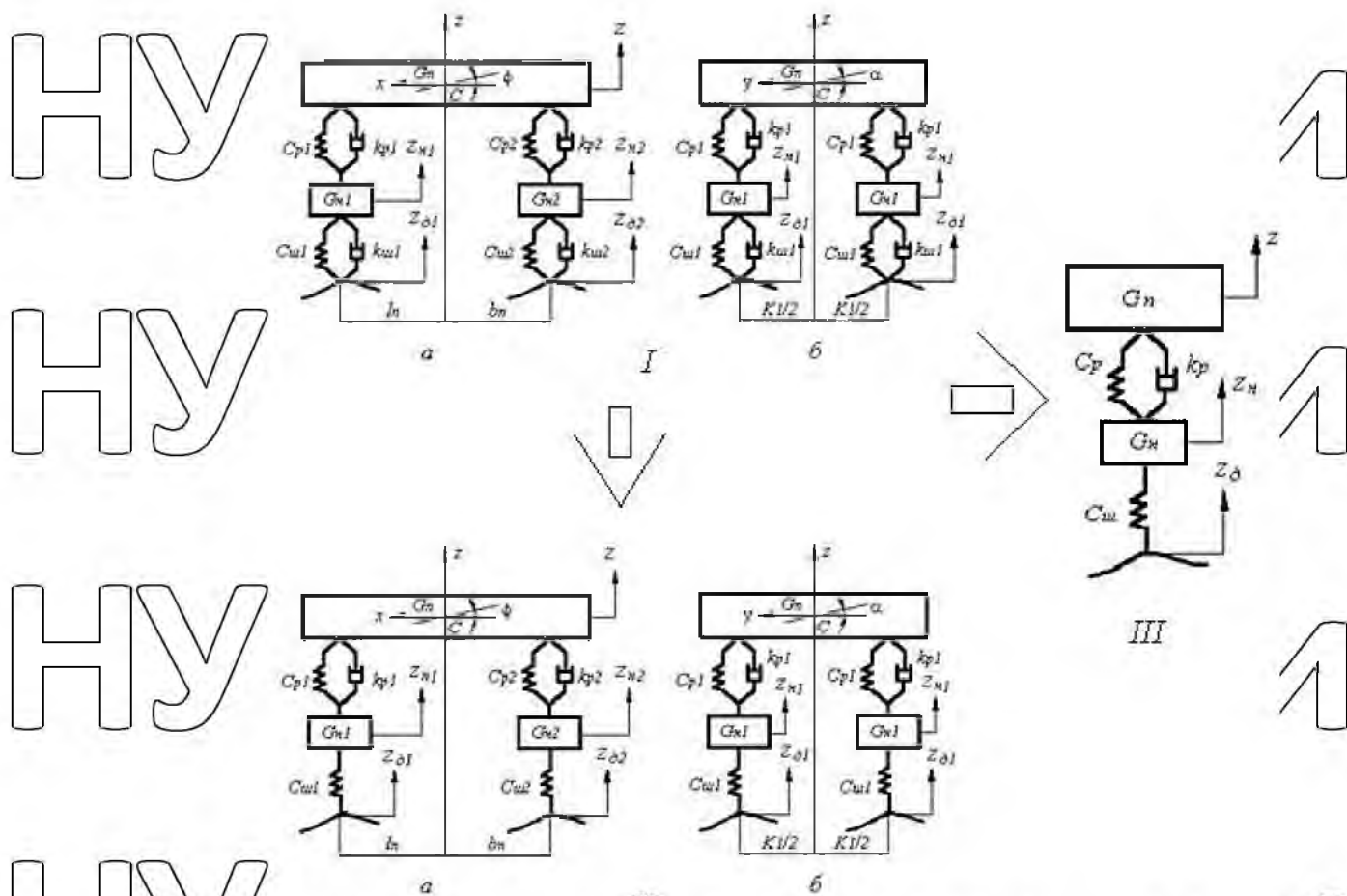


Рис. 2.9. Динамічна система підресорювання автомобіля

а) – у поздовжній площині; б) – передня частина автомобіля у поперечній площині. I – з урахуванням демпфування у шинах; II – без урахування демпфування у шинах; III – двомасова система підресори.

Представлені системи можна, у свою чергу, розбити на дві незалежні системи з двома та трьома ступенями свободи кожна за умови рівності коефіцієнта розподілу мас $\epsilon_y = 1$, який залежить від радіусу інерції ρ та відстаней від центру ваги до передньої та задньої осей (рис. 2.9. III).

$$\epsilon_y = \frac{\rho^2}{l_f b_n} \quad (2.27)$$

Зазначимо також, що при значеннях $\epsilon_y = 0,8 \dots 1,2$ коливання підресорної маси над передніми і задніми підвісками є практично незв'язаними, а при значеннях $\epsilon_y = 0,7 \dots 0,8$ і $\epsilon_y = 1,2 \dots 1,4$ взаємозв'язок цих коливань проявляється дуже слабо.

Таким чином, для забезпечення найбільш шкідливого та

економічного з точки зору часу, що витрачається, вирішення поставлених раніше питань для початку має сенс спрощувати складну просторову динамічну систему до розгляду окремої більш простої системи (рис. 2.9.) Це пов'язано з виникненням у просторовій моделі коливань вздовж усіх координатних осей і навколо них, що говорить про складний просторовий рух, в якому можна виділити найчіткіші та переважні коливання.

2.4. Моделювання просторової моделі вантажних автомобілів

Завдяки тому, що в даний час спостерігається дуже хороший рівень розвитку обчислювальної техніки, з'являється можливість дослідження коливань автотранспортних засобів використовувати безліч обчислювальних прикладних пакетів. Усі розрахунки під час дисертаційного дослідження проводилися з допомогою пакета кінцево-елементного моделювання ANSYS.

На рис. 2.10. представлена розроблена в цьому пакеті кінцево-елементна модель вантажного автомобіля виконання 1, з докладним описом конструкції та кінематики підвісок, адаптована для аналізу вібронавантаженості за різних умов навантаження.

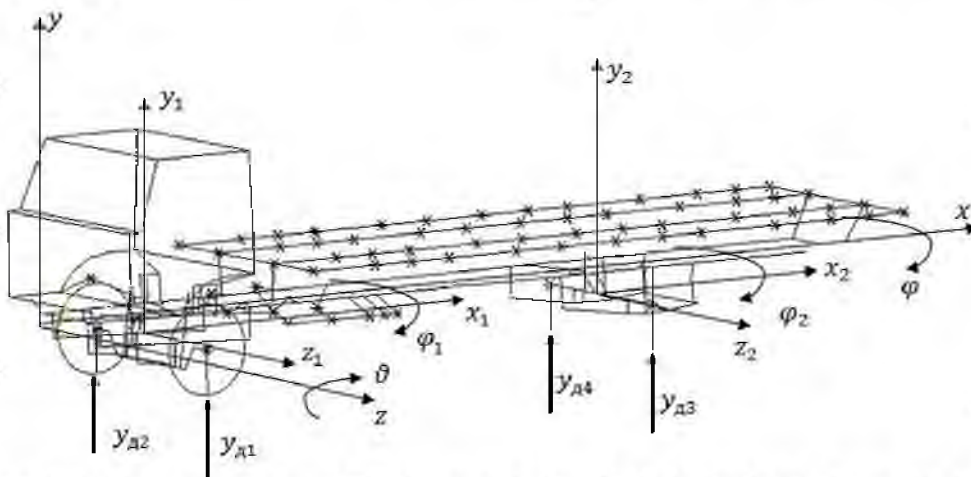


Рис. 2.10. Звичайно-елементна модель автомобіля у виконанні 1

Описується ця модель в основному за допомогою масових, а також балкових елементів, утворених вздовжніми осями, що проходять через центри перерізів мас або центри вигину. Балкові кінцеві елементи мають геометричні та міцнісні характеристики відповідних перерізів конструкції. Як меж

елементів (у вигляді вузлів кінцево-елементної моделі) приймають місця, в яких змінюються геометричні характеристики перерізів або властивості матеріалів, а також місця застосування навантажень і закріплень.

Грунтуючись на накопиченому досвіді з моделювання вантажних автомобілів, необхідно створити найбільш оптимальну з точки зору точності відтворення реальної конструкції та швидкості її розрахунку. Далі розглянемо принципи моделювання основних складових конструкцій автомобіля. Головними елементами при побудові моделі є абсолютно жорсткі та пружні балки, зосереджені та розподілені маси, елементи жорсткості та демпфування.

Рама та надрамник автомобіля. Спочатку рама та надрамник автомобіля прийняті абсолютно жорсткими, тому в пакеті ANSYS вони будуються як абсолютно жорсткі балкові елементи за допомогою пружної тривимірної балки BEAM4. Характеристики такого елемента немає сенсу обчислювати чи визначати експериментально, а необхідно взяти на два порядки більше, ніж в інших подібних елементах. Перебуваючи безпосередньо у повній моделі автомобіля, за допомогою таких елементів будуть передаватися дії від зосереджених мас чи інших балкових конструкцій до кронштейнів кріплення.

Колеса та шини. При побудові кінцево-елементної моделі колеса необхідно врахувати, що воно складається з шини, роз'ємного обода, бортового та замкового кільця, причому найбільший вплив на динамічну навантаженість автомобіля надають його радіус, довжина та ширина плями контакту, демпфуюча здатність та радіальна жорсткість. Радіус взятий середнім, а розмір плями контакту враховуватиметься при заданні дорожнього впливу. Тиск повітря в шинах передніх і задніх коліс при русі дорогами різного типу може бути різним.

Таким чином, модель колеса (рис. 2.12) складається з двох вузлів з'єднаних демпфуючим елементом COMBIN14 та елемента зосередженої маси MASS21, що відповідає вазі колеса, визначальними параметрами якого є маса та моменти інерції навколо трьох осей.

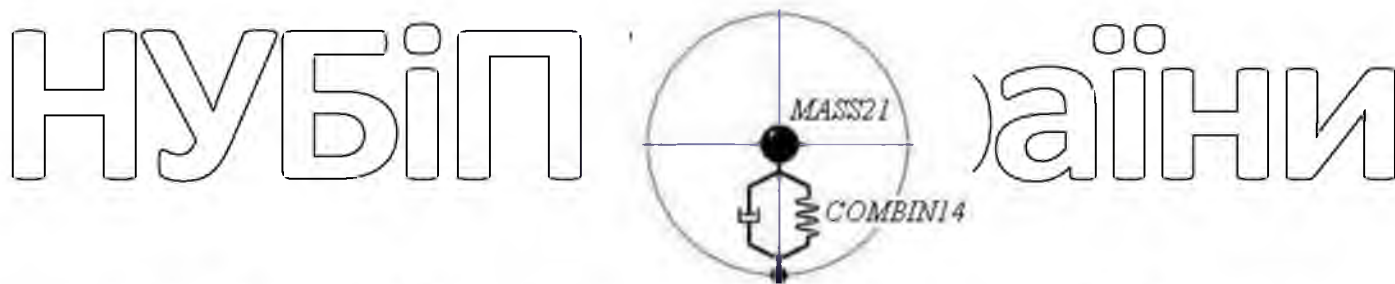


Рис. 2.11. Звичайно-елементна модель колеса

Для більшої точності під час проведення розрахунків модель може бути доповнена елементом, що моделює відрив колеса від дороги (для цього використовується комбінований елемент з можливістю включення параметрів жорсткості, демпфування та зазору). При використанні цього елемента його верхній вузол (вузол колеса) необхідно закріпити від поздовжніх і поперечних переміщень щодо нижнього вузла, до якого прикладаються переміщення, що відповідають дорожньому впливу.

Мости, передня та задня підвіски, бензобак. Ресорні підвіски моделювалися балочними елементами BEAM4. Характеристики цих елементів були підібрані такими, щоб відповідати жорсткостям реальних ресор, проте маси кінцево-елементних моделей виявляються менше мас реальних конструкцій. Для цього по довжині балок додано розподілену масу. Довжина балок відповідає довжині ресор, моменти інерції поперечного перерізу у вертикальній площині були визначені наступним чином, де K - вертикальна жорсткість ресор, отримана експериментально, L_p - довжина ресор, E - модуль пружності сталі:

$$I_z = \frac{k \cdot L_p^3}{48 \cdot E} \quad (2.28.)$$

Через те, що при динамічних розрахунках навантаженості нерухої системи автомобіля однієї вертикальної жорсткості ресор недостатньо, а експериментальних даних по жорсткості ресор у горизонтальному напрямку і крутильної жорсткості немає, то вони були задані приблизно, виходячи з розмірів поперечного перерізу ресори.

Для з'єднання передньої ресори з кроштейнами рами спереду шарнірно та ззаду зі ковзним кінцем використовувалися елементи COMBIN7.

Телескопічний амортизатор передньої підвіски моделюється за допомогою елемента COMBIN14 демпфування. Сухе тертя у передніх ресорах не моделювалося. Телескопічний амортизатор моделювався елементом демпфування COMBIN14.

Для з'єднання задньої ресори з мостом використовувався шарнірний елемент COMBIN7, а з вузлом кріплення до балансира ресора з'єднана жорстко. Нижні реактивні штанги з мостами та вузлом кріплення до балансира з'єднані також шарнірно. Верхні реактивні штанги з мостами та балансиром закріплені шарнірно. З балансиром вузли кріплення задніх ресор з'єднані шарнірними

елементами. Телескопічний амортизатор задньої підвіски моделювався елементом демпфування COMBIN14. Значення коефіцієнта опору цього елемента було прийнято рівним середнього значення для ходу стиснення та відбою амортизатора. Моделювання пружного пневматичного елемента підвіски було здійснено елементами COMBIN14, які з рівномірним кроком по периметру з'єднували дві контактні поверхні. Маса ці елементи не мають, а їхня сумарна жорсткість дорівнює жорсткості пневматичної пружини при нормальному тиску. Верхні реактивні штанги моделювалися «абсолютно жорсткими елементами» і шарнірно з'єднувалися з мостом та лонжеронами.

Мости автомобіля моделювалися пружними балками. Характеристики перерізів яких вибиралися відповідно до характеристик кожухів півосей, та зосередженими масами (рис. 2.13, 2.14).

