

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

**Пояснювальна записка**  
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «**Удосконалення діагностування підвіски на  
вібростендах в умовах станції технічного обслуговування автомобілів  
товариства з обмеженою відповідальністю «АвтоекспресСервіс» місто  
Тулечин»**



Виконав: студент 2 курсу,  
групи 1АТ-19м спеціальності 274 –  
Автомобільний транспорт  
**Андрущенко В. В**

Керівник: канд. техн. наук, доцент  
Смирнов Є.В.

Рецензент: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Вінниця – 2020 року

## РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається із вступу, 5 розділів і загальних висновків. Загальний обсяг роботи 140 сторінок формату А4, та графічної частини виконаної слайдами.

Предметом магістерської кваліфікаційної роботи є удосконалення діагностування підвіски на вібростендах в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «АвтоекспресСервіс» місто Тульчин.

Робота складається з п'яти частин:

1. Техніко-економічне обґрунтування удосконалення діагностування підвіски на вібростендах в умовах СТО ТОВ «АвтоекспресСервіс»;
2. Теоретичне обґрунтування удосконалення діагностування підвіски на вібростендах;
3. Організація виконання робіт діагностування підвіски на СТОА;
4. Реалізація методу діагностування підвіски на вібростендах;
5. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

Об'єктом дослідження є метод діагностування підвіски на вібростендах.

Головною метою цієї кваліфікаційної роботи є удосконалення методу діагностування підвіски на вібростендах в умовах СТОА.

## ANNOTATION

Master's degree qualifying work consists of entry, 5 divisions and general conclusions.

A general volume of working as

Object of master's degree qualifying work is improvement of diagnosticating of pendant on vibrostands in the conditions of the technical service of cars of limit liability company station "AutoexpressService " city Tulchin.

Work consists of five parts:

1. The Feasability study of improvement of diagnosticating of pendant on vibrostands in terms LTD. " AutoexpressService ";
2. A theoretical ground of improvement of diagnosticating of pendant is on vibrostands;
3. Organization of implementation of works of diagnosticating of pendant is on AutoexpressService;
4. Realization of method of diagnosticating of pendant is on vibrostands;
5. A labour protection and safety are in emergencies.

A research object is a method of diagnosticating of pendant on vibrostands. The primary objective of this qualifying work is an improvement of method of diagnosticating of pendant on vibrostands in the conditions of AutoexpressService.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

АТП – автотранспортне підприємство;

СТО – станція технічного обслуговування;

ПР – поточний ремонт;

РС – рухомий склад;

ТО – технічне обслуговування;

ЩО – щоденне обслуговування;

ВТБ – виробничо-технічна база;

Д – діагностування;

ПР – поточний ремонт;

Р – ремонт;

ТО – технічне обслуговування;

ТОВ – товариство з обмеженою відповідальністю;



## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ В УМОВАХ СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» .....	8
1.1 Загальні відомості про підвіски автомобілів і їх технічну діагностику .....	8
1.2 Аналіз існуючих методів і засобів контролю технічного стану підвіски автомобілів .....	15
1.3 Огляд видів тестового впливу в процесі контролю технічного стану підвіски автомобілів .....	30
1.4 Діагностичні параметри для оцінки технічного стану підвіски автомобілів....	31
1.5 Аналіз діяльності СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС».....	33
1.5.1 Загальна характеристика СТОА .....	33
1.5.2 Дослідження ринку послуг СТО.....	34
1.5.3 Аналіз стану виробничо-технічної бази СТО «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС»....	35
1.6 Висновки до першого розділу .....	37
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ .. ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ .....	39
2.1. Структурна схема системи «Кузов - підвіска - шина - стенд».....	40
2.2 Математична модель системи «Кузов - підвіска - шина - стенд ».....	43
2.2.1. Математичний опис закономірності вертикальних коливань опорної платформи вібростенда, що реалізує принцип «EUSAMA».....	43
2.2.3 Математичне опис процесу коливання підресореною і невідресореної мас автомобіля на опорній платформі вібростенда.....	47
2.2.4 Математичне опис процесу зміни нормальної реакції $R_z$ на колесах діагностується осі АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин.....	50

2.2.5. Математичний опис процесу зміни бічної реакції $R_y$ на колесах діагностуючої осі АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин.....	52
2.3 Висновки до другого розділу .....	61
3 ОРГАНІЗАЦІЯ ВИКОНАННЯ РОБІТ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА СТОА .....	63
3.1 Розрахунок обсягів робіт, чисельності виробничого персоналу та кількості постів СТОА.....	63
3.1.1 Розрахунок виробничої програми ТО і ремонту .....	63
3.1.2 Визначення річної трудомісткості робіт .....	64
3.1.3 Розрахунок чисельності робітників.....	68
3.1.4 Розрахунок кількості постів ТО, ПР і діагностики.....	69
3.1.5 Розрахункові показники робіт ТО і ПР на СТО.....	71
3.1.6 Організація виробничих підрозділів ТО і ПР на СТО.....	73
3.2 Розрахунок площ виробничо-складських приміщень .....	75
3.3 Планування виробничого поста діагностування підвіски.....	76
3.3.1 Загальна характеристика виробничого поста .....	76
3.3.2 Підбір технологічного обладнання.....	77
3.3.3 Розробка планувального рішення .....	79
3.4 Висновки до третього розділу .....	81
4. РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ .....	82
4.1 Результати аналітичного дослідження робочих процесів підвіски і зчпних характеристик шин автомобіля на вібростендах .....	82
4.2 Обґрунтування діагностичного параметра, що характеризує зчпні характеристики шин в залежності від технічного стану підвіски .....	98
4.3 Методика діагностування технічного стану підвіски .....	106
4.4 Обладнання що реалізує новий метод діагностування технічного стану підвіски автомобілів.....	109

4.5 Економічна ефективність методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів .....	111
4.5.1 Визначення вартості діагностичного комплексу на базі вібростенда .....	112
4.5.2 Розрахунок економічної ефективності методу діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді.....	112
4.6 Висновки до четвертого розділу .....	122
<b>5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....</b>	<b>124</b>
<b>5.1 Технічні рішення з безпеки в зоні ТО і ПР .....</b>	<b>124</b>
5.1.1 Техніка безпеки.....	128
5.1.2 Електробезпека .....	129
5.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії.....	126
5.2.1. Мікроклімат в виробничому підрозділі .....	127
5.2.2 Склад повітря робочої зони.....	130
5.2.3 Освітлення .....	131
5.2.4 Виробничий шум .....	124
5.2.5 Вібрації.....	132
5.3 Пожежна безпека.....	134
5.4 Захист в надзвичайних ситуаціях.....	134
5.5 Висновки до п'ятого розділу .....	135
<b>ВИСНОВКИ .....</b>	<b>136</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>138</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>141</b>

## ВСТУП

*Актуальність теми.* Автомобільний транспорт залишається найнебезпечнішим видом транспорту. Останніми роками все більше уваги стало приділятися проблемам комфорту і активної безпеки автотранспортних засобів (АТЗ). При цьому усе більш високі вимоги пред'являються до ефективності роботи автомобільних підвісок. Підвіска повинна забезпечувати високу активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації, разом з плавністю ходу, стійкістю і керованістю, на що значною мірою впливає величина коефіцієнта зчеплення його коліс з дорогою. При експлуатації АТЗ, підвіска практично не лише визначає плавність ходу, але і робить значний вплив на інші експлуатаційні властивості: тягово-швидкісні, стійкість, керованість і паливну економічність [3, 4, 5].

Контроль технічного стану підвіски АТЗ, що знаходяться в експлуатації, здійснюють як в дорожніх, так і в стендових умовах [7]. Для виключення впливу погодних умов на результати контролю технічного стану підвіски усі автомобілі проходять його на вібростендах.