Балка переднього моста моделювалася елементами BEAM4, інерційні характеристики яких приблизно (через складність геометрії балки) відповідали розмірам реальних перерізів моста. Маса, що бракує, була доповнена розподіленою по довжині балки масою.

Задній міст змодельований невагомими пружними балками BEAM4 та двома зосередженими масами, що відповідають масі маточини мосту з гальмами та масою двох коліс з колісним диском, а також масі картера заднього моста.

Звичайно-елементна модель бензобака є пружною балкою малої

жорсткості за умови, що недостатня маса такої балки компенсується масою розподіленою по її довжині.

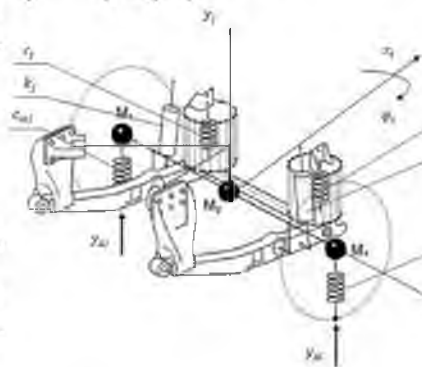


Рис. 2.12. Звичайно-елементна динамічна модель гідропневматичної підвіски

Платформа. Конструктивно вантажна платформа складається з жорсткої рамної основи та каркаса, що утримує двері та тент. Кріплення вантажної платформи до рами здійснюється через дерев'яні прокладки за допомогою 14 пружних болтів. Рамна основа складається з двох лонжеронів замкнутого перерізу та 13 поперечок. Вантаж моделювався масовими елементами MASS21.

Кабіна та двигун. При побудові кінцево-елементних моделей кабіни та двигуна використовувалися елементи зосереджених мас MASS21, розташовані в центрах ваги конструкцій та абсолютно жорсткі балки BEAM4, що моделюють каркас.

Під моделлю двигуна мається на увазі сам двигун, коробка передач та блок зчеплення. Жорсткість цієї збірки є дуже великою в порівнянні з жорсткістю елементів, якими вона кріпиться до рами. У зв'язку з цим двигун моделювався жорсткою балкою (елемент BEAM4 з великим поперечним перерізом). Довжина балки відповідає довжині двигуна. Маса, що бракує, також компенсувалася додатковою, розподіленою по довжині балки. Подушки двигуна моделювалися елементами MATRIX27, який дозволяє задавати різні жорсткості у різних напрямках. Зв'язок балки, що моделює двигун з елементами кріплення до рами, здійснювалася за допомогою «абсолютно жорстких балок» (елемент BEAM4 не має маси і має великий поперечний переріз і більшу жорсткість).

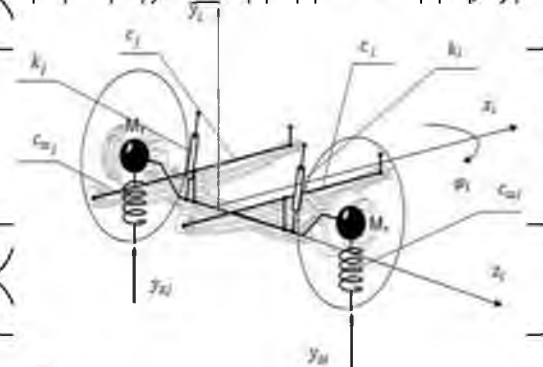


Рис. 2.13. Звичайно-елементна динамічна модель ресорної підвіски

Таким чином, для математичного опису коливального процесу АТЗ необхідно охарактеризувати його положення у просторі за рахунок ступенів свободи відповідних: вертикальному переміщенню кузова машини на ресорах y ; поздовжньо-кутовим θ та поперечно-кутовим φ коливанням кузова щодо центру мас; вертикальним коливанням мостів y_i ; поперечно-кутових коливань φ_i мостів щодо центру ваги.

Спосіб урахування сил сухого тертя $f_{тр}$ в дисипативних вузлах кінцево-елементної конструкції полягає в наступному. Для найпростішої механічної системи зв'язок двох вузлів здійснити за допомогою комбінованого елемента,

що враховує силу сухого тертя (рис. 27.). На вхід системи подати тимчасову реалізацію дороги. Відгук системи на цей вплив одержати у вигляді спектральної щільності $S_{y_{тр}}(\omega)$. Потім для цієї ж механічної системи зв'язок

вузлів здійснити за допомогою пружного демпфера і на виході також отримати спектральну щільність $S_{y_n}(\omega)$. Варіюванням значення коефіцієнта k необхідно домогтися збігу двох спектрів $S_{y_{тр}}(\omega) \equiv S_{y_n}(\omega)$. Значення k , при якому спектральні щільності збігаються, приймається як коефіцієнт зв'язкого тертя, еквівалентного силі сухого тертя для даного типу дороги та швидкості руху.

Розрахункова модель є спрощеною, що докладно описує тільки пружно-демпфуючі характеристики підвісок. У зв'язку з цим введено конструкційне тертя системи автомобіля, яке задається пропорційним Релеєвським демпфуванням $[R]$ за допомогою матриць мас $[M]$ і жорсткості $[C]$.

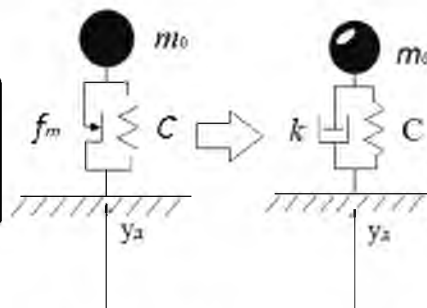


Рис. 2.14. Динамічні системи для отримання коефіцієнта зв'язкого тертя

Загальна система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} (M_1 \ddot{y}_i + M_2 \ddot{y}_i + c_1 (y_{ji} - y_i(t)) - k_i (z_i - z_{ki}) - r_i \cdot \text{sign}(z_i - z_{ki}) - c_0 (z_i - z_{ki})) &= 0; \\ M \ddot{z}_i - k_i \cdot (z_i - z_{ki}) + r_i \cdot \text{sign}(z_i - z_{ki}) - c_0 \cdot (z_i - z_{ki}) &= 0; \\ J_y \ddot{\alpha} + l_i (k_i \cdot (z_i - z_{ki}) + r_i \cdot \text{sign}(z_i - z_{ki}) + c_0 \cdot (z_i - z_{ki})) &= 0; \\ J_x \ddot{\beta} + \frac{bs}{2} (k_i \cdot (z_i - z_{ki}) + r_i \cdot \text{sign}(z_i - z_{ki}) + c_0 \cdot (z_i - z_{ki})) &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

Рівняння руху балкового елемента:

$$\left. \begin{aligned} m_0 dx \frac{d^2 y}{dt^2} &= f d\theta; \\ d\theta &= \frac{dx}{r} \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

Рівняння руху для обліку сил тертя у розрахунковій моделі систем підресорювання:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{y} + c y + f_d \text{sgn}(\dot{y}) &= y_d(t); \\ \text{sgn}(\dot{y}) &= 1, \dot{y} > 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) &= -1, \dot{y} < 0; \\ \text{sgn}(\dot{y}) &= 0, \dot{y} = 0; \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

характеристика конструкційного демпфування:

$$[R] = \alpha [M] + \beta [C], \quad (2.32)$$

$$\alpha = \frac{2\xi \omega_{max} \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}}, \quad \beta = \frac{2\xi}{\omega_{max} + \omega_{min}}, \quad (2.33)$$

диференціальне рівняння руху j -ої форми коливань:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j \omega_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = H_j \ddot{y}_d, \quad H_j = \{F_j\}^T [M] \{P_j\} \quad (2.34)$$

де α і β - коефіцієнти пропорційності;

ξ - відносний коефіцієнт демпфування;

ω_{max} , ω_{min} - кругові частоти, що є власними частотами коливань, що не загасають, прийнятих для визначення частотного діапазону, в якому формується реакція конструкції на вплив. Досвідченим шляхом встановлено, що з вантажних автомобілів значення постійних коефіцієнтів α і β варіюються не більше 0,002...0,008;

m_0 - маса одиниці довжини елемента;

r - радіус кривизни вигнутого елемента;

dx - довжина елемента;

f_i, f_j - зусилля, що виникають у відповідних вузлах;

ω_j - кругова частота j -ї форми коливань системи;

u_j - Узагальнена координата j -ої форми,

H_j - модальний коефіцієнт участі для j -ої форми,

$\{F_j\}$ - нормована матриця j -ої форми власних коливань;

$\{P\}$ - Вектор переміщення точок конструкції при переміщенні опори на одиницю довжини в напрямку впливу.

2.5. Аналіз характеристик динамічної навантаженості системи

вантажних автомобілів, що перевозять вантаж сільськогосподарського призначення.

На підставі запропонованої розрахункової моделі динаміки руху АТЗ були розраховані та побудовані характеристики системи віброізоляції для різних варіантів її конструктивного виконання та за різних умов навантаження.

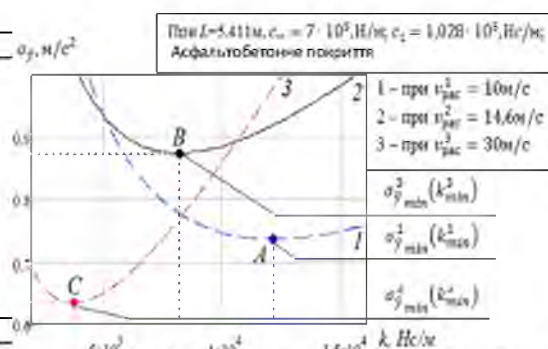


Рис. 2.16 Вплив демпфуючого коефіцієнта на середньоквадратичне відхилення вертикальних прискорень несучої конструкції вантажних автомобілів

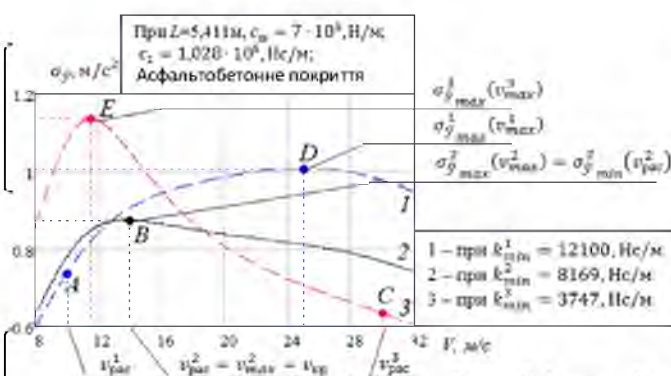


Рис. 2.17 Вплив зміни швидкості руху на середньоквадратичне відхилення вертикальних прискорень несучої конструкції

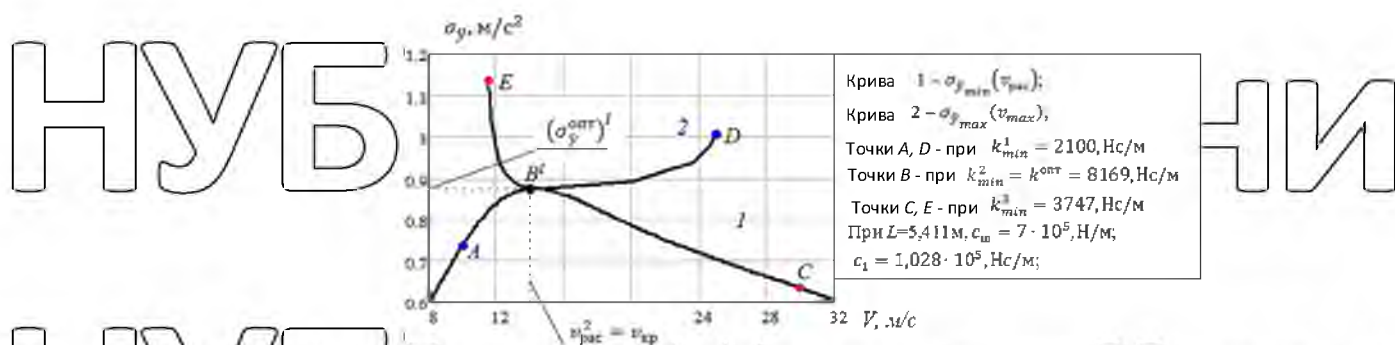


Рис. 2.18. Залежність середньоквадратичного відхилення вертикальних прискорень кузова від швидкості руху при відповідних значеннях демпфування