На сьогодні існує безліч методів і засобів контролю технічного стану підвіски АТЗ, такі як методи EUSAMA, BOGE/МАНА, принцип Тети і так далі. Існуючі методи діагностування не дозволяють оцінювати вплив технічного стану підвіски на якість взаємодії шин з дорожньою поверхнею, стабільність контакту коліс з дорогою, а отже керованість, стійкість і активну безпеку АТЗ. А з іншого боку, існує метод контролю зчіпних характеристик шин. Застосування методу контролю зчіпних характеристик шин в процесі діагностування технічного стану підвіски АТЗ натрапляє на протиріччя, пов'язані з відсутністю знань про закономірності впливу технічного стану підвіски на зчіпні характеристики шин.

Проведення наукового дослідження дозволить удосконалити метод оцінки впливу технічного стану підвіски на якість взаємодії шин з опорною поверхнею дороги. Наявність такого методу дасть можливість вже на стадії контролю виявити із загального числа автомобілів, що діагностуються, ті, технічний стан підвіски яких не забезпечує ефективне зчеплення шин з опорною поверхнею



дороги, і тим самим підвищить їх активну безпеку. Рішення такої актуальної задачі дозволить істотно підвищити активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації, понизити аварійність на автомобільних дорогах.

***Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.***

Дослідження по темі магістерської роботи належить до основних наукових напрямків кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького національного технічного університету.

***Метою*** роботи являється підвищення безпеки АТЗ в умовах експлуатації, на основі високоефективного стендового методу контролю впливу технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з опорною поверхнею.

***Задачі*** магістерської кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати існуючі методи і засоби контролю технічного стану підвіски автомобілів та діагностичні параметри для оцінки технічного стану підвіски автомобілів;
- розробити математичну модель системи «Кузов – підвіска – шина – стенд»;
- виконати організаційно-технічні розробки для виконання діагностування підвіски в умовах СТО ТОВ «АвтоекспресСервіс»;
- виконати аналітичне дослідження робочих процесів підвіски і зчіпних характеристик шин автомобіля на вібростендах;
- обґрунтувати діагностичний параметр, що характеризує зчіпні характеристики шин в залежності від технічного стану підвіски.

***Об'єктом дослідження*** є процес зміни бічних реакцій на колесах автомобіля, що діагностується на вібростенді, при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин.

***Предметом дослідження*** є функціональні залежності і параметри, що характеризують процес взаємодії шин АТЗ з опорною поверхнею при діагностуванні підвіски на вібростендах.

***Наукова новизна*** роботи полягає в наступному:

- удосконалено метод діагностування технічного стану підвіски

АТЗ на вібростендах, обґрунтований на вимірі і аналізі виявлених функціональних залежностей мінімального коефіцієнта бічного зчеплення  $\varphi_{min}$  від змін параметрів технічного стану підвіски і характеристик шин;

- отримала подальший розвиток математична модель системи "Кузов - підвіска - шина - стенд", що дозволяє розрахунковими методами досліджувати зміну бічних реакцій на колесах і характеристики взаємодії шин з опорною поверхнею при варіюванні технічного стану підвіски в процесі її діагностування на вібростендах;

**Практична цінність** впровадження розробленого методу діагностування технічного стану підвіски в технологічний процес автотранспортних і авторемонтних підприємств, фірмових і сервісних центрів дозволить значно скоротити кількість АТЗ, технічний стан підвіски яких не забезпечує якісного зчеплення шин.

Викладачам автомобільних спеціальностей технічних ВНЗ розроблені теоретичні передумови методу дозволять підвищити якість підготовки фахівців в області технічної експлуатації і діагностики АТЗ.

**Особистий внесок здобувача.** За результатами магістерської кваліфікаційної роботи опубліковано 1 тези доповіді у співавторстві.

**Апробація результатів.** Результати МКР доповідались на всеукраїнській науково-практичній інтернет конференції «Молодь в науці, дослідження, проблеми, перспективи (МН 2021)».

**Публікації.** За результатами виконання магістерської кваліфікаційної роботи опубліковані 1 тези доповідей:

Андрущенко В.В., Смирнов Є.В. Методи контролю технічного стану підвісок автомобілів // Всеукраїнська науково-практична Інтернет-конференція студентів, аспірантів та молодих науковців Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи – 2021. – Вінниця, ВНТУ, 2021. – Режим доступу : <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2021/schedConf/presentations>.

# 1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ В УМОВАХ СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС»

## 1.1 Загальні відомості про підвіски автомобілів і їх технічну діагностику

Підвіска автомобіля — це система механізмів, вузлів та деталей, яка призначена для забезпечення пружного зв'язку між несучою системою і колесами автомобіля. Підвіска – це елемент ходової частини – сполучна ланка між дорогою та кузовом автомобіля.

Підвіска складається з пружного, напрямного та амортизуючого елементів. Пружний елемент підвіски забезпечує плавність ходу, так як знижує вплив вертикальних навантажень на кузов автомобіля. Демпфуючий елемент знижує коливальні навантаження, переводячи їх теплову енергію, тим самим покращуючи стійкість і керованість автомобіля. Напрямний елемент забезпечує механічний зв'язок та кінематику переміщення колеса автомобіля.

Основні задачі підвіски:

- підвіска поглинає поштовхи та удари від дороги, при цьому знижує навантаження на кузов, підвищує комфорт водіння;
- стабілізує автомобіль у процесі водіння створюючи нерозривний контакт дороги та коліс;
- обмежує крен кузова;
- зберігає маневреність та точність, не змінюючи траєкторії руху та гальмування.

Історія перших типів підвісок, що застосовуються на автомобілях, йде глибоко в 20-те століття, коли перші конструкції мали всього лише сполучну функцію і передавали всю енергію на кузов. Однак з часом були проведені численні експерименти і втілені різні розробки, які покращували саму конструкцію і збільшували потенціал для майбутнього використання. До наших днів дісталися кілька представників різних типів і навіть сегментів підвісок,

кожна з яких гідна окремої статті для розгляду. Існує кілька типів підвісок. Розглянемо особливості тих, які використовуються в сучасних автомобілях.

### Залежна підвіска

Залежна підвіска відрізняється від інших типів підвіски наявністю жорсткої балки, що зв'язує праве і ліве колеса, завдяки чому переміщення одного колеса передається іншому. Залежна підвіска застосовується там, де потрібна простота конструкції і недороге обслуговування (легкові бюджетні автомобілі), міцність і надійність (вантажні машини), постійний кліренс і великі ходи підвіски (позашляховики).



Рисунок 1.1- Залежна підвіска

Залежна підвіска надзвичайно міцна, але не дуже підходить для автомобілів. Як правило, така підвіска використовується на важких вантажівках, повноцінних позашляховиках. Такі транспортні засоби частіше використовуються для їзди по пересіченій місцевості. Розглянемо, які переваги і недоліки має цей тип підвіски.

Головні плюси залежною підвіски:

- проста конструкція;
- недороге обслуговування;
- хороша стійкість і міцність;
- великі ходи (легке подолання перешкод);
- відсутність зміни колії і кліренсу при русі.

Істотний недолік такий: жорстке з'єднання коліс укупі з великою масою осі негативно позначається на керованості, стабільності руху і плавності ходу автомобіля.

До підвіски зараз висуваються такі вимоги: забезпечення високого рівня комфорту пасажирів при їзді, хорошої керованості і активної безпеки автомобіля. Залежна підвіска не завжди відповідає цим вимогам, і саме тому вважається застарілою. Найчастіше залежна підвіска встановлюється на автомобілі, яким потрібно міцна і надійна ходова частина. Металевий міст майже завжди ставиться в якості задньої підвіски, а балка передньої підвіски вже фактично не використовується. Залежне шасі мають позашляховики (Mercedes Benz G-Class, Land Rover Defender, Jeep Wrangler і інші), комерційні автомобілі, а також малотоннажний вантажний транспорт. Часто жорстка балка присутня в якості задньої підвіски бюджетних легкових машин.