$k_{i_{min}}$

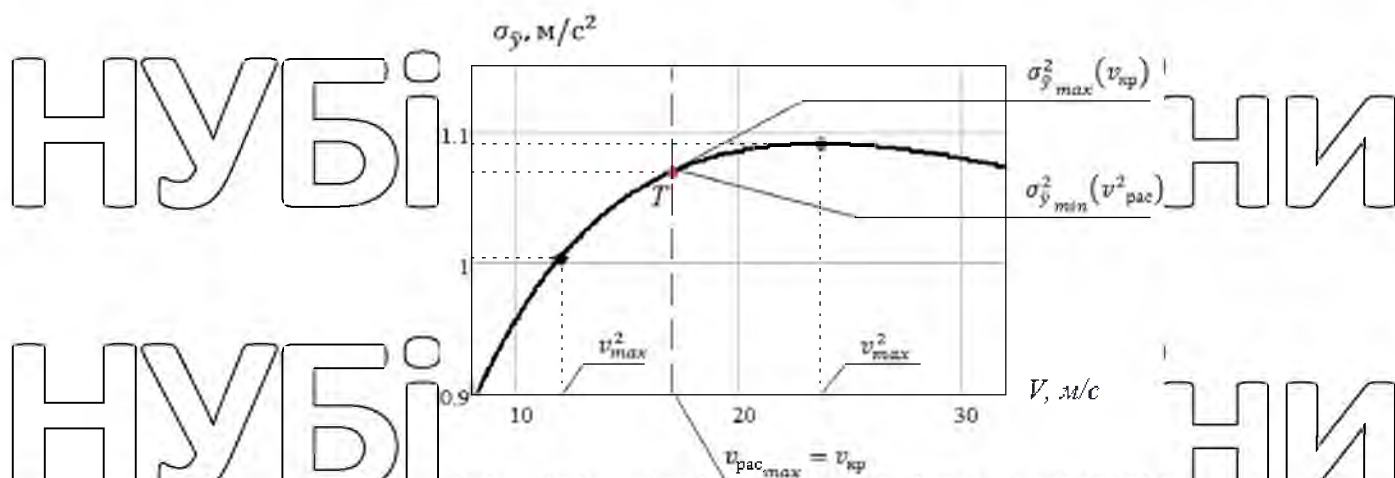


Рис. 2.19 - а

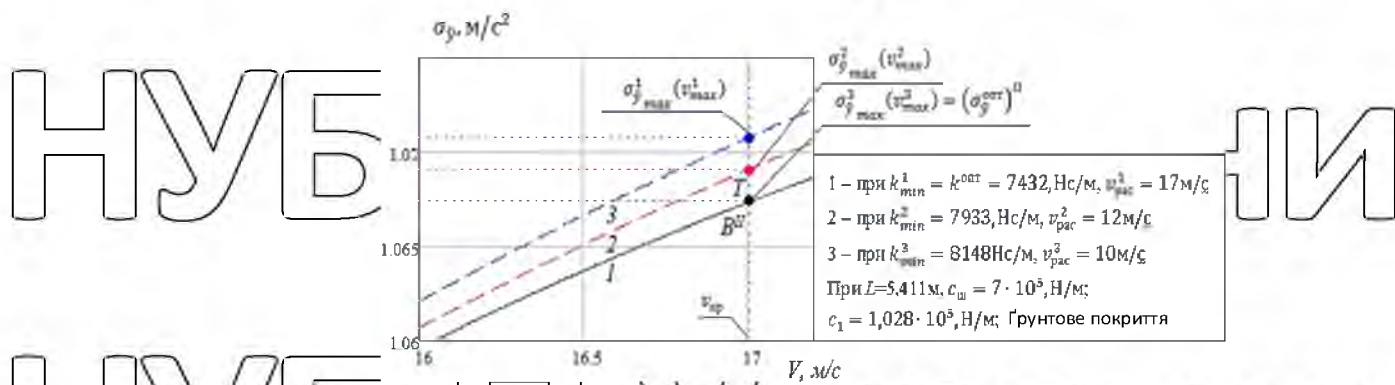


Рис. 2.19 - б

Рис. 2.19. Вплив зміни швидкості на середньоквадратичне відхилення вертикальних прискорень несучої конструкції при русі автомобіля дорогами з гравійним типом покриття

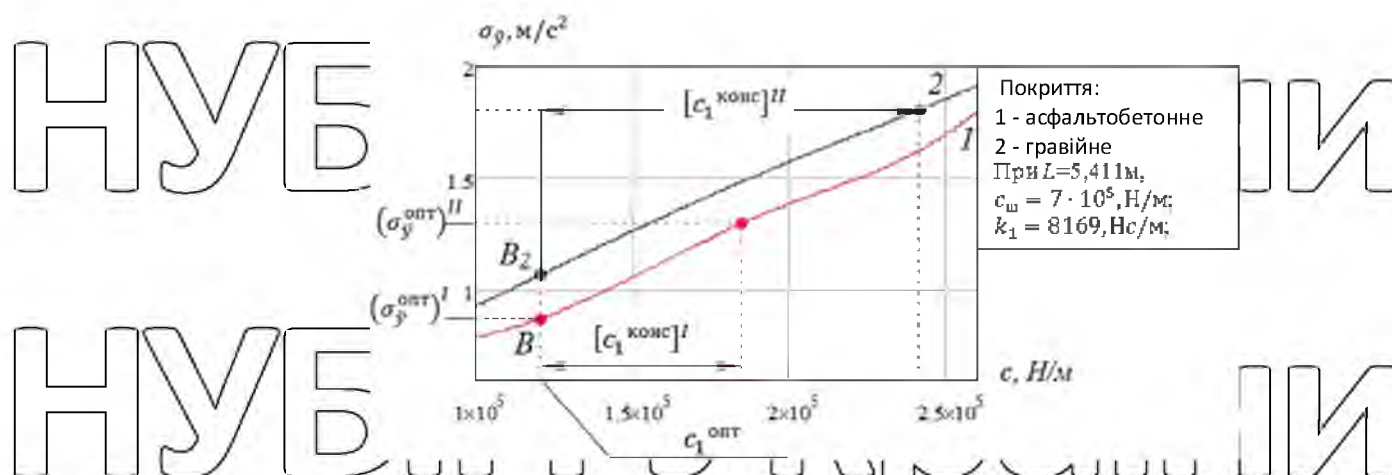


Рис. 2.20. Вплив пружного коефіцієнта підвіски на середньоквадратичне відхилення вертикальних прискорень

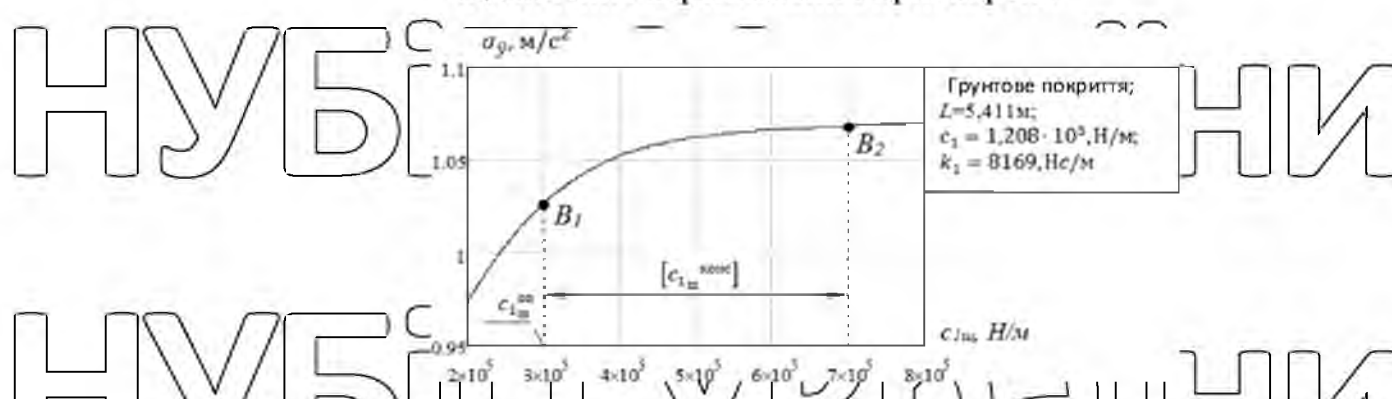


Рис. 2.21. Вплив пружного коефіцієнта шасі на середньоквадратичне відхилення вертикальних прискорень несучої конструкції

Аналіз характеристик системи віброізоляції будь-якого виконання АТЗ

показав, що:

1. при різних варіантах конструктивного виконання АТЗ і при русі по певному дорожньому покритті існує переважна величина демпфуючого коефіцієнта підвіски k^{opt} (рис. 2.9), яка, зі збільшенням швидкості руху, не призведе до різкого зростання вібронавантаження рамної конструкції автомобіля і забезпечить при цьому роботу підвіски з мінімальним

2. зі збільшенням пружних характеристик системи віброізоляції c та $c_{ш}$, вібронавантаження несучої рамної конструкції зростають (рис. 2.10). При

цьому дотримуючись взаємозв'язку цих параметрів $c_{ш}/c = 2,5 - 5$, вдається досягти зниження величини СКО вертикальних прискорень кузову σ_y .

3. Аналіз впливу параметра колісної бази на ступінь вібронавантаженості автомобіля показав доцільність вибору такого значення L

(в області N_1, N_2 точок рис. 2.11.), при якому вібрації передньої та задньої частин кузова будуть приблизно однаковими. Це дозволить підвищити характеристики міцності, так як і розподіл напруг по довжині лонжерону рами в цьому випадку буде більш рівномірним.

4. Для будь-якого виконання АТЗ при його русі дорогами будь-якого типу і з будь-якою швидкістю руху $v_{від}$ існує так звана максимальна швидкість v_{max} , при якій спостерігається найбільше значення СКО вертикальних прискорень $\sigma_{\ddot{y}_{max}}$. Для доріг хорошої якості з капітальним дорожнім одягом при

певному значенні амортизуючої характеристики k_{min} така швидкість є

критичною $v_{max} = v_{крит}$ що дозволяє досягти оптимального значення демпфуючого коефіцієнта k^{opt} (рисунок 2.9 б-в). При русі дорогами з полегшеним і перехідним дорожнім одягом граничне значення швидкості руху не перевищує $v_{відmax} = 60$. Значення v_{max} в цьому випадку знаходиться за

межами цього кордону (рис. 2.9-г), а в якості критичного рекомендується прийняти граничне значення $v_{відmax} = v_{кр}$ що також дозволить досягти оптимального значення демпфуючої характеристики k^{opt} .

Ефективність роботи системи віброізоляції багато в чому залежить від оптимального співвідношення всіх її параметрів, тому що навіть невелика зміна одного з них може призвести до значного зростання вібрацій кузова.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ЗА КРИТЕРІЮ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

3.1. Оптимальні процеси коливань вантажних автомобілів

Створення будь-якого технічного об'єкта необхідно в першу чергу починати з проектування, тобто уявити його у вигляді складної системи з взаємопов'язаними елементами, що цілеспрямовано функціонують, яка перебуває у взаємодії з навколишнім середовищем. Підходячи до процесу проектування системно, враховуються всі фактори, що впливають на його роботу, що дає високі показники якості та ефективності створеного об'єкта, іншими словами, оцінку оптимальності аналізованого варіанту. Автоматизоване проектування в основі має системний підхід і включає принципи декомпозиції (поділу), ієрархічності, ітеративності, локальної оптимізації та комплексного здійснення процесу проектування, що включає функціональний, конструкторський і технологічний аспекти. Кожен компонент цієї структури включає принцип локальної оптимізації, сутність якої полягає в застосуванні конкретних критеріїв оптимальності на кожному рівні декомпозиції; оптимізуються лише внутрішні параметри блоку, що проектується. Внутрішніми параметрами є параметри, у тому числі складається технічний об'єкт. Кінцева мета проектування – отримання такого технічного рішення, яке з усього числа можливих альтернатив забезпечує оптимальність параметрів об'єкта.

Таким чином, саме собою поняття оптимізації означає процес пошуку найкращого варіанта вирішення деякої задачі в умовах безлічі альтернатив. Перевага, що характеризує поняття «найкращий», визначається за допомогою однозначної чисельної характеристики об'єкта, що є скалярною функцією, що відображає мету пошуку, аргументи якої - керовані параметри. Така функція називається цільовою функцією $f(\ddot{x})$ чи функцією якості. Принцип формування завдання оптимізації представлений на рис. 3.1.

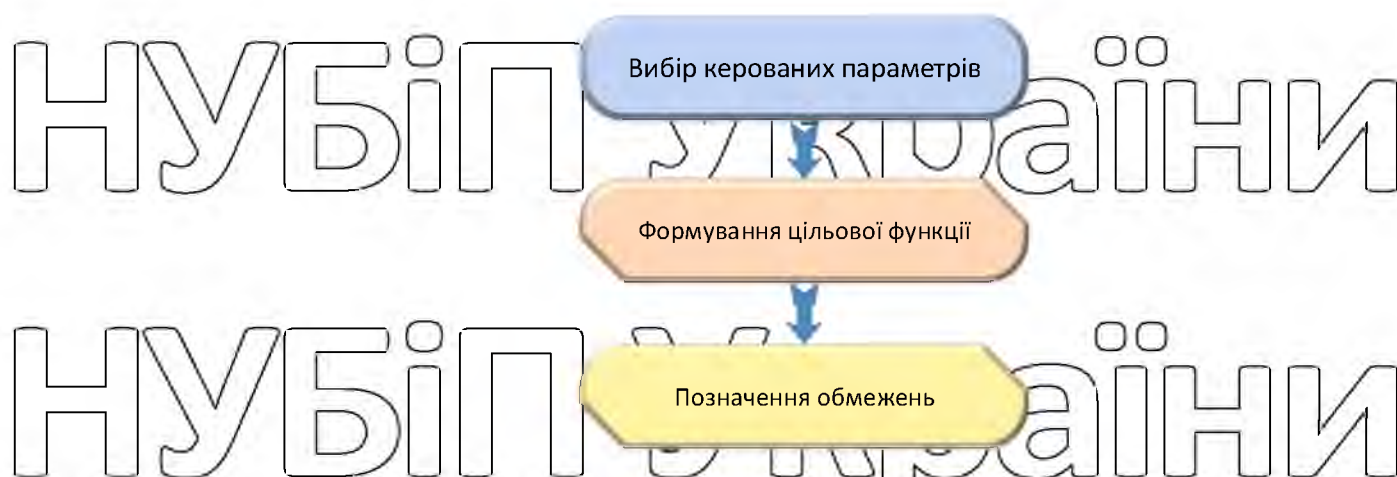


Рис. 3.1. Схема, відбиваюча принцип формування завдання оптимізації

Розглянемо докладніше кожен пункт представленої схеми.

1. Критеріями оптимальності вважаються вихідні параметри об'єкта проектування, які найбільше впливають досягнення кінцевої мети. Вихідні параметри – параметри технічної системи, що є показниками її якості та ефективності.

Здійснюючи оптимізацію, необхідно порівнювати результати кожного кроку переміщення у просторі керованих параметрів, оцінюючи успішність пошуку. Якщо в оптимізаційній задачі один критерій оптимальності, то він і приймається як цільова функція. Якщо критеріїв оптимальності у завданні кілька, необхідно звести її до однокритеріальної. Такий процес називається згортком векторного критерію, суть його полягає у побудові такої цільової функції, яка забезпечувала б узагальнену оцінку якості, що відображається векторним критерієм. Існує максимінна стратегія вирішення багатокритеріальних завдань, перевагою якої є вплив на цільову функцію лише критерію оптимальності, який у цій точці простору керованих параметрів є найгіршим з точки зору виконання технічних вимог до об'єкта

$$b_i y_i(\bar{X}) / Y_i^0 \rightarrow B, i = \overline{1, m}, Y_i^0 = (Y_{i1}^0, Y_{i2}^0, \dots, Y_{iM}^0), \quad (3.1.)$$

де b_i - коефіцієнти;

$y_i(\bar{X})$ - значення i -ого критерію оптимальності, що обчислюється на кожному кроці процесу пошуку оптимальних параметрів;

Y_i^0 - вектор нормуючих коефіцієнтів;

B - деяке речове число;
 m - кількість критеріїв.
 Умови працездатності об'єкта:

$$y_i^- < T_i, i = \overline{1, M}, \quad (3.2.)$$

Найменші кількісні оцінки ступеня виконання технічних вимог $S_j(\vec{X}), j = \overline{1, M}$ підлягають максимізації, що наводить функції виду:

$$f(\vec{X}) = \min_{j \in [1:M]} S_j(\vec{X}), \quad (3.3.)$$

$$S_j(\vec{X}) = \frac{[T_j - y_i(\vec{X})]}{[T_j] - s_j(\vec{X})} = \frac{[T_j - y_i(\vec{X})]}{\delta_j}, \quad (3.4.)$$

де T_j - значення параметра технічної вимоги, що пред'являється до вихідного параметра y_i .