### Незалежна підвіска

Підвіска встановлюється як на передньопривідних, так і задньопривідних автомобілях. Її призначення полягає в створенні досить пружною зв'язку кузова і коліс автомобіля. Такий рід підвіски відрізняється підвищеною стійкістю на поворотах і плавним ходом, так як вона має властивість гасити найбільшу частину коливань, створюваних в процесі пересування по нерівному дорожньому покриттю. Така підвіска, спочатку, встановлювалася на задню вісь автомобіля. В даний час, з'явилося безліч варіантів установки її на передню вісь, незалежно від приводу автомобіля, будь то повний, передній або задній. Вона не має певної конструкції і являє собою комбінацію двохважелем підвіски з поздовжньо-поперечними важелями. Таким чином, досягається низький шум на великих дорожніх нерівностях, плавність ходу, поліпшена керованість і великий діапазон регулювань.

В даному типі підвіски колеса не пов'язані один з одним, тобто діють незалежно. Незалежна підвіска має перевагу при русі по трасі з великою швидкістю і встановлюється, як правило, на легкових автомобілях.

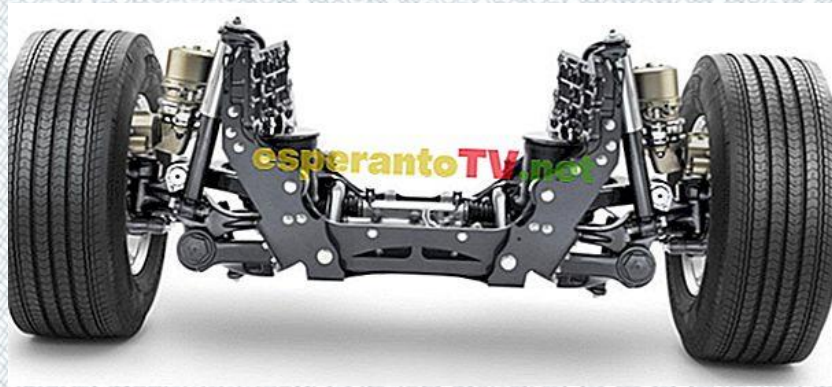


Рисунок 1.2 - Незалежна підвіска

До переваг незалежної підвіски можна віднести:

- малі відхилення щодо поздовжньої осі;
- хорошу керованість;
- хороше зчеплення з дорожнім покриттям;
- високий рівень комфорту.

Мінусами цього типу підвіски можна назвати:

- Дороге обслуговування та ремонт.
- Короткий хід важелів підвіски, що може привести до зменшення кліренсу.
- Велике число деталей, з яких складається підвіска і, відповідно, більша ймовірність пошкодження, в порівнянні з залежною.
- Складність проведення ремонтних робіт в польових умовах.

Якщо ж порівнювати залежну і незалежну підвіску, то остання має більш складну конструкцію. У незалежної підвіски колеса переміщуються незалежно один від одного, завдяки чому у автомобіля поліпшується керованість і підвищується плавність ходу.

Несправності підвіски АТЗ в умовах експлуатації призводять до наступних порушень [2, 3,7,25]:

- погіршення зчеплення коліс з поверхнею дороги;
- відхилення від заданої Траєкторії руху;

- збільшення гальмівного шляху, порушення в роботі систем ABS, ESP и ін.;
- зниження швидкості безпечного проходження поворотів;
- погіршення ходових якостей автомобіля при бічному вітрові та на серпантиніві;
- з'явилися надлишкові поворотності;
- підвищення інтенсивного зносу шин, вузлів ходової частини.

В експлуатації АТЗ, підвіска працює в важких умовах. Протягом терміну експлуатації, технічний стан підвіски поступово втрачає свої первинні властивості [12]. Характерними ознаками несправностей передньої підвіски АТЗ в умовах експлуатації є: стук в передній підвісці; поштовх, який відчувається на рульовому колесі при повороті і супроводжувані поштовхах в підвісці; плямистий знос передніх шин або однієї з них; нерівномірний бічний знос шин передніх коліс; підвищене зусилля на рульовому колесі при повороті; відсутність самоповернення при виході з повороту; жорсткі удари в підвісці при переїзді дорожніх нерівностей; автомобіль "веде" убік; "жорстка" підвіска і тому подібне [9,10,11].

Характерними ознаками несправностей задньої підвіски АТЗ, в умовах експлуатації, можуть бути: скрип ресор; крен автомобіля убік; слід задньої колії не йде по сліду передньою і автомобіль "веде" убік; часті "пробої" задньої підвіски; "пробої" супроводжуються металевим стуком [11-10].

Амортизатор є одним з важливих елементів підвіски. Амортизатор не лише гасить коливання кузова і коліс АТЗ, він забезпечує плавність ходу, комфортабельність, а також постійний і надійний контакт коліс з опорною поверхнею дороги, тобто впливає на стійкість і керованість АТЗ [12,13].

Ознаками несправностей амортизаторів є: підтікання рідини з амортизатора; незадовільна робота амортизатора; часті "пробої"; розгойдування автомобіля; недостатнє зусилля при ході віддачі; недостатнє зусилля (чи "провали") при ході стискування; стуки і скрипи при роботі амортизаторів [ 101 - 103].

У сучасних автомобілях комфортабельність їзди покращують за рахунок вдосконалення підвіски (пружин, ресор, пневмопідвіски, амортизаторів, торсіонних вузлів).

Сучасна підвіска здатна поглинути будь-які вади дорожнього покриття, підвищуючи комфортабельність автомобіля. Але підвіска також вимагає особливої уваги. У разі відмови якого-небудь елемента підвіски пасажирів відчуватимуть дискомфорт під час руху автомобіля. Щоб комфортабельність машини була на висоті, треба постійно стежити за станом ходової частини, особливо це стосується підвіски [24].

Несправності підвіски приводять до дорожньо-транспортних подій причому іноді з дуже тяжкими наслідками. За даними професора А.А.Енаєва гальмівний шлях автомобіля з несправною підвіскою може збільшуватися на  $18 \div 23\%$ .

Сторонні звуки в підвісці, як правило, не відбиваються на поведінці автомобіля під час руху, але, при цьому, свідчать як мінімум про необхідність її діагностики.

Несвоєчасний ремонт підвіски може призводити до дуже серйозних проблем. Наприклад, до втрати автомобілем керованості, швидкому зношуванню деталей, до складнішого і дорожчого ремонту.

З аналізу розглянутих вищезгаданих літературних джерел, наукових робіт і конструкцій підвіски АТЗ встановлено, що:

а) безпека автомобілів в умовах експлуатації значною мірою залежить від технічного стану підвіски;

б) головне завдання підвіски автомобіля - це, по-перше, забезпечення постійні стабільні контакти коліс з дорожнім покриттям і, во- других, створення комфорту для водія і пасажирів;

в) рух на автомобілі з несправною підвіскою укрій небезпечно;

г) несправна підвіска автомобіля негативно впливає не лише на рівень комфорту, але і на безпеку управління;

д) без своєчасної діагностики ходової частини і своєчасного ремонту підвіски неможливо забезпечити справне і безпечне функціонування автомобіля.



Підвіска визначає стійкість і керованість автомобіля, які у свою чергу залежать від якості зчеплення коліс автомобіля з дорогою. Забезпечуючи стабільний контакт шин автомобіля з дорогою, підвіска забезпечує цю якість зчеплення, яке оцінюється величинами коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$ . Величина коефіцієнтів зчеплення, у свою чергу визначається величиною нормальних реакцій  $R_z$ , подовжніх, -  $R_x$  і бічних реакцій -  $R_y$ , що діють між шинами і дорогою. Схема реакцій, що діють на колеса АТЗ, представлена на рис. 1.3 [11,15].

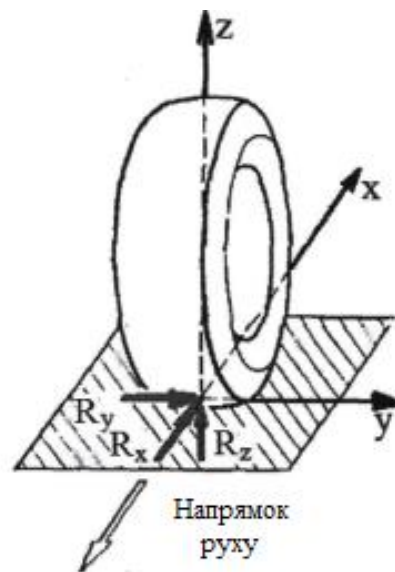


Рисунок 1.3 - Реакції, що діють між шинами і дорогою :  $R_z$  - нормальна;  $R_x$ - подовжня;  $R_y$ - бічна

Знаючи величини реакцій  $R_x$ ,  $R_y$  і  $R_z$  можна легко визначити значення коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$ . Вони обчислюються як стосунки [8,18]:

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_z}, \quad \varphi_y = \frac{R_y}{R_z},$$

Вимір хоч би одного з коефіцієнтів ( $\varphi_x$  або  $\varphi_y$ ) під час роботи підвіски дозволить кількісно оцінювати вплив її технічного стану на якість зчеплення шин АТЗ з дорогою.

## 1.2 Аналіз існуючих методів і засобів контролю технічного стану підвіски автомобілів

Для аналізу інформації про технічний стан підвіски існує безліч методів і засобів діагностування.

На сьогодні в світі існує досить багато методів і засобів контролю технічного стану підвіски АТЗ в умовах експлуатації. Вони різні за складністю, а також і по точності результатів. Їх класифікація представлена на структурній схемі (рисунок – 1.4)

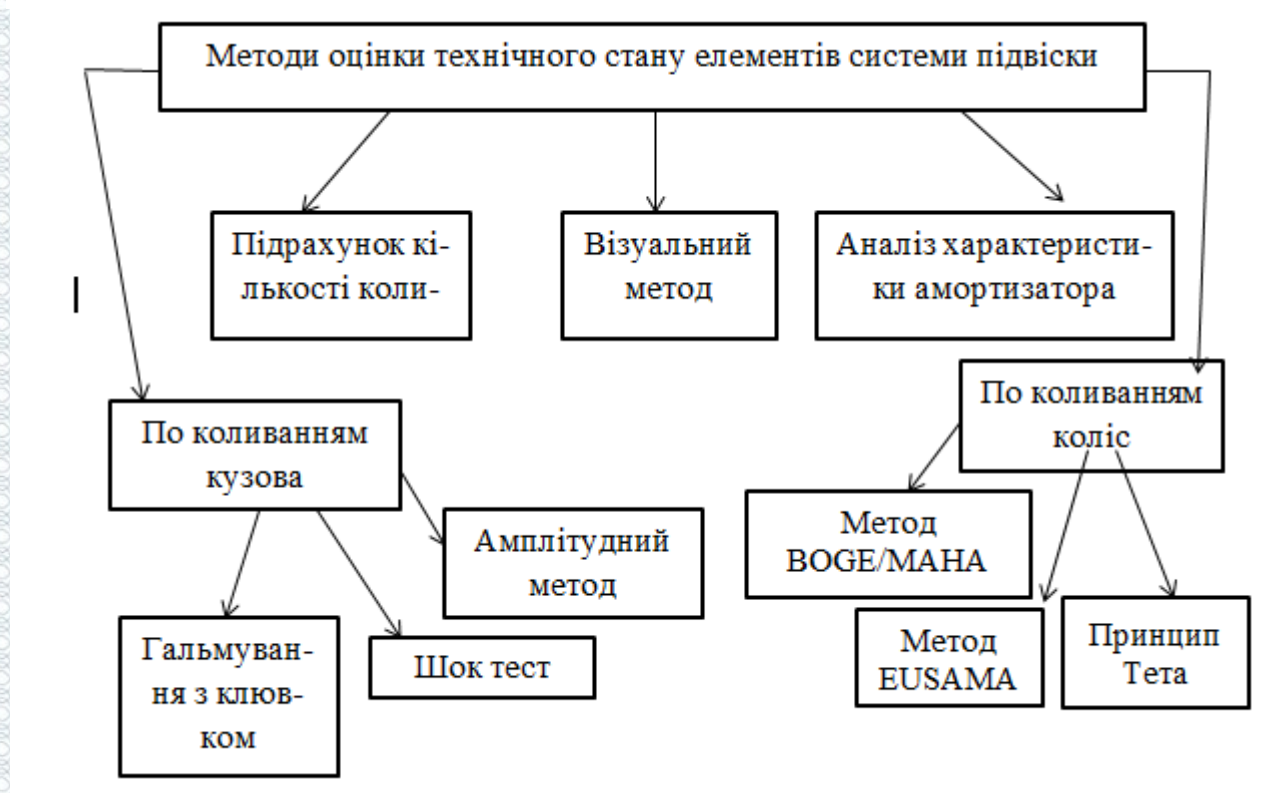


Рисунок 1.4 - Структурна схема класифікації методів оцінки технічного стану підвіски

Як видно з рис. 1.4, самим простим методом контролю технічного стану підвіски є її візуальний огляд - найпростіший спосіб діагностики, що не вимагає спеціального обладнання. Він дозволяє виявляти тільки зовнішні пошкодження елементів підвіски - корозію, задираки, деформацію корпусу або штока амортизатора, негерметичність його ущільнень, що приводить до витoku

гідравлічної рідини. Зміна характеристик підвіски, наприклад, через зношування клапанів амортизатора, візуально визначити неможливо.

Аналіз характеристик амортизатора іноді здобувають шляхом його демонтажу і встановлення на спеціальний стенд, вимірюючи зусилля стиснення і відбою на різних режимах, отримують робочу характеристику, а потім порівнюють її з номінальною. Цей спосіб дозволяє достовірно оцінити працездатність амортизатора, тому використовується виробниками для випробувань і контролю якості своєї продукції, а також при її сертифікації.

Підрахунок кількості коливань теж є простим і доступним, але найменш точним способом визначення працездатності амортизаторів. При справних амортизаторах після інтенсивної розгойдування і поштовху автомобіля вниз кузов повинен піднятися, опуститися і при подальшому підйомі зупинитися. Тобто коливання повинні припинитися за півтора періоду. Несправні амортизатори дозволять кузову зробити більш двох-трьох повних коливань вгору-вниз. Якщо несправний тільки один з них, коливання кузова будуть частково гаситися іншими, що практично неможливо оцінити на «око». Оцінка працездатності амортизаторів проводиться за допомогою спеціальних приладів і стендів.

Амплітудний метод полягає в вимірі загасання коливань кузова після його розгойдування. Оцінка працездатності підвіски автомобіля проводиться при її малих ходах і на низьких швидкостях кузова. У більшості випадків цей метод дозволяє достовірно виявляти лише повну втрату працездатності амортизатора: коли шток або переміщується практично без опору, або амортизатор заклинило.

Іноді діагностування працездатності амортизаторів здійснюють з використанням ультразвукового приладу (рис. 1.5), забезпеченого датчиком переміщення.



Рисунок 1.5 - Пристрій для діагностування працездатності амортизаторів

Прилад складається з блоку реєстрації, в якому розміщені ультразвуковий датчик, обчислювальний пристрій, керуючі клавіші, дисплей, а також джерело ультразвуку. Блок закріплюється на крилі автомобіля за допомогою присосок, а джерело кладеться на підлогу поруч з колесом. У пам'ять пристрою попередньо вводяться вихідні дані по діагностується автомобілю. Бази даних поставляються в комплекті діагностичного обладнання, а також можуть, поповнюються результатами вимірювань, отриманих на аналогічному автомобілі зі свідомо справними амортизаторами.

На автомобіль з закріпленням на крилі блоком одноразово впливають силою, притискаючи його вниз. Прилад реєструє коливання і обчислює коефіцієнт, що характеризує затухання амплітуди коливань. Чим швидше загасають коливання, тим більше його значення, виражене у відсотках.

Якщо його значення лежить в межах:

- від 100 до 75%, то загасання амплітуди коливань достатня;
- від 75 до 51%, то загасання помірне;
- від 50 до 0%, то загасання недостатнє.

**Шок-тест** підвіски автомобіля проводять на стенді (рис. 1.6), що складається з невеликого пневматичного підйомника і пристрої з пружними важелями, що відслідковує вертикальні переміщення кузова.