$y_i(\vec{X})$ - значення j -ого критерію оптимальності кожному кроці пошуку оптимальних значень \vec{X} шуканих параметрів;

δ_j - інтервал допустимої зміни j -ого критерію;
 M - кількість критеріїв оптимальності. За необхідності врахування значимості вихідних параметрів можна вводити коефіцієнти штрафу $b_j \geq 1$, тоді цільова функція має вигляд

$$f(\vec{X}) = \min_{j \in [1:M]} [b_j S_j(\vec{X})], \quad (3.5.)$$

Іншими словами, у задачах параметричної оптимізації здійснюється пошук таких значень керованих параметрів, при яких цільова функція набуває екстремального значення.

Необхідна умова екстремуму цільової функції у певній точці простору керованих параметрів - рівність нулю градієнта цільової функції у цій точці:

$$f(\vec{X}) \vec{X}^* \text{grad} f(\vec{X})_{\vec{X}=\vec{X}^*} = 0$$

Прямі обмеження накладаються на керовані параметри: $x_{vi} < x_i < x_{hi}, i \in [1:n], x_{hi}, x_{vi}$ - нижнє і верхнє граничні значення керованого параметра x_i, n - розмірність простору керованих параметрів. Область допустимих значень керованих параметрів \vec{X} .

$$\vec{X}_d = \{X \in \vec{X}^o \mid x_{ni} < x_i < x_{vi}, i \in [1:n]\}, \quad (3.6)$$
 Функціональні обмеження також бувають двох видів: обмеження-нерівності, що описуються функціями виду $\vec{\varphi}(\vec{X}) > 0$; обмеження-рівності $\vec{\Psi}(\vec{X}) = 0$, $\vec{\varphi}(\vec{X})$, $\vec{\Psi}(\vec{X})$ - вектор-функції.

Накладені обмеження визначають деяку область \vec{X}_p у просторі керованих параметрів звану областю працездатності технічного об'єкта, де \vec{X}^o - область визначення технічного об'єкта:

$$\vec{X}_p = \{\vec{X} \in \vec{X}^o \mid \vec{\varphi}(\vec{X}) > 0, \vec{\Psi}(\vec{X}) = 0, x_{ni} < x_i < x_{vi}, i \in [1:n]\}, \quad (3.7)$$

Безпосередньо процес оптимізації здійснюється рухом у просторі керованих параметрів до точки, у якій досягається екстремум цільової функції. Це означає, що, обравши вихідну точку пошуку та обчисливши значення в ній цільової функції, визначається напрямок руху в просторі керованих параметрів та здійснюється покроковий перехід з однієї точки в іншу з визначенням відповідного значення цільової функції. Успіх пошуку оцінюється шляхом порівняння кожного наступного значення цільової функції з попереднім. Отримана в результаті оптимізації модель вважається адекватною, якщо відображає досліджувані властивості з прийнятною точністю, яка оцінюється ступенем збігу передбачених у процесі обчислювального експерименту на моделі значень вихідних параметрів з їх значеннями. Похибка ε оцінюється будь-якою нормою вектору $\vec{\varepsilon}_M = (\varepsilon_1, \varepsilon_1, \dots, \varepsilon_m)$

$$\varepsilon = \|\vec{\varepsilon}_M\| = \max |\varepsilon_j|, j \in [1:m] \text{ або } \varepsilon = \sqrt{\sum_{j=1}^m \varepsilon_j^2}, \varepsilon_j = \frac{\tilde{y}_j - y_j}{y_j}, \quad (3.8)$$

де m - сукупність вихідних параметрів, що враховуються;
 ε_j - відносна похибка моделі за j -м вихідним параметром,
 \tilde{y}_j - значення j -го вихідного параметра, отримане в результаті обчислювального експерименту прийнятої для проектування математичної моделі;
 y_j - значення того ж параметра, отримане при випробуваннях технічного об'єкта в контрольованих тестових умовах або в обчислювальному

експерименті більш складної математичної моделі, точність якої перевірена і відповідає прийнятій нормі.

Таким чином, постановка оптимізації представлена на рис. 3.2. та 3.3.

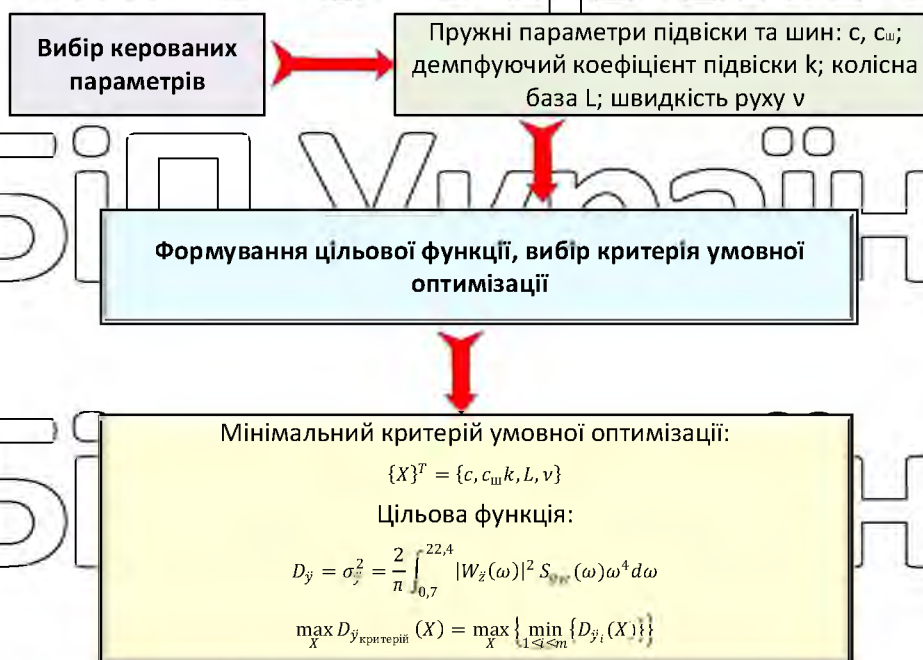


Рис. 3.2. Постановка задачі оптимізації, вибір керуваних параметрів та формування цільової функції

3.2. Алгоритм методик оптимізаційного проектування

В даний час в автомобілебудуванні застосовуються напівактивні та активні підвіски, які здагні залежно від умов руху змінювати величину дорожнього просвіту або безпосередньо самі жорсткісні та демпфуючі параметри. Саме тому необхідно отримувати оптимальне поєднання значень жорсткості, демпфування та колісної бази під час руху різними типами доріг з різною швидкістю. Для здійснення поставленої мети було розроблено методику, алгоритм якої представлений у цьому розділі. Для реалізації методики використовується система MathCAD та пакет ANSYS.

Мета оптимізаційного розрахунку: створити систему віброізоляції вантажного автотранспортного засобу, забезпечуючу якість виробу, що проектується відповідно до діючих норм і стандартів, при мінімальних навантаженнях, які припадають на екіпаж і перевозимий вантаж

Методика складатиметься з 3 основних етапів:

1. формування розрахункової моделі динаміки руху вантажного автомобіля, залежно від виконання,
2. на підставі спектральної теорії розрахунок та оперативна оцінка основних параметрів системи віброізоляції з погляду мінімізації рівня вібрацій несучої системи виробу,
3. умовна оптимізація параметрів системи віброізоляції, які відбивають його роботу в змінних умовах.

Далі розглянемо основні напрями методики, склавши докладний алгоритм вирішення питань, який входить до кожної її частини.

3.3. Характеристики керованості автомобіля як основні фактори, що впливають на вибір розрахункових значень величини колісної бази

Технічне завдання є первинним документом розробки технічної документації. Розробляючи його, необхідно брати до уваги матеріали з експлуатації та випробувань автомобілів попередніх моделей. У технічне завдання необхідно включити: а) мету розробки та сферу застосування АТС, компонування, тобто вказати основні масові та геометричні характеристики, найменування та позначення проєктованого автомобіля; б) коротку характеристику сфери його застосування, дорожні умови, режими експлуатації; в) технічні вимоги, що визначають показники якості та експлуатаційні характеристики, що відповідають чинним нормам та стандартам.

Ключова суть технічного завдання в рамках даного дослідження: за допомогою оптимізації основних проєктних параметрів оцінити та знизити вібраційну навантаженість у характерних точках кузова вантажного автотранспортного засобу, що рухається з різною швидкістю за певними типами дорожньої поверхні з метою досягнення найвищих показників плавності ходу. Під проєктними параметрами розуміються жорсткість пружних елементів системи підресори C_i , жорсткість шин $C_{ши}$, демпфування системи підресори k_i , колісна база L - відстань між осями автомобіля. Вихідними

даними є:

1. Компонування АТ, що включає вагові характеристики всіх його елементів (кабіни, платформи, силового агрегату, паливного бака і т. д.) і геометричні характеристики, тобто відстані від передньої осі до центру тяжіння якого-небудь агрегату, а також габаритна довжина автомобіля, зазор між платформою та задньою стінкою kabіни та довжина kabіни.

2. Умови експлуатації, що визначаються типами дорожніх поверхонь, за якими переважно здійснює рух проєктований автотранспортний засіб у процесі роботи.

3. Технічні вимоги під час оптимізації параметрів (підвіски) полягають переважно у визначенні норм та стандартів плавності ходу. Основні норми, що застосовуються у автомобілебудуванні, описані у розділі 1.

Після визначення технічного завдання та вихідних даних складається розрахункова математична модель для пошуку шуканих параметрів досліджуваної моделі.

На рис. 3.3. подано алгоритм формування розрахункової моделі. У процесі дослідження питання проєктування системи підресори вантажних автомобілів існує необхідність розглянути кілька розрахункових схем: плоску систему з урахуванням безпружинних мас і повну просторову динамічну модель коливань. Складаються вони з урахуванням наступних масових та геометричних характеристик.

1. Категорія ГАТС;
2. Кількість осей;
3. Базове розважування;
4. Можливі значення величини колісної бази $L_{min}^{ст} \dots L_{max}^{ст}$ з умов статички;
5. Вплив на автомобіль із боку дорожньої поверхні;
6. Показники плавності ходу.

У розділі 1 сказано, що категорія вантажного автомобіля визначається в залежності від його повної маси і вже в залежності від категорії визначається

найбільш прийнятна колісна формула та розподіл осевих навантажень на дорожню поверхню.

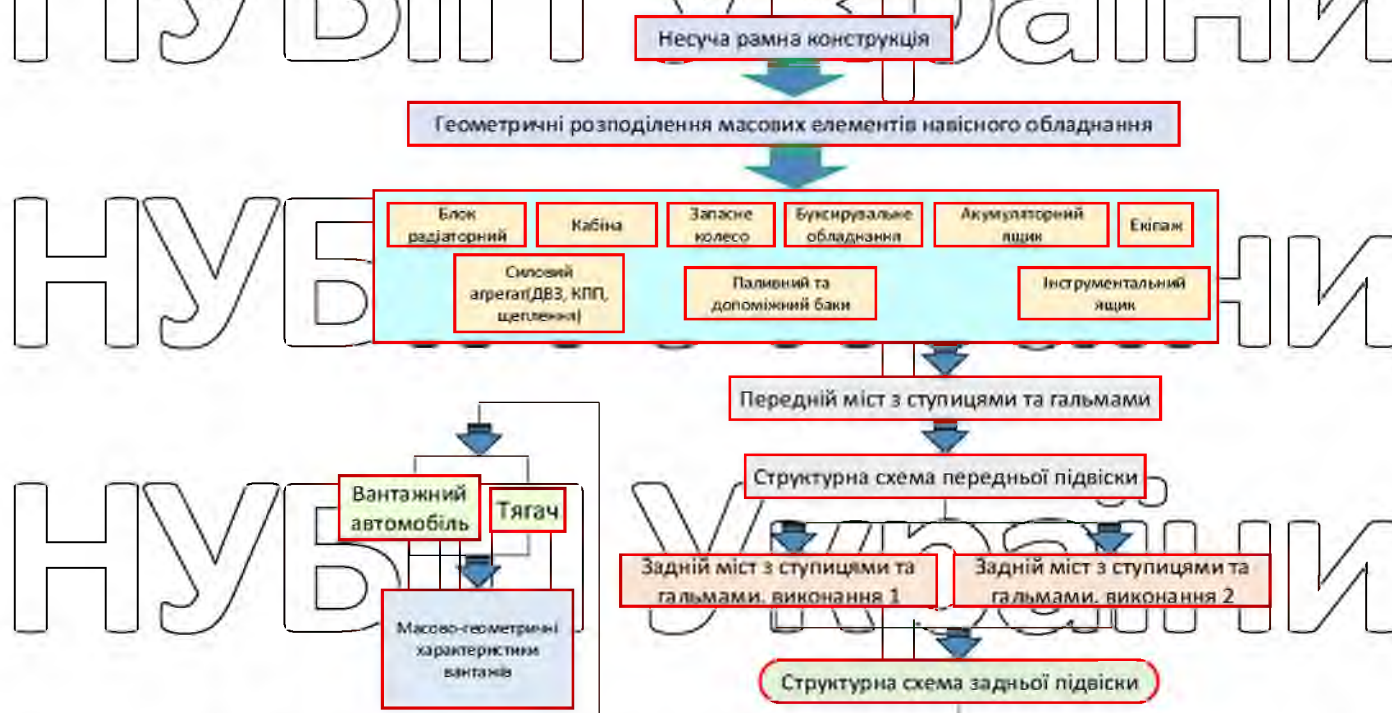


Рис. 3.4. Схема формування різних варіантів виконання вантажного автомобіля

Кількість мостів вантажного автомобіля приймається в першу чергу з умови допустимого навантаження на дорожню поверхню, а також в залежності від кількості шин на кожному мосту: у повнопривідних АТС зазвичай приймають одинарні шини на всіх мостах, у вантажних дорожній прохідності на передніх мостах керованих встановлюють одинарні шини, на задніх – здвоєні. Таким чином, вираз визначення числа осей n_M при одинарних шинах або здвоєних на всіх осях:

$$n_M = \frac{m_a g}{G_{\text{доп}}}, \quad (3.9.)$$

При n_1 мостах із одинарними шинами та n_2 мостах із здвоєними шинами:

$$n_M = \frac{m_a g}{G_{\text{доп}}} + 0,5n_2, \quad (3.10.)$$

де m_a - повна маса автомобіля;

$G_{\text{доп}}$ - припустиме навантаження від осі автомобіля на дорогу

Збільшувати кількість осей рекомендується з метою підвищення вантажопідйомності при заданому навантаженні на вісь, покращення плавності

ходу та прохідності, проте це призводить до збільшення маси автотранспортного засобу.