Рисунок 1.6 - Вібростенд для випробування гасіння амортизаторів

Автомобіль встановлюють на платформу передніми або задніми колесами. Підпружинені важелі пристрою зачіпають знизу за колісні арки. Колеса випробуваної осі піднімають на висоту 10 см, а потім різко відпускають, викликаючи коливання кузова, а разом з ним і важелів. За результатами тесту комп'ютер стану обчислює коефіцієнт загасання коливань для кожного амортизатора випробуваної осі (рис. 1.6). Якщо значення коефіцієнта становить:

- від 22% до 65% - гасіння коливань достатня;
- від 16% до 22% - гасіння помірне;
- від 0% до 16% - гасіння недостатнє.

Гранично допустима відносна різниця між коефіцієнтами для амортизаторів одній осі становить не більше 22%.

Гальмування з кленком. Даний метод застосовується, як правило, на лініях експрес-діагностики. Лінія встановлюється в зоні приймання станції технічного обслуговування і здійснює загальну поверхневу діагностику ходової частини. Крім контролю технічного стану амортизаторів перевіряється ефективність роботи гальмівних систем і бічний відведення автомобіля при відпущеному кермі. Стенд (рис. 1.7) складається з вмонтованих в підлогу платформ з датчиками, обчислювального пристрою і монітора. Для проведення вимірювань автомобіль плавно заїжджає на платформи і різко загальмовується.



Рисунок 1.7 - Стенд для випробування амортизаторів

При цьому кузов починає коливатися. Датчики фіксують зміну навантаження на платформи. За кількістю і інтенсивності коливань обчислювальний пристрій оцінює ефективність роботи амортизаторів. Точність вимірювання цим способом невелика і залежить від багатьох факторів, які не пов'язаних з реальним технічним станом підвіски автомобіля (мокрі або шиповані шини, неефективно працює гальмівна система, непрогріті амортизатори і т.д.)

Таким чином, суть амплітудного методу, шок-тесту і гальмування з ключки полягає в вимірі амплітуд згасаючих коливань кузова. Точність контролю технічного стану підвіски цим методом невелика і багато в чому залежить від її конструкції.

Одним з найбільш поширених методів діагностування підвіски на вібростендах, є метод EUSAMA. Він покликаний оцінювати здатність підвіски рівень притиснення коліс до дороги при впливі на підвіску вертикальних переміщень в діапазоні резонансних частот. Функціональна схема стенду для діагностування підвіски АТЗ методом EUSAMA показана на рис. 1.8.

Технологія перевірки підвіски методом EUSAMA полягає в наступному:

1) Колеса діагностується осі автомобіля встановлюють на опорні платформи вібростенда;

2) В стані спокою вимірюється величина статичного нормальної реакції  $R_{zct}$  коліс діагностується осі;

За допомогою приводних електродвигунів задається тестовий вплив, яке полягає в вертикальних коливаннях опорних платформ з постійною амплітудою, що дорівнює 6мм.

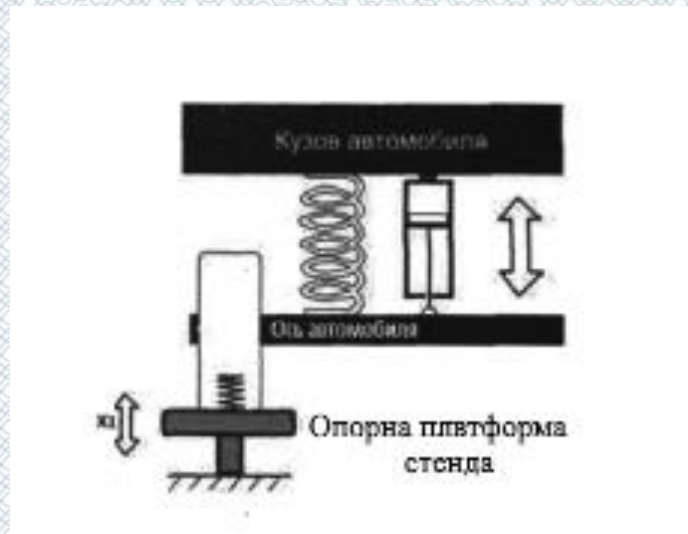


Рисунок 1.8 - Функціональна схема методу діагностування підвіски (Метод EUSAMA)

3) Амплітуда коливань платформ є величиною постійною. За досягнення частотою коливань опорних платформ значення 25 Гц приводні електродвигуни відключаються;

4) У режимі затухаючих коливань вимірюється мінімальна динамічна реакція  $R_{zmin}$  на кожному колесі діагностується осі в режимі резонансу;

5) Розраховується коефіцієнт зниження величини нормального навантаження на колеса в процентах, а також відносна різниця їх значень на колесах діагностується осі:

$$K = \frac{R_{z\text{ммидин}}}{R_{z\text{СТ}}} \cdot 100\%.$$

Для методу EUSAMA використовують такі оціночні показники:

- $K > 45\%$  - підвіска забезпечує достатню притиснення коліс до дороги;
- $25\% < K < 45\%$  - підвіска забезпечує слабе притиснення;

-  $K < 25\%$  - підвіска забезпечує недостатнє притиснення.

Гранично допустима відносна різниця коефіцієнтів  $K$  для коліс однієї осі становить 0,15.

Аналіз показує, що метод EUSAMA не оцінює якості зчеплення шин автомобіля з дорогою. Віброденди моделі KDXG реалізують метод EUSAMA для оцінки технічного стану підвіски АТЗ. Віброденди KDXG працюють з постійною амплітудою  $\sim 6$  мм. На рис. 1.9 представлений зовнішній вигляд стенда і його функціональна схема.

Принцип роботи віброденда (рис. 1.9) полягає в тому, що електродвигун 1 приводить в обертання кулачкові вали 4. Маховик і електродвигун з'єднуються між собою за допомогою муфти 2. Маховик призначений для забезпечення згасаючих коливань і плавної зупинки віброденда. Кулачкові вали 4 з'єднуються між собою пасової або ланцюгової передачею 3, яка передає крутний момент від одного вала до іншого. Кулачкові вали обертаються з частотою  $\omega$  і викликають коливання поперечних важелів 6. Таким чином, поперечні важелі роблять вертикальні коливання з частотою  $\omega_1$ , викликаючи вертикальні коливання опорних платформ 7 стенду з частотою  $\omega_2$ , на яких встановлені колеса діагностуючої осі автомобіля.

Між поперечними важелями і опорної платформою встановлені чотири тензометричних датчика 9, для вимірювання нормального навантаження на колесах діагностується осі автомобіля. Поперечні важелі встановлені в напрямних опорах 11 і утримуються за допомогою пружин 10. Платформа жорстко з'єднана з поперечними важелями за допомогою болтового з'єднання.



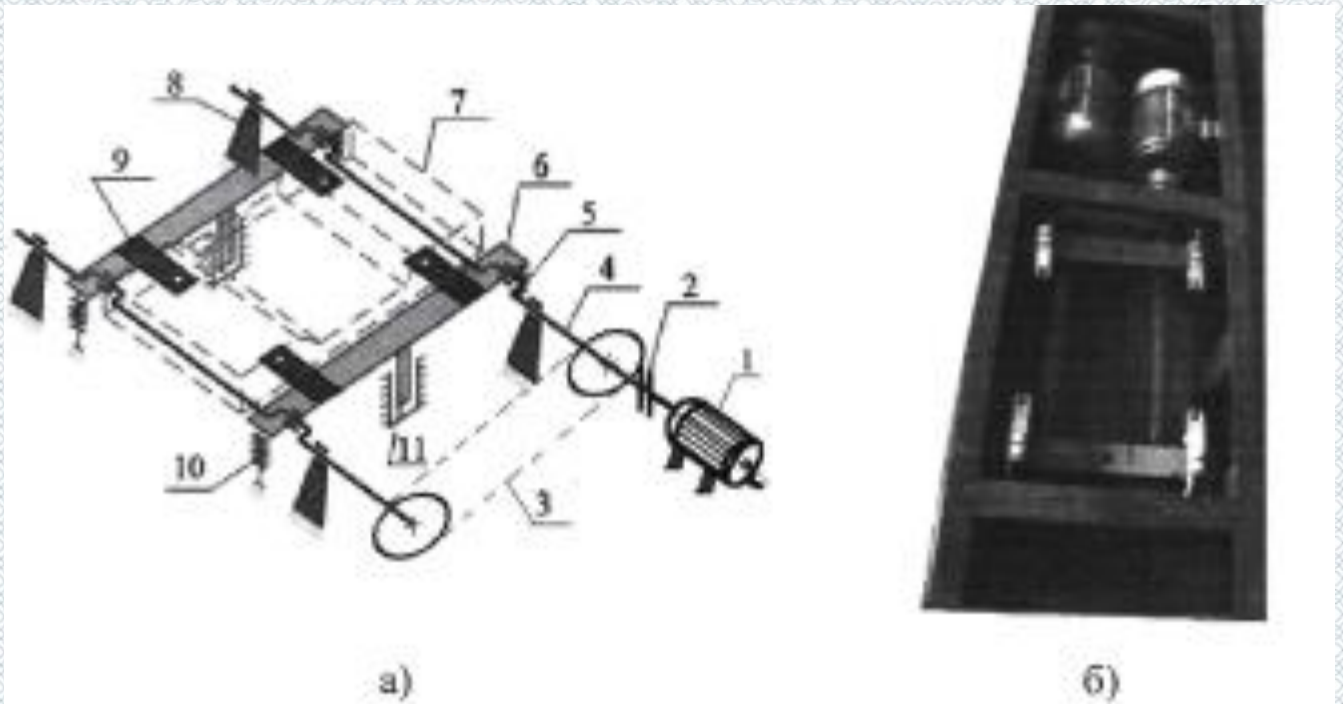


Рисунок 1.9 - Зовнішній вигляд станда моделі KDXG і його функціональна схема:  
а) функціональна схема станду; б) зовнішній вигляд

На вібростенді фірми CARTEC моделі FWT 2010 E теж реалізований метод EUSAMA для оцінки технічного стану підвіски АТС. Він працює з постійною амплітудою  $\sim 6$  мм. Однак він відрізняється оригінальною конструкцією, яка включає в себе тільки один електродвигун і два датчика сили (навантаження). На рис. 1.11 представлений зовнішній вигляд вібростенда моделі FWT 2010 E і його функціональна схема.

Принцип роботи вібростенда (рис. 1.10) аналогічний вібростенді KDXG.

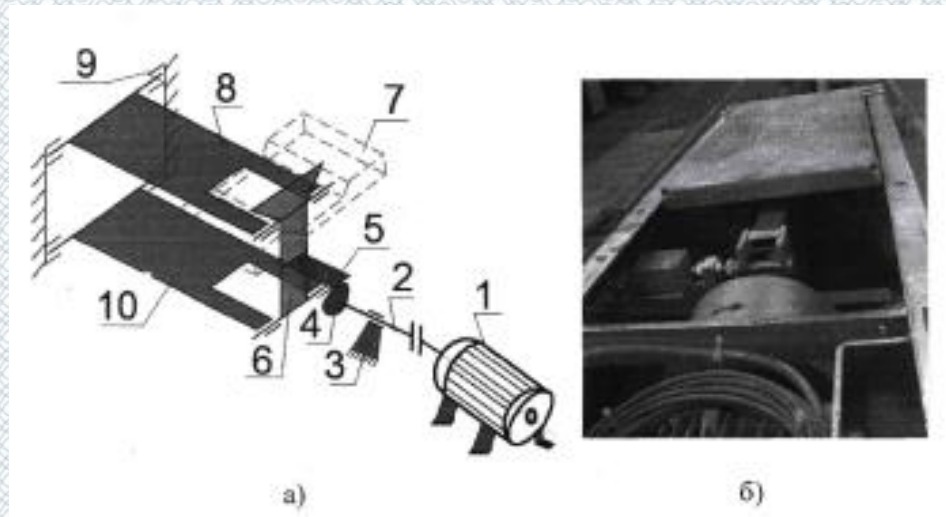


Рисунок 1.10 - Вібростенд FWT 2010 E: а) функціональна схема стенду; б) зовнішній вигляд;

Метод EUSAMA реалізує на своїх вібростендах фірма NesBAUM, зовнішній вигляд стенда якої представлений на рис. 1.11.

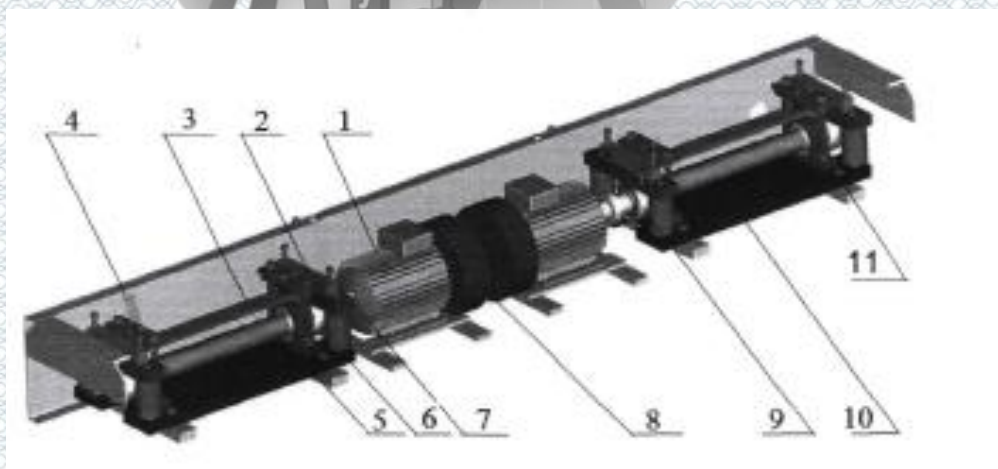


Рисунок 1.11 - Зовнішній вигляд вібростенда NesBAUM

Розглянуті приклади вібростенді наочно показують, що метод EUSAMA кількісно не оцінює параметрів, що характеризують якість зчеплення шин автомобіля з опорними площадками стенду, оскільки він не дозволяє проводити вимірювання коефіцієнтів зчеплення  $\phi$ . суть методу полягає лише в непрямій оцінці коефіцієнта зниження навантаження на колесо в умовах резонансних коливань елементів підвіски.

Амплітудно-резонансний метод (метод BOGE / МАНА), показаний на рис. 1.12 полягає у вимірюванні амплітуди платформи з встановленим на неї колесом автомобіля. Платформі стенду повідомляються коливання частотою близько 16 Гц. У міру їх загасання настає резонанс (зростання амплітуди коливань при збігу власної частоти підвіски автомобіля і частоти коливань платформи). Чим більших значень досягає амплітуда в момент резонансу, тим гірше амортизатор гасить коливання. Порівнюючи результати вимірювань з нормативними значеннями, метод дозволяє робити висновок про ефективність роботи амортизатора. Технологія перевірки технічного стану підвіски АТЗ при використанні методу вимірювання амплітуди полягає в наступному:

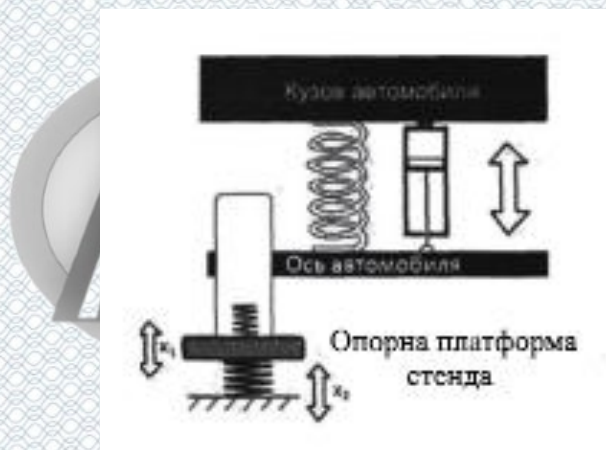


Рисунок 1.12 - Принципова схема методу діагностування амортизаторів по амплітуді коливань (метод BOGE / МАНА)

- 1) Колеса діагностується осі автомобіля встановлюються на опорні платформи вібростенда;
- 2) За допомогою приводних електродвигунів задається тестове вплив, яке полягає в вертикальних коливаннях опорних платформ з частотою 16 Гц і амплітудою близько 7,5 мм. В даному методі амплітуда коливань опорних платформ змінна величина;
- 3) В режимі затухаючих коливань досягається резонанс і вимірюється максимальна амплітуда коливань опорних платформ вібростенда, на яких встановлені колеса діагностується осі;

4) Для даного методу використовуються такі оціночні показники:

Процентний коефіцієнт ефективності роботи амортизатора:

- більше 60% - робота амортизатора нормальна;
- від 40 до 60% - амортизатор слабо гасить коливання;
- менше 40% - стан амортизатора незадовільний.