На розподіл осьових навантажень впливає безліч факторів, таких як компоновальна схема, колісна база, величини переднього та заднього звису, а також розміщення основних автомобільних агрегатів. Існують норми розподілу осьових навантажень, обумовлені у розділі 1, які орієнтовані насамперед забезпечення задовільних тягово-зчпних властивостей вантажних автомобілів. Таким чином, щоб забезпечити раціональне компонування автомобіля з повною вагою G , відстань між мостами повинна бути такою, щоб навантаження на вісь $G_{1гр}, G_{2гр}, G_{1сн}, G_{2сн}$ не перевищували допустимих норм. Це досягається з умови рівності нулю суми моментів щодо переднього моста (рис. 3.5.):

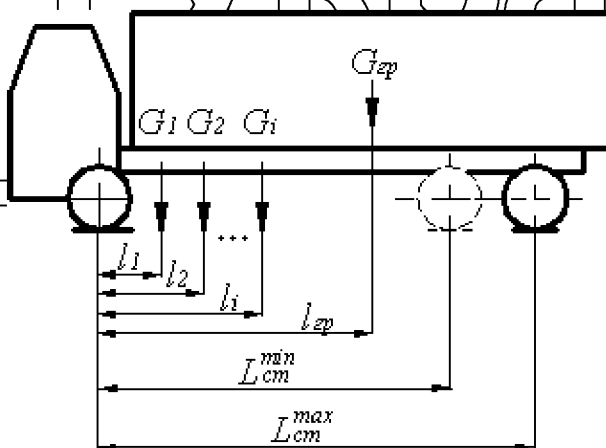


Рис. 3.5. Силова схема вантажного автомобіля для визначення колісної бази

$$L_{ст} = \frac{\sum(G_i l_i + G_{гр} l_{гр})}{(G_{2гр} - G_{2н})}, \quad (3.11.)$$

де $l_1, l_2 \dots l_i$ - відстань від центрів ваги основних агрегатів автомобіля (силовий агрегат, паливний бак, радіатор тощо) до передньої осі;

$L_{ст}$ - колісна база автомобіля;

$L_{ст}^{min}$ - мінімально можлива колісна база;

$L_{ст}^{max}$ - максимально можлива колісна база;

$G_1, G_2 \dots G_i$ - вага основних агрегатів автомобіля (силовий агрегат, паливний бак тощо);

$G_{1сн}, G_{2сн}$ - осьові навантаження спорядженого автомобіля;

$G_{1гр}, G_{2гр}$ - осеві навантаження навантаженого автомобіля

Вище сказане означає, що і величина колісної бази може змінюватись в межах, що визначаються розташуванням задньої осі, так як розташування передньої осі встановлюється проектувальником з умов компоновання кабіни.

Отже, статично і з допомогою таблиці 3.1. визначається максимально можливе зсув задньої осі щодо центру ваги АТС: $L = L_{min} \dots L_{max}$. З досвіду також відомо, що, проектуючи вантажний автомобіль із мінімально можливою колісною базою, ми можемо зменшити його масу та кут повороту [35]. У зв'язку з цим рекомендується розміщувати вузли та агрегати якомога ближче до передньої частини автотранспортного засобу.

Щоб визначити, яке L_i у проміжку значень $L_{min} \leq L_i \leq L_{max}$, пораховане за умов статички за формулою (73) підходить для подальших розрахунків, тобто

позначити проміжок $L_{min}^{ст} \dots L_{max}^{ст}$, необхідно визначити, яке відношення довжини платформи до величини колісної бази $L_{пл}/L$, яке визначає керованість АТ.

В даний час для дорожніх вантажних автомобілів в основному застосовується компоновання «кабіна над двигуном», у зв'язку з цим, з метою досягнення найбільш високого ступеня керованості, співвідношення довжини платформи і колісної бази, що рекомендується, повинно знаходитися в

межах: $1,3 \leq L_{пл}/L \leq 1,5$

При аналізі коливань автотранспортних систем зазвичай прийнято вважати, що автомобіль знаходиться в спорядженому стані або з номінальним навантаженням, причому прикладається в геометричному центрі платформи. У

реальній експлуатації автомобіль може бути як недовантажений, так і перевантажений. Крім того, центр ваги вантажу може виявитися не в геометричному центрі платформи. При навантаженні та розвантаженні

відношення відповідних підресорених мас для провідної осі може змінюватися в межах 2,5 - 5, при цьому змінюється і момент інерції, і центр ваги. Усе це

впливає коефіцієнт розподілу підресорених мас ϵ_u . Вплив цих змін на коефіцієнт розподілу підресореної маси залежить також від положення центру ваги вантажної платформи щодо задніх коліс. Положення центру ваги визначають

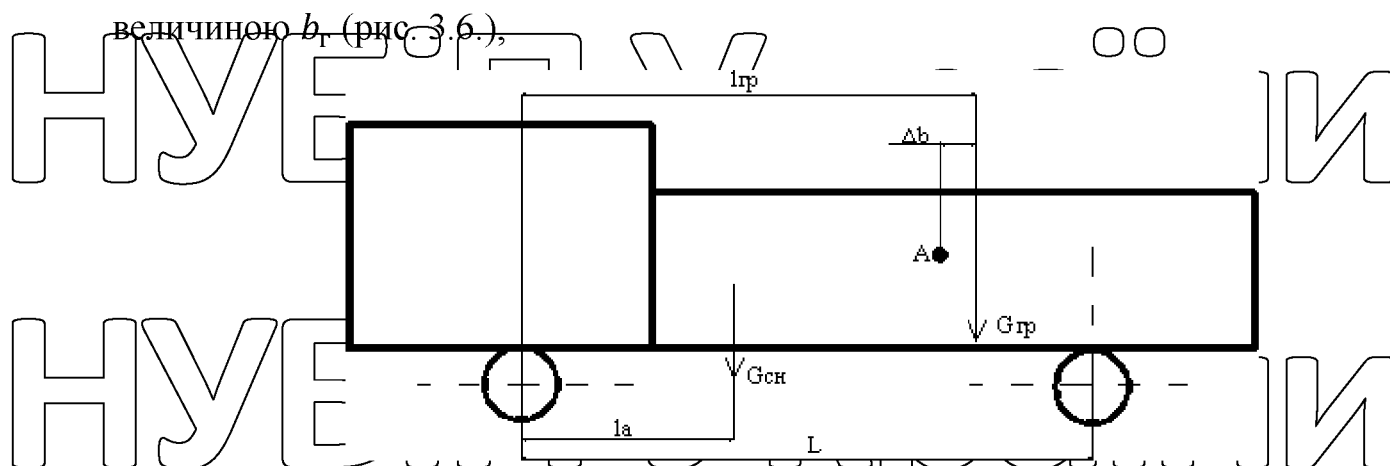


Рис. 3.6. Схема усунення центру ваги вантажу на величину b_r

Якщо $b_r = 2 \dots 10\%$, то зі збільшенням навантаження ε_y зростає. Якщо $b_r = 10 \dots 20\%$, то ε_y зі збільшенням навантаження зменшується або залишається незмінним. Це означає, що для кращої керованості автомобіля можна рекомендувати досягнення значення $b_r = 10 \dots 20\%$.

Поряд з показниками керованості існує також величина k_ϕ , що характеризує ту частину загального навантаження автомобіля на дорогу, яка припадає на провідний міст і може бути використана для забезпечення зчипних якостей та подолання дорожнього опору:

$$k_\phi = \frac{G_{вд}}{G}, \quad (3.12.)$$

де $G_{вд}$ - навантаження на провідний міст.

Мінімальне значення коефіцієнта зчипної ваги розраховується з умови надійного рушання з місця та руху по слизькій дорозі з найбільшим нахилом. У табл. 3.1. представлені значення коефіцієнтів для спорядженого автомобіля та автомобіля з повною масою.

Таким чином, визначаючи значення величини колісної бази $L_{min}^{ст} \dots L_{max}^{ст}$, які приймаються для подальших розрахунків, необхідно перевірити виконання умов керованості:

$$1,3 \leq \frac{L_{пл}}{L} \leq 1,5; \quad 10\% \leq b_r \leq 20\% \quad (3.13.)$$

$$k_\phi^{сч} \geq k_{\phi вст}^{сч}, \quad k_\phi^{гр} \geq k_{\phi вст}^{гр} \quad (3.14.)$$

де $k_{\phi вст}^{сч}$, $k_{\phi вст}^{гр}$ - значення коефіцієнта зчипної ваги, відповідні

встановленими нормами (розділ 1).

Отриманий проміжок $L_{Hj} \leq L_i \leq L_{Vj}$ є прямим обмеженням, накладеним на колісну базу як на один із керованих параметрів

поставленого оптимізаційного завдання. Нижньою оцінкою цього обмеження є

мінімальне значення статично визначеної колісної бази, верхньої $L_{Hj} = L_{min}^{st}$,

$$L_{Vj} = L_{max}^{st}.$$

При дослідженні плоскої динамічної моделі, прикладаючи дорожній вплив на неї, застосовується спектральна теорія, про яку докладно викладено у

розділі 2. Для цього необхідно визначити найбільш відповідну функцію опису

спектральної щільності впливу, сформувавши амплітудно-частотну

характеристику досліджуваної системи та отримати функцію залежності

дисперсії вертикальних вібро кузова від знайдених параметрів. Інакше

кажучи, на цьому етапі формується цільова функція, яка підлягає мінімізації,

критерієм мінімуму якої, чи критерієм оптимальності, є норми плавності ходу,

представлені в ГОСТ 37.001.275 - 84.

Визначаючи вплив на автомобіль з боку дороги для дослідження

просторової моделі, необхідно сформувавши матрицю взаємних спектральних

щільностей впливу. Для прикладається до точок, які є точками опори коліс на

дорожню поверхню.

3.4. Плоска розрахункова динамічна схема як найпростіша модель

для пошуку основних проектних параметрів системи віброізоляції

вантажних автомобілів

Сформувавши розрахункову оптимізаційну модель аналізованої системи,

і наклавши необхідні обмеження однією з керованих властивостей, потрібно

перейти до розрахунку та оптимізації інших проектних властивостей, що

відіграють важливу роль у забезпеченні плавності ходу вантажних автомобілів.

Таблиця 3.1.

Рекомендовані значення власних частот	
Вантажний автомобіль	$f_z, \text{Гц}$
Легкова АТ	1,1...1,4
Вантажне АТ	1,2...1,8
АТ підвищеної прохідності	1,8...2,4

При цьому для передньої частини кузова частота f_z повинна бути меншою, ніж для задньої в 1,05 - 1,15 рази.

Крім того, власна частота

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h_{z\text{ст}}}} \quad (3.15.)$$

де $h_{z\text{ст}}$ – статичний прогин підвіски.

Крім цього, відомо, що статичний прогин

$$h_{z\text{ст}} = \frac{P_{z\text{ст}}}{c} \rightarrow c = \frac{P_{z\text{ст}}}{h_{z\text{ст}}} \quad (3.16.)$$

де $P_{z\text{ст}}$ – вертикальне статичне навантаження на колесо від підресорених частин автомобіля;

c – коефіцієнт жорсткості.

Розрахувавши статичне навантаження на колесо, а також виходячи з рівності (3.1.), можна визначити початковий інтервал значень $c_{\text{ст}}^{\text{min}} \dots c_{\text{ст}}^{\text{max}}$ коефіцієнта пружності передньої та задньої підвісок автомобіля, що проектується. Таким чином, для кожного L_i отримаємо прямі обмеження для

наступного керованого параметра $c_{nj} \leq c_j \leq c_{vj}$, де $c_{nj} = c_{\text{ст}}^{\text{min}}$, $c_{vj} = c_{\text{ст}}^{\text{max}}$.

Значення жорсткості шин у рамках даної задачі задаються виходячи з можливих видів для даного типу автотранспортного засобу, обумовлених у нормах та стандартах та проектувальником. Однак необхідно мати на увазі, що

для коефіцієнтів жорсткості підвісок та шин вантажних автомобілів існує співвідношення $\frac{c_{\text{ш}}}{c_{\text{п}}} = 2,5 - 5$. У зв'язку з цим останнім обмеженням, що накладається на керовані параметри, є проміжок можливих значень жорсткості

щин $c_{шнк} \leq c_{шк} \leq c_{швк}$, що відповідає кожному конкретному значенню колісної бази L_i і пружного коефіцієнта c_j , де $c_{шнк} = c_{ш\min}^{ст}$, $c_{швк} = c_{ш\max}^{ст}$.

Після того, як на керовані параметри накладені всі необхідні обмеження, можна приступати до пошуку оптимального значення коефіцієнта демпфування

k_{ijk} розрахункової моделі, що розглядається, для кожного набору параметрів L_i ,

c_j , $c_{шк}$. Пошук проводимо за допомогою методу координатного спуску Гауса - Зейделя.