На практиці різниця коефіцієнтів для коліс однієї осі більше 10% свідчить про несправність амортизатора з меншим коефіцієнтом.

Амплітудний показник:

- хороший стан амортизатора - 11 .. 85 мм;
- поганий стан амортизатора - менше 11 мм;
- зношений стан амортизатора - більше 85 мм.

Різниця амплітуд коливань коліс не повинна перевищувати 15 мм.

На вібростендах фірми МАНА і CARTEC моделей FWT1 і SA2 відповідно, для оцінки технічного стану підвіски АТЗ застосований метод BOGE / МАНА вимірювання амплітуди. На рис. 1.13 представлені зовнішній вид вібростенді моделей FWT1, MDS 3000 і їх функціональна схема.

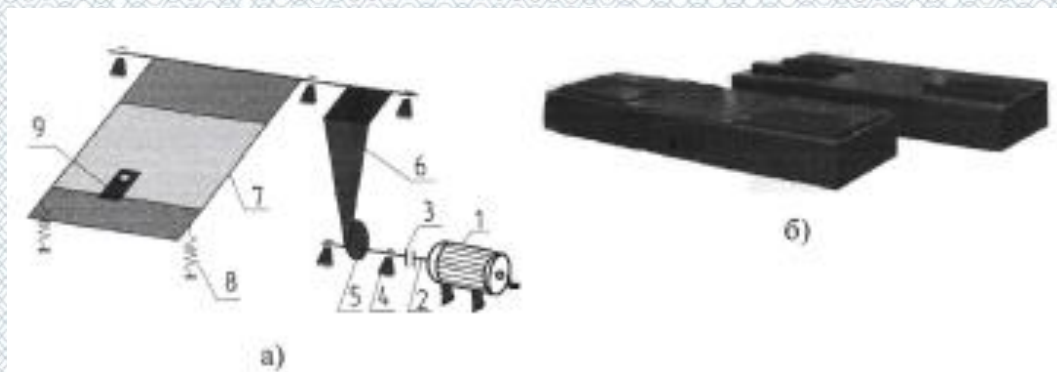


Рисунок 1.13 - Вібростенди FWT1 і MDS 3000: а) функціональна схема стану;

б) зовнішній вигляд

Зовнішній вигляд вібростенда фірми МАНА моделі MDS 3000 представлений на рис. 1.14.

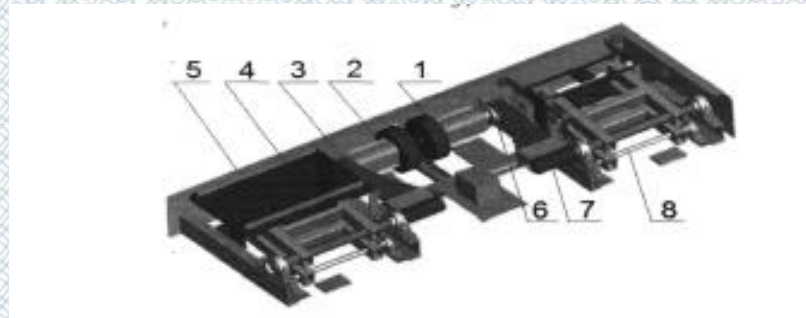


Рисунок 1.14 - Зовнішній вигляд вібростенда фірми МАНА моделі MDS 3000:

На рис. 1.15 представлений зовнішній вигляд вібростенда фірми CARTEC і його функціональна схема.

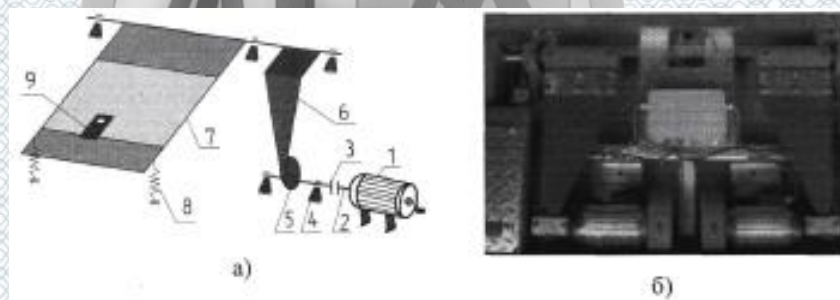


Рисунок 1.15 - Зовнішній вигляд вібростенда фірми CARTEC і його функціональна схема: а) функціональна схема стенду; б) зовнішній вигляд;

Принцип роботи вібростенда моделі FWT 3800 (рис. 1.15) полягає в тому, що електродвигун 2 приводить в обертання кулачковий вал. Маховик 1, електродвигун і кулачок 5 з'єднуються між собою за допомогою муфти 3. Маховик призначений для забезпечення згасаючих коливань і плавної зупинки вібростенда. Кулачковий вал, утримуваний за допомогою підшипникової опори, обертається з частотою  $\omega_1$  і викликає кутові коливання гнучкої пластини 6.

Таким чином, гнучка пластина через вісь обертання викликає коливання опорних платформ 7 вібростенда з частотою  $\gamma > 2$ , на які встановлюються колеса діагностується осі автомобіля. Під опорної платформи встановлений датчик переміщень 9. Опорна платформа стенду підресорені пружним елементом 8. Таким чином, за рахунок пружної деформації поперечних важелів платформ стенду, вони можуть здійснювати коливання із змінною амплітудою.

Розглянуті приклади вібростенді наочно показують, що амплітудно резонансний метод BOGE / МАНА кількісно не оцінює параметрів, характеризують якість зчеплення шин автомобіля з опорними майданчиками стенду, оскільки він не дозволяє проводити вимірювання коефіцієнтів зчеплення  $\phi$ . Суть методу полягає лише в вимірі максимальної амплітуди коливань опорних платформ вібростенда, на яких встановлені колеса діагностується осі.

Принцип Тета полягає у визначенні коефіцієнта демпфірування по Леру.

Коефіцієнт демпфування по Леру - це безрозмірна величина, що характеризує властивості коливальної системи поглинати енергію. Вона є також конструктивної характеристикою підвіски автомобіля. При цьому величина  $\gamma \approx 0,2$  відповідає комфортабельній підвісці, а  $\gamma \approx 0,35$  - спортивної.

Граничне значення коефіцієнта демпфірування амортизатора, нижче якого експлуатація АТЗ небезпечна, дорівнює  $\gamma \approx 0.1$ . Якщо виміряна величина нижче 0.1, то необхідно ретельно перевірити всі демпферуючі елементи і при необхідності замінити їх. Облік специфічних даних автомобіля при цьому способі не потрібно, наприклад, таких як жорсткість підвіски.

На основі принципу Тета працює вібростенд виробництва фірм 39 Cartec моделі FWT 3800. Значення коефіцієнта демпфірування  $\gamma$ , певні для амортизаторів з різним ступенем демпфірування і залежність коефіцієнта демпфірування  $\gamma$  від ступеня демпфірування представлена на рис. 1.16.