Суть методу Гауса - Зейделя пошуку мінімуму цільової функції $f(\vec{X})$

полягає в її поліпшенні на кроці $(k + 1)$ за умови

$$f(\vec{X}_{k+1}) < f(\vec{X}_k), \quad (3.17)$$

Для цього вибирається початкова точка x_0 , з якої виконується пробний крок h_0 у позитивному напрямку. В отриманій точці $x_1 = x_0 + h_0$ обчислюється

значення цільової функції $f(\vec{X}_1)$. Якщо, $f(\vec{X}_1) < f(\vec{X}_0)$ продовжується

покроковий рух у вибраному напрямку відповідно до виразу $x_{k+1} = x_k + h_0$.

Якщо умова не виконується, відбувається повернення у вихідну точку x_0 та рух здійснюється у зворотному напрямку. $x_{k+1} = x_k - h_0$. Така операція

проводиться доти, доки виконується умова (3). Як тільки умова порушується,

зменшується крок пошуку $h_N = h_0 \gamma$ де $0 < \gamma < 1$ коефіцієнт зменшення кроку.

Подальший пошук точки екстремуму відбувається зі зменшеним кроком.

Пошук припиняється за умови $h_N < h_{\min}$. Параметрами запропонованого

алгоритму є h_0 , h_{\min} , γ . Алгоритм забезпечує збіжність до рішення \vec{X}^* за

кінцеве число ітерацій, якщо функція $f(\vec{X})$ квадратична на околиці екстремуму

Алгоритм стане більш ефективним, якщо крок пошуку визначити одновимірною мінімізацією цільової функції у напрямку пошуку:

$$\min_{h>0} f(\vec{X}_k + h\vec{S}_k) = \min_{h>0} f(h), \quad (3.18.)$$

де \vec{X}_k - поточна точка, що відображає;

\vec{S}_k - одиничний вектор напрямку пошуку.

Для пошуку оптимального кроку використовується метод квадратичної

інтерполяції з побудовою полінома інтерполяційного у формі Ньютона:

$$f(h) = a_0 + a_1(h - h_1) + a_2(h - h_1)(h - h_2) \quad (3.19)$$

На напрямку вектора \vec{S}_k на відстанях h_1, h_2, h_3 від точки \vec{X}_k вибираються три точки, в яких обчислюються значення цільової функції:

$$f_1 = f(\vec{X}_k + h_1 \vec{S}_k), \quad f_2 = f(\vec{X}_k + h_2 \vec{S}_k), \quad f_3 = f(\vec{X}_k + h_3 \vec{S}_k) \quad (3.20)$$

Після цього шукають коефіцієнти інтерполяційного полінома:

при $h = h_1$ $a_0 = f_1$;

при $h = h_2$ $a_1 = \frac{f_2 - f_1}{h_2 - h_1}$;

при $h = h_3$ $a_2 = \frac{1}{h_3 - h_2} \left(\frac{f_3 - f_1}{h_3 - h_1} - \frac{f_2 - f_1}{h_2 - h_1} \right)$.

З виразу $\frac{d}{dh} f(h) = 0$ виходить оптимальний крок $h_k = \frac{1}{2} \left(h_1 + h_2 + \frac{a_1}{a_2} \right)$

Таким чином, представлений спосіб пошуку екстремуму цільової функції здійснюється згідно з алгоритмом Пауелла, продемонстрованим на рис. 3.8.

Алгоритм розрахунку оптимізації системи віброізоляції

1. Формування розрахункової динамічної моделі транспортної системи в залежності від виконання

Формування простої моделі, накладання обмежень (1)-(3), отримуємо: $[L^{\text{роз}}], [c^{\text{роз}}], [c_{\text{ш}}^{\text{роз}}]$

Формування розрахункової моделі динаміки руху транспортної системи

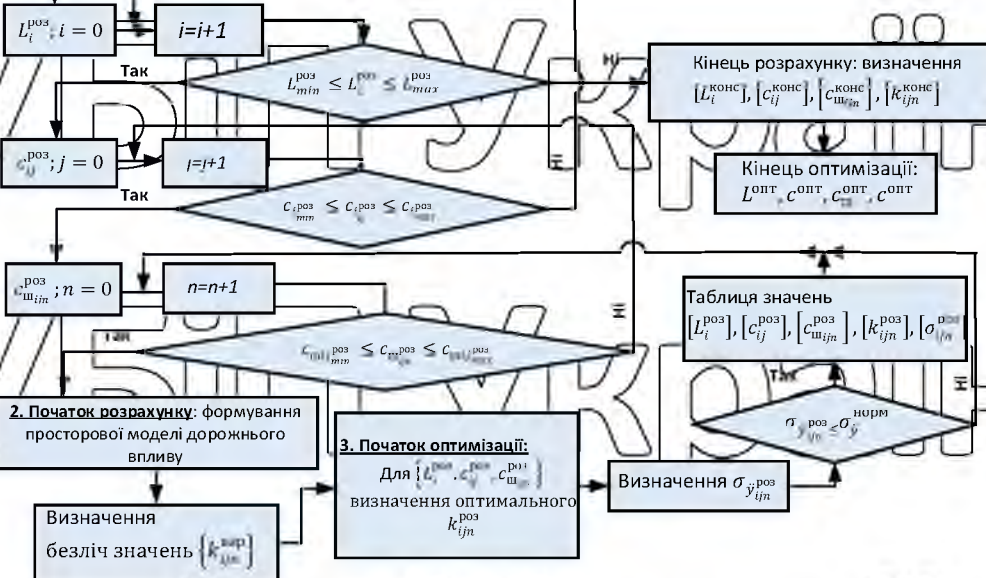


Рис. 3.7. Алгоритм оптимізації параметрів системи віброізоляції вантажних автомобілів, які перевозять вантажі сільськогосподарського призначення

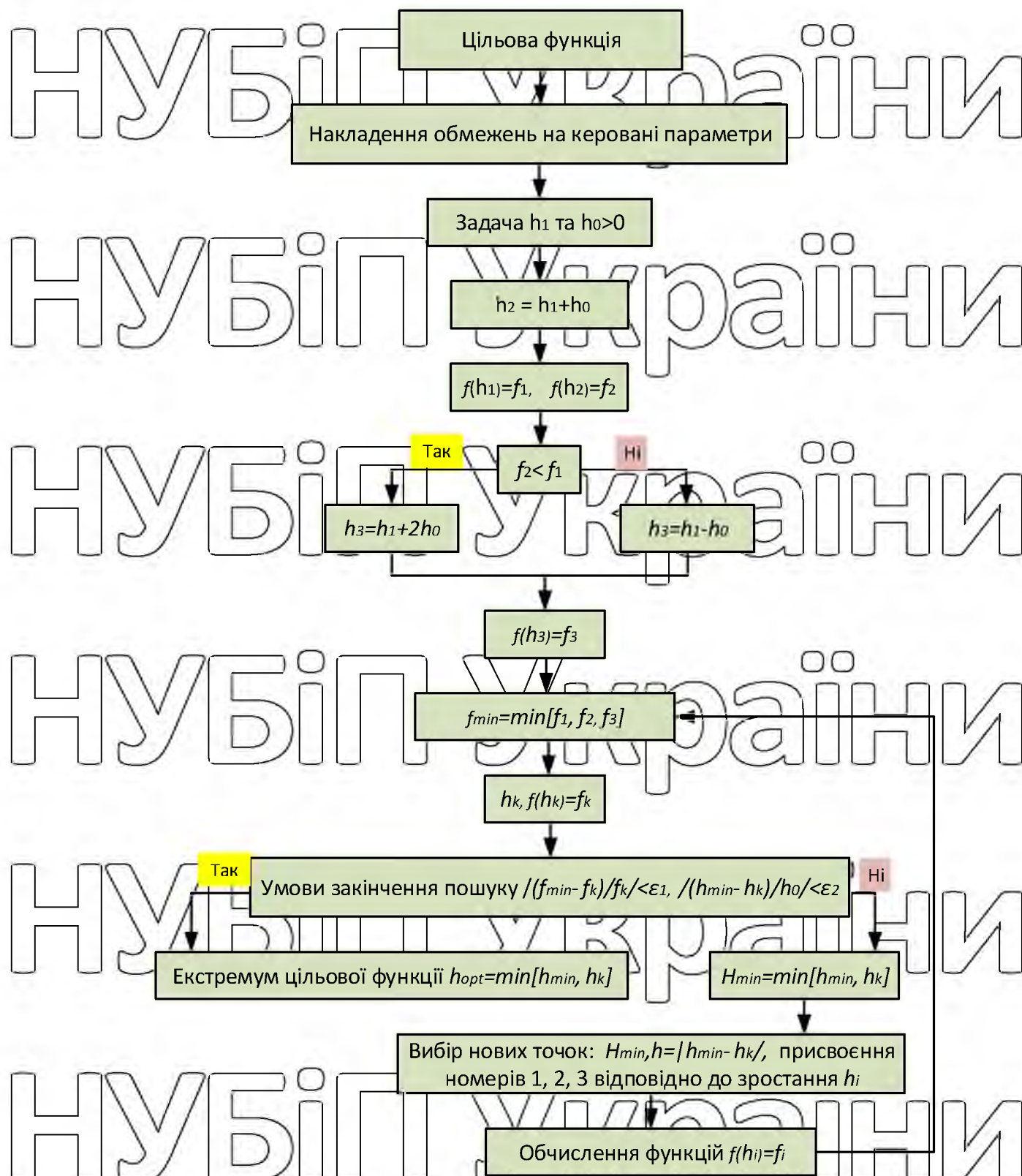


Рис. 3.8. Алгоритм Пауелла пошуку екстремуму цільової функції за допомогою оптимального кроку

Таким чином алгоритм умовної оптимізації параметрів системи в брідзоляці транспортних систем представлений на рис. 3.8.

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

НУБІП України

4.1. Опис процесу проведення випробувань

1. МЕТА ВИПРОБУВАНЬ

Оцінка вертикальних віброприскорень кузова в динаміці системи рами автомобіля КамаЗ-5308, в стендових умовах.

2. ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАНЬ Рама автомобіля КамаЗ-5308.

3. ВИПРОБУВАЛЬНЕ УСТАТКУВАННЯ І ПРИЛАДИ

Випробування проводили на стенді випробувань рам ф. MTS, який пройшов агестаційну перевірку.

Тензометрування проводили за допомогою датчиків прискорення ф. IBM та універсальної вимірювальної системи MGERPlus (Німеччина).

4. ПРОГРАМА ВИПРОБУВАНЬ

Програма випробувань передбачала оцінку вертикальних віброприскорень кузова у характерних точках кузова автомобіля.

Об'єктом дослідження став вантажний автомобіль КАМАЗ - 5308.

НУБІП України

4.2. Проведення стендових випробувань та оцінка отриманих результатів

Для випробувань рами в зборі з макетом силового агрегату - кабіною і платформою встановлювали на стенді (рис. 4.1.).

Для імітації реальної схеми передачі зусиль на раму від передньої підвіски, передню частину рами спирали на балку навантаження через штатні ресори. По краях навантажувальна балка за допомогою універсальних шарнірів з'єднана з гідроциліндрами, закріпленими на фундаменті через універсальні шарніри. Середина балки навантаження оснащена сферичними шарнірами, з'єднаними з «плаваючою» у вертикальному напрямку опорою.

НУБІП України



Рис. 4.1. Випробувальний стенд для дослідження динаміки конструкції транспортної системи

Задню частину рами важелями спирали на рухому плиту опори стенда через штатні гумометалеві шарніри кріплення до заднього мосту. У платформу завантажували баласт відповідно до номінальної вантажопідйомності автомобіля (9,3 т). Схема встановлення та закріплення рами на стенді, а також схема встановлення датчиків прискорень показані на рис. 4.2.

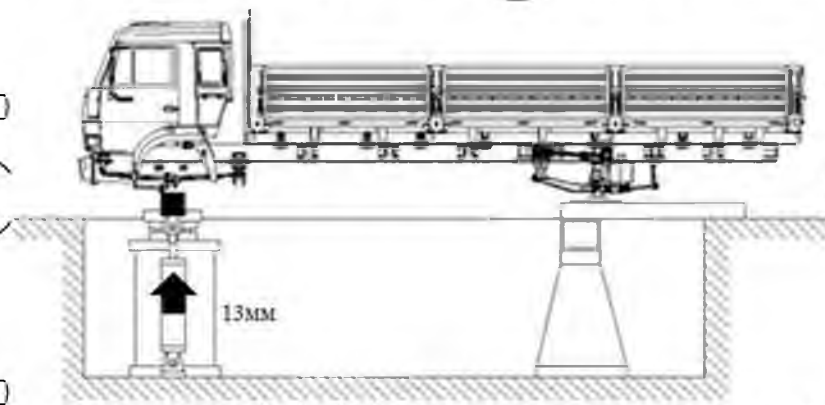


Рис. 4.2.-а. Схема встановлення та закріплення рами на стенді для дослідження динаміки конструкції транспортної системи

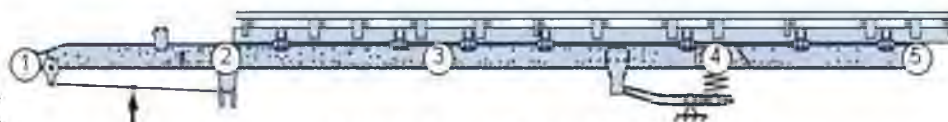


Рис. 4.2.-б. Схема встановлення датчиків прискорень

В ході експериментальних досліджень несуча система піддавалася

кососиметричному навантаженню шляхом роботи в протифазі гідроциліндрів передньої балки навантаження при подачі на них гармонійного сигналу однакової частоти і амплітуди. Тензометрування проводили в завантаженому стані несучої системи, а також при амплітуді $\Delta l = 13$ мм, в діапазоні частот від 1 до 4 Гц. При цьому здійснювали запис встановленого режиму датчиків прискорення протягом 5...6 секунд.

У пакеті кінцево-елементного моделювання ANSYS була сформована просторова розрахункова модель, що максимально повно описує динаміку роботи випробувального стенду (рис. 4.3.). У цій моделі рама та надрамник моделювалися з урахуванням їх пружних та інерційних характеристик.

На рис. 4.4 зображено графіки вертикальних прискорень кузова над передньою та задньою підвісками, отриманих дослідним та розрахунковим шляхами.

Порівняння результатів показало розбіжність за частотами у районі 19%. Розбіжність даних можна пояснити так. Характеристики будівництва для нижньої кромки лонжерону, як найбільш навантаженої. Однак, в ході експерименту технічно не скрізь можна було розташувати датчики тільки на нижній стороні полиці лонжерону і їх клеїли з різних боків.

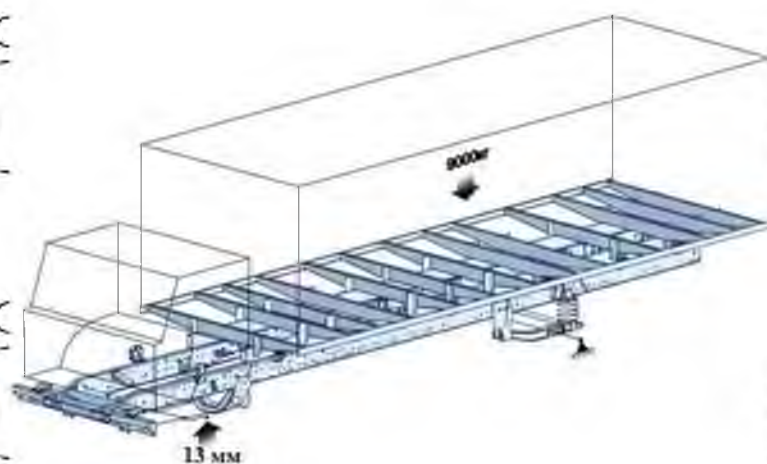


Рис. 4.3. Розрахункова математична модель стенду

Крім того, в ході розрахунку вантаж розташований рівно в геометричному центрі платформи, в ході експерименту такої точності не завжди вдається досягти. Також є безліч інших факторів, що залежать від

зовнішніх умов та якості проведення експерименту.

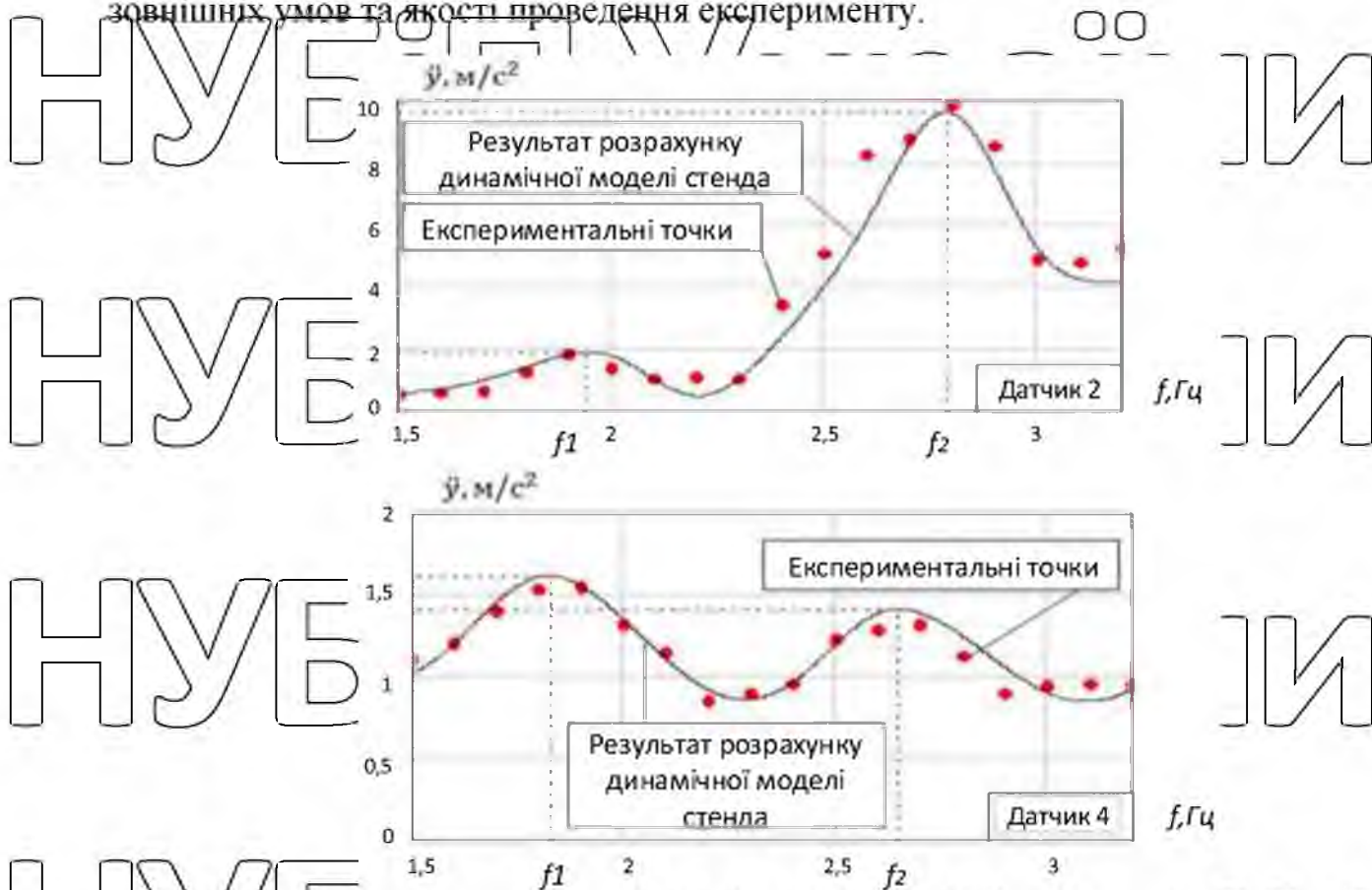


Рис. 4.4 Залежність вертикальних прискорень кузова від частоти коливань автомобіля для стенду та його математичної моделі

На підставі експериментальних та розрахункових досліджень стенду з урахуванням прийнятих припущень було побудовано просторову пружно-масову модель автомобіля, запропоновану для використання в рамках досліджень (рис. 4.5).

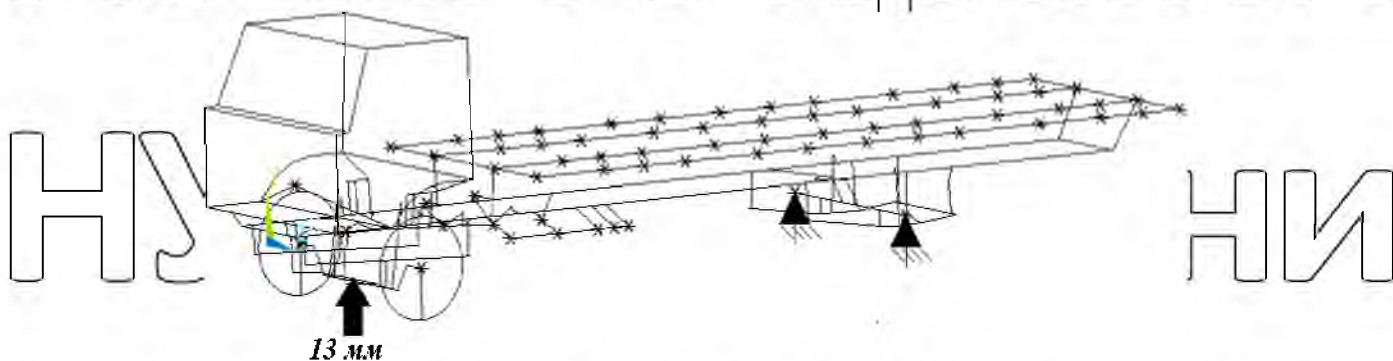


Рис. 4.5. Розрахункова модель вантажного автотранспортного засобу, розроблена у цій роботі

З представлених рис. 4.6. графіків залежності $\dot{y}(f)$ вертикальних

прискорень для моделі експериментального стенду і для розрахункової моделі видно, що перевірка даної моделі в аналогічних експерименту умовах показує, що резонансні піки, що характеризують вертикальні та поздовжньо-кутові коливання автомобіля на передній та задній підвісках, збігаються за частотою також із задовільною розбіжністю в 3%.

Таким чином, можна зробити висновок, що побудована модель адекватно описує динаміку конструкції автомобіля і може бути використана на етапі проектування для оптимізації основних параметрів системи віброізоляції.

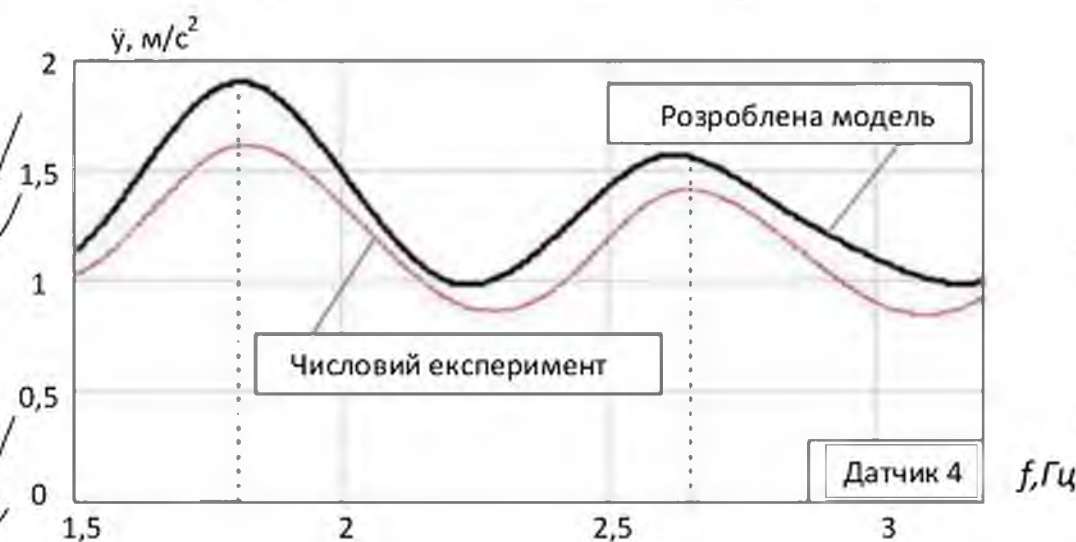
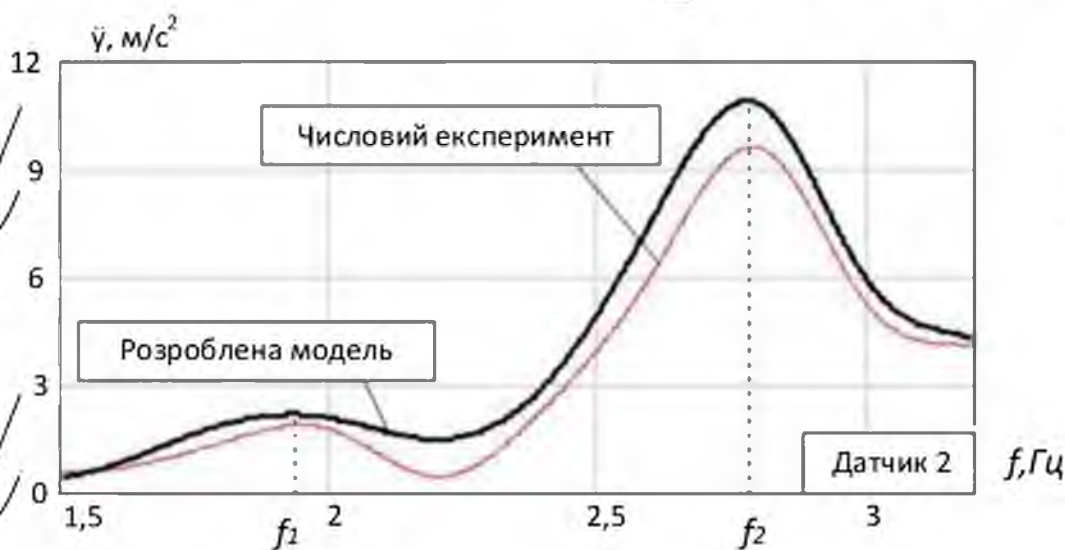


Рис. 4.6. Залежність вертикальних прискорень кузова від частоти

коливань автомобіля для чисельного експерименту та його математичної моделі прийнятої до розрахунків у цій роботі.

ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛІ

Згідно з розробленою методикою були проведені розрахунки в бронвантаженні у характерних точках кузова автомобіля КамАЗ-5308, а також оптимізовано параметри СВ. На підставі оптимізації, результати якої частково представлені в таблиці 4.1, зроблено такі висновки:

1. При заданих значеннях пружно-демпфуючих параметрів оптимізувати колісну базу неможливо, оскільки вони спочатку не задовольняють умовам (3) - (5), що забезпечують задовільні тягово-зчіпні властивості. При цьому оптимальним та мінімально можливим значенням колісної бази для даного автомобіля є $L = 5,411$ м.

Таблиця 4.1
Результати оптимізації системи віброізоляції вантажного автомобіля КАМАЗ

Колісна база L , м	Жорсткість шин $c_{ш}$ Н/м	Жорсткість підвіски c_1 , Н/м	Жорсткість підвіски c_2 , м/с ²	Демпфування підвіски k_1 , Нс/м	Демпфування підвіски k_2 , Нс/м	σ_{y_1} м/с ²	σ_{y_2} м/с ²
Вихідні дані							
5,6	$7 \cdot 10^5$	$0,51 \cdot 10^5$	$9,78 \cdot 10^5$	8000	8000	I тип доріг	
						0,5	3,6
						II тип доріг	
						0,6	4,2
Оптимізація							
5,6	$7 \cdot 10^5$	$1,47 \cdot 10^5$	$5,04 \cdot 10^5$	I тип доріг			
				10100	14700	0,9	1,0
				II тип доріг			
				8900	12900	1,2	1,2
5,4	$7 \cdot 10^5$	$1,21 \cdot 10^5$	$4,82 \cdot 10^5$	I тип доріг			
				8200	13700	0,9	0,9
				II тип доріг			
				7400	12100	1,1	1,1

2. Вібровантаження в характерних точках задньої частини кузова перевищує встановлені норми втричі. Оптимізація пружно-демпфуючих параметрів дозволила знизити вібрації, що припадають на перевезимий в кузов вантаж, а також домогтися більш рівномірного їх розподілу по довжині рами.

Таким чином, результати, отримані за допомогою програмної реалізації розробленої методики вибору основних проектних параметрів СП та колісної бази ГАТС, підтверджують можливість її використання під час проектування будь-яких вантажних автомобілів дорожнього призначення.

ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено прикладні методи та засоби дослідження динаміки дорожніх вантажних автомобілів, що дозволяють на ранніх стадіях проектування та модернізації виробів мінімізувати вібронавантаженість несучих систем шляхом раціонального вибору характеристик системи віброізоляції. У ході досліджень було отримано такі основні результати та сформульовано висновки:

1. Представлений спосіб завдання просторового дорожнього впливу,

полягає в тому, що статистичні характеристики мікропрофілю будь-якого дорожнього покриття за допомогою відомих методів перетворюються на так звані взаємні характеристики з урахуванням кореляції поздовжнього та поперечного профілів. При цьому облік запізнення між мостами дозволяє провести процес формування зусиль, що припадають на кожен опорну точку автомобіля та максимально наблизити до реального.

2. Сформовано розрахункову модель динаміки руху двевісних та тривісних вантажних автомобілів різних модифікацій, призначених для перевезення сільськогосподарських вантажів при випадковому дорожньому впливі.

2.1. Проведені за допомогою даної моделі дослідження динамічної навантаженості несучої системи проекту, відображають комплексне розмаїття пружно-в'язких характеристик елементів його системи підресорювання і конструктивних параметрів. Це означає, що для будь-якого виконання системи вантажного автомобіля можливе застосування декількох варіантів розташування задніх осей. При цьому для кожного певного значення параметра колісної бази є кілька різних варіантів пружно-демпфуючих характеристик підвісок та шин.

2.2. Оцінено внесок зміни параметрів системи віброізоляції у ступінь вібронавантаженості розрахункової моделі за різних умов навантаження. Характеристика пружного елемента підвіски дає 63%, характеристика її

демпфуючого елемента - 30%; пружні характеристики шин - 4%; колісна база для вібронавантаженості передньої частини кузова - 50%, для вібронавантаженості задньої частини кузова - 100%. Враховуючи характер

зміни СКО вертикальних віброприскорень залежно від кожного з параметрів

системи віброізоляції можна зробити висновок про те, що основними

оптимізуючими параметрами, необхідно прийняти демпфуючий коефіцієнт

підвіски і колісну базу. Пружні характеристики підвіски та шин повинні бути

мінімальними з відповідних проміжків $[C_{min}; C_{max}]$, $[C_{шmin}; C_{шmax}]$,

встановлених відповідно до можливої величини статичного прогину $h_{ст}$.

2.3. Для різних типів дорожніх покриттів існує така критична швидкість

$v_{кр}$ руху автотранспортного засобу з відповідного проміжку можливих

швидкостей руху $[v_{відmin}; v_{відmax}]$ при якій визначається демпфуючий

коефіцієнт підвіски k^{opt} , що не призводить до різкого зростання

вібронавантаження зі зміною швидкісних умов навантаження. Тоді як

демпфуючий коефіцієнт, визначений для будь-якої іншої розрахункової

швидкості $v_{від} \neq v_{кр} \in [v_{відmin}; v_{відmax}]$ зі зміною швидкісних умов, призводить

до значного зростання СКО вертикальних віброприскорень кузова.

3. Розроблено методику умовної оптимізації параметрів системи

віброізоляції, застосування якої дозволяє оперативно провести оцінку та

мінімізувати вібраційні навантаження несучих елементів на стадії проектування

унікальних конструкцій вантажних автомобілів.

3.1. У зв'язку з впливом зміщення центру тяжіння вантажу вздовж будь-

якої осі, принципи та розрахункові методи запропонованої методики вимагають

модернізувати систему віброізоляції з урахуванням різного положення центру

тяжіння вантажу.

3.2. Алгоритми розрахунків, що застосовуються в методиці, дозволяють

оцінити можливість встановлення більш сучасних та ефективних систем

підресорювання виходячи з теоретичних характеристик їх пружно-в'язких

властивостей. На підставі такої оцінки підбирається надалі безпосередньо

конструкція підвіски.

4. Аналіз експериментальних досліджень щодо визначення вертикальних прискорень показав задовільний збіг їх з теоретичними результатами. адекватність запропонованої розрахункової динамічної моделі та можливість використання цієї моделі як основи інженерного розрахунку.

Чисельне моделювання вібронавантаженості характерних точок кузова з урахуванням оптимізації параметрів системи віброізоляції дозволило встановити необхідність коригування конструкції автомобіля КАМАЗ-5308 для поліпшення його експлуатаційних характеристик.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Постраждав на дорозі. Всесвітня організація охорони здоров'я. Веб сайт. URL-адреса: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/> (Дата звернення 10.01.2018).

2. Статистика. Сайт патрульної поліції України. URL-адреса: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> (Дата звернення: 15.01.2020).

3. В Україні найвищий рівень смертності внаслідок ДТП у Європі Веб сайт. URL-адреса: http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/читати/87057/V_Ukrajini_najvyshha_smernist_vid_DTP (дата звернення 10.01.2018).

4. Правила дорожнього руху. Київ: Укрспецвидав, 2020. 64 с.

5. Статистичні дані про автомобільний транспорт. Сайт Міністерства інфраструктури України URL: <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-ro-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html> (станом на 10.05.2018).

6. Яким буде середній вік автопарку в Україні через 5 та 10 років? Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/232129/kakoj-srednij-vozzrast-avtoparka-budet-v-ukraine-cherez-5-i-10-let.html> (станом на 05.10.2018 р).

7. Інструкція про призначення та проведення судово-медичних експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 10.08.98 № 53/5 (у редакції Наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 із змінами № 1350/5 від 27.07.2015, № 1420/5 від 26.0

8. Науково-методичні рекомендації щодо підготовки та проведення судових експертиз та експертиз (у ред. наказу Міністерства юстиції України від 26 грудня 2012 р. № 1950/5, у ред. № 1350/5 від 27 липня, 2012). 2015).

9. Три тисячі смертей на рік: чи покращилась безпека дорожнього руху в Україні? Веб сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/236184/tri-tysyachi-smertej-ezhegodno-uluchshitsya-li-dorozhnaya-bezopasnost.html> (дата звернення: 10.08.2018).

10. Опубліковано статистику ДТП в Україні у 2018 році // Перший автоклуб Веб сайт. URL-адреса: <http://autonews.autoua.net/novosti/20627-opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#!> (Дата звернення:

08.05.2019).

11. Не за скломі стан дорожньо-транспортних пригод в Україні у 2017 році
 Сайт. URL: <https://auto.riacem.ru/news/autolaw/236137/ne-za-steklom-kak-obstoyali-dela-s-dtp-v-ukraine-v-2017-godu.html> (дата доступ 03.10.2018).

12. Затвердження стратегії щодо підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Законодавство України. Веб сайт. URL-адреса: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/481-2017-%D1%80> (Дата звернення: 10.05.2018).

13. Рейтинг країн зі смертності від ДТП: Україна у першій десятці (інфографіка). Інформаційне агентство УНІАН. Веб сайт. URL-адреса: <https://www.unian.ua/society/2088789-reyting-krajiv-za-rivnem-smernosti-u-dtp-ukrajina-v-desyatti-infografika.html> (дата звернення: 01.10.2018)

14. Кашканов А.А. Технології підвищення ефективності автомобільної технічної експертизи дорожньо-транспортних пригод: Вінницька монографія: ВНТУ, 2018. 160 с.

15. Методика зниження невизначеності у завданнях автомобільної технічної експертизи дорожньо-транспортних пригод щодо дальності видимості дорожніх об'єктів у темний час доби: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2010. 200 с.

16. Кашканов В.А., Ребедайло В.М., Кашканов А.А., Кужель В.П. Інтелектуальна технологія визначення коефіцієнта тертя за технічної експертизи автомобілів при дорожньо-транспортних пригодах: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2011. 128 с.

17. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. Вплив фактора видимості на вибір безпечної швидкості руху автомобіля у нічний час. Вісник 2002. № 17. с. 62-66.

18. Кашканов А.А., Кужель В.П. Принципи та моделі оцінки ефективності автомобільних фар. Вимірювальні та комп'ютерні технології у технологічних процесах. 2002. № 2. с. 139-143.

19. Кашканов А.А., Хрещенський В.Л., Біліченко В.В. Проектування та стан транспортних засобів у проблемі безпеки дорожнього руху. Методи системного управління, технології організації виробництва, ремонту та

експлуатації автомобілів. 2003. Том. Сімнадцяті сторінки 62-65.

20. Кашканов А.А. Застосування нечіткої логіки в автоматизації автомобілів. Автомобільний транспорт. 2003. № 13. с. 58-61.

21. Кашканов А.А., Кужель В.П. Вплив сліноти водія на вибір безпечних водійних режимів. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2003.

№ 5. С. 63-66.

23. Кашканов А.А., Кужель В.П. Аналіз методів та засобів діагностування автомобільних фар. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2004. № 7 (77). Частина 1. с. 25-29

24. Ротштейн А., Кательников Д., Кашканов А. Нечіткий когнітивний підхід до ранжування факторів, що впливають на надійність людино-машинних систем. Кібернетика та системний аналіз. Політ. 55, № 6 листопада 2019 року. С. 958-966. DOI: 10.1007/s10559-019-00206-8.

25. Кашканов А.А., Ротштейн А.П., Кучерук В.Ю., Кашканов В.А. Коефіцієнт зчеплення шин із дорогою: адаптивна система оцінки. Вісник Карагандинського університету. Серія "Фізика". 2020. № 2(98). С.50-59. DOI: 10.31489/2020Ф2/50-59. (Основна колекція Web of Science).

1. Штрубле Д. Реконструкція автомобільної аварії: практика та принципи.

Бока-Ратон: CRC Press, 2013. 498 стор.

26. Довідник з передової практики реконструкції дорожньо-транспортних пригод, ENESI-BPM-RAA-01. Версія 01 – листопад 2015 р. Європейська мережа інститутів судової експертизи. 21:00

27. Закон України "Про судову експертизу". Документ №4038-XII. Поточна редакція від 7 листопада 2015 року; офіційний сайт Верховної Ради України URL: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/4038-12> (Дата звернення: 16 грудня 2015 р.).

28. Динаміка автомобіля Jazar RN: теорія та застосування. Нью-Йорк: Springer, 2018. 1015 стор.

29. Генга Г., Морелло Л. Автомобільне шасі. Том 1: Проектування компонентів. Спрінгер, 2019. 621 с.

30. Гента Г., Морелло Л. Автомобільне шасі. Том 2. Проектування системи. Спрінгер, 2019. 825 с.

31. Франк Х., Франк Д. Математичні методи реконструкції аварії: погляд судово-медичної експертизи. Бока-Ратон: CRC Press, 2009. 328 стор.

32. Стефан Х. Методи реконструкції аварії. Динаміка систем автомобіля. 2019. Том 47. Номер 8: С. 1049-1073. DOI: 10.1080/00423110903100440.

33. Після затвердження переліку науково-технічної та довідкової літератури, що рекомендується, яка використовується для проведення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 30 липня 2010 р. № 1722/5. К., 2017. 94 с.

34. Ротштейн А., Ребедайло В., Кашканов А. Нечітко-логічна ідентифікація коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з поверхнею дороги. Доповіді та листи про нечіткі системи та II. 2017. 6(1-3), сторінки 53-64.

35. Ротштейн А., Кашканов А. Нечітка експертна система визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям., Аахен, Німеччина, 2018 р. с. 1735-1740.

36. Можливості використання спеціальних знань під час розслідування дорожньо-транспортних пригод/Авт.-сост. С.А. Шевцов. - Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2015. 308 с.

37. Методи оцінки кінематичних та динамічних параметрів транспортних засобів при зіткненні з урахуванням деформації та руйнування. Київський науково-дослідний інститут судових експертиз (КНДІСЕ). К.: КНДІСЕ, 2015. 64 с.

38. Рекомендації щодо використання у практичній діяльності та оснащення пересувної автомобільної технічної лабораторії (позитивний досвід відділу автомобільних технічних оглядів та оціночної діяльності НДЕКТ МВС України в Харківській області з огляду місць пригод)). Київ: Державний науково-експертно-криміналістичний центр МВС України, 2016. 32 с.

39. Дячук В.І. Оцінка слідчими укладання автомобільного експерта як джерела доказів. Закон та безпека. 2014. № 1. с. 168-173.

40. Галак І.І. Характеристика мети та проведення технічної експертизи та її роль при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод. 2016. Випуск. Двадцять шоста сторінка 84-88.

41. Трофименко Н. С. Питання, пов'язані з призначенням та проведенням окремих видів судових експертиз (за матеріалами узагальнення експертної практики). Вісник Академії митної служби України. Серія: "Правильно" 2018. №1 (10). п. 107-112.

42. Туренко О.М., Сараєв О.В. Оцінка ефективності гальмування транспортних засобів щодо дорожньо-транспортних пригод: монографія. Х.: ХНАДУ, 2015. 350 с.

43. Сараєв О.В. Метод оцінки ефективності гальмування транспортних засобів щодо дорожньо-транспортних пригод: дис. ... Доктор. ті. вчений Харків: ХНАДУ, 2016. 418 с.

44. Датський С.В. Оцінка параметрів руху транспортних засобів під час реконструкції дорожньо-транспортної пригоди: дис. ... І. ті. вчений Харків: ХНАДУ, 2018. 321 с.

45. Технічний посібник CRASH-3. Міністерство транспорту США. Національне управління безпекою дорожнього руху. Відділ розслідування нещасних випадків Національного центру статистики та аналізу 2016.

46. Кліфф В.С., Мозер А. Реконструкція двадцяти покрокових колізій за допомогою оптимізатора PC-Crash. Документ SAE №2001-01-05-07.

47. Сараєв О.В. Нові технології вивчення причин дорожньо-транспортних пригод. 2013. Випуск. Двадцять восьма сторінка 405-414.

48. Використання комп'ютерної програми KARAT-3 під час проведення технічних оглядів автомобілів: метод. запис К. ДНДЕКЦ МВС України, 2016. 40 с.

49. Зона САПР. Веб сайт. URL-адреса: <http://www.cadzone.com> (Дата звернення: 26.09.2019).

50. Василевський О. М., Кучерук В. Ю., Володарський О. Т. Основи теорії невизначеності вимірів: навч. Вінниця: ВНТУ, 2015. 230 с.