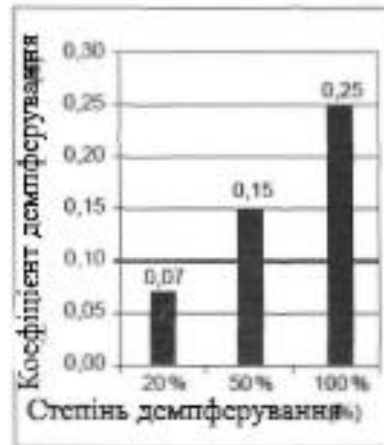


Рисунок 1.16 - залежність величини коефіцієнта демпфірування від ступеня демпфірування

Розглянутий принцип Тета наочно показують, що методи реалізують даний принцип кількісно не оцінюють параметрів, що характеризують якість зчеплення шин автомобіля з опорними площадками стенду, оскільки він не дозволяє проводити вимірювання коефіцієнтів зчеплення  $\varphi$ . Суть принципу полягає лише в визначенні коефіцієнта демпфірування по Леру.

Крім вищевказаних методів контролю технічного стану підвіски АТЗ, існують і інші, подібні розглянутим методи. Наприклад метод діагностування люфтів в підвісці АТ.

Таким чином, з проведеного аналізу можна виділити тільки три методи діагностування підвіски АТЗ, які більш-менш точно дозволяють виявляти її технічний стан. Це методи BOGE / МАНА, EUSAMA і принцип Тета [12]. При використанні методу EUSAMA вимірюється навантаження на колеса діагностується осі в момент резонансу. При використанні методу BOGE / МАНА і принципу Тета вимірюється амплітуда коливання опорних платформ в момент резонансу. Однак зазначені діагностичні параметри лише побічно впливають на величину коефіцієнтів зчеплення, і по ним неможливо оцінити реальні значення коефіцієнтів  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$  зчеплення шин з дорогою, які безпосередньо впливають на активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації.

Методи BOGE / МАНА, EUSAMA і принцип Тета мають ряд недоліків.

На результати діагностування, з їх використанням, у певній мірі впливає технічний стан шарнірів, пружин, стабілізаторів, тиск в шинах, бічні сили. Вони не враховують конструктивні параметри підвісок, характеристики і знос протектора, а також зчіпні властивості шин з опорною поверхнею, які оцінюються величинами коефіцієнтів  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$ . Представлені вище, методи не дозволяють контролювати величини поздовжніх  $R_x$  і (або) бічних реакцій  $R_y$  на колесах в процесі діагностування технічного стану підвіски. А адже саме бічні реакції  $R_y$  забезпечують стійкість і керованість автомобіля в умовах експлуатації.

Підвіска АТЗ в умовах експлуатації повинна забезпечувати надійний і постійний контакт його коліс з дорогою, тобто забезпечувати максимальне значення коефіцієнтів  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$ , від чого напряду залежить їх активна безпека. Зміна технічного стану підвіски призводить до порушень взаємодії шин з дорожньою поверхнею і, як наслідок, значне зниження керованості і стійкості АТЗ.

Існуючі методи діагностування не дозволяють оцінювати якість взаємодії шин АТЗ з дорожньою поверхнею, оскільки не вимірюють величини коефіцієнта  $\varphi_x$  або коефіцієнта  $\varphi_y$ . Отже, існуючі методи діагностування не дозволяють оцінювати вплив технічного стану підвіски на керованість, стійкість і активну безпеку автомобілів.

Аналіз показує, що вібростенди не дозволяють контролювати технічний стан підвіски АТЗ з високою точністю і достовірністю, що призводить до зниження рівня їх активної безпеки, а, отже, і зниження рівня безпеки дорожнього руху.



### 1.3 Огляд видів тестового впливу в процесі контролю технічного стану підвіски автомобілів

При застосуванні методу EUSAMA в процесі діагностування технічного стану підвіски автомобіля на вібростендах тестовий вплив має відповідати наступному вимогам:

- а) Частота вимушених коливань опорних платформ стенду - 25Гц.
- б) Амплітуда коливань опорних платформ постійна,  $A = \text{const}$  (зазвичай 6 мм);
- в) Вимірювання максимального навантаження на колесах діагностується осі здійснюється за нерухомому стані опорних платформ;
- г) Вимірювання мінімального навантаження на колесах діагностується осі здійснюється в режимі резонансу підвіски автомобіля.

При застосуванні методу BOGE / МАНА в процесі діагностування технічного стану підвіски автомобіля на вібростендах тестове вплив має відповідати наступному вимогам:

- а) Частота вимушених коливань платформ стенду-16 Гц;
- б) При проходженні точки резонансу, після відключення приводних електродвигунів, амплітуди коливань коліс збільшуються, і досягається максимальна амплітуда коливань підвіски;
- в) Амплітуда коливань платформ змінна  $A = 3,5 - 70$  мм;
- г) Вимірювання максимальної амплітуди коливань окремо для лівого і правого амортизатора в режимі резонансу.

Існуючі методи діагностування технічного стану підвіски на вібростендах мають ідентичні тестові режими. У всіх випадках автомобіль встановлюється на спеціальні платформи вібростенда, яким по черзі повідомляються вимушені вертикальні коливання. Амплітуда коливань опорних платформ може бути постійна (метод EUSAMA) або змінна (метод BOGE / МАНА) і в режимі резонансних частот вимірюються амплітуди коливань нормальної навантаження на колесах або їх вертикальні переміщення. Такий режим тестування не дозволяє

вимірювати бічні реакції на колесах і не дозволяє оцінювати вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з опорною поверхнею дороги, отже, і на керованість, стійкість, активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації.

#### 1.4 Діагностичні параметри для оцінки технічного стану підвіски автомобілів

З аналізу розглянутих літературних джерел, патентів, робіт і конструкцій підвіски слід, що існує в основному тільки два діагностичних параметра для оцінки технічного стану підвіски.

Коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса  $K$  під час резонансу (за методом EUSAMA). Він визначається за формулою:

$$K = \frac{G_{kmin}}{G_{kCT}} \cdot 100\%,$$

де  $G_{kmin}$  - мінімальне навантаження, що проходить на колесо, [Н]

$G_{kCT}$  - статичне навантаження, що проходить на колесо, [Н].

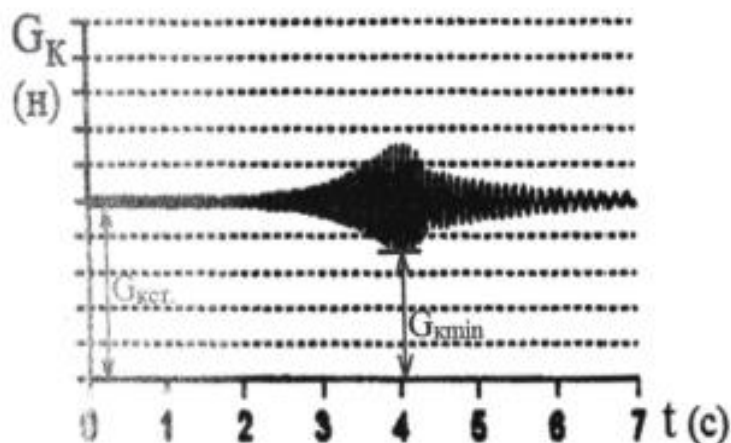


Рисунок 1.17 - Графік залежності зміни навантаження на колесах автомобіля від часу при діагностиці технічного стану підвіски на вібростендах «EUSAMA»

Статичне навантаження  $G_{кст}$  вимірюють в нерухомому стані автомобіля, а мінімальне навантаження  $G_{kmin}$  - в момент резонансу. З використанням вимірних значень розраховують коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса за формулою.

Як заявляють виробники стендів, вони вимірюють «коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею», проте коефіцієнт зчеплення – це відношення поздовжньої реакції  $R_x$  або бічної реакції  $R_y$  до нормальної реакції  $R_z$ . Оскільки даний метод не передбачає вимірювання ні поздовжньої реакції  $R_x$  ні бічної реакції  $R_y$ , отже, він не дозволяє виконувати кількісну оцінку якості зчеплення шин автомобіля з опорною поверхнею і вже тим більше - коефіцієнт зчеплення.

Амплітудний показник А (за методом BOGE / МАНА) визначається в режимі затухаючих коливань, коли досягається резонанс, вимірюється максимальна амплітуда коливань (див. рис. 1.18).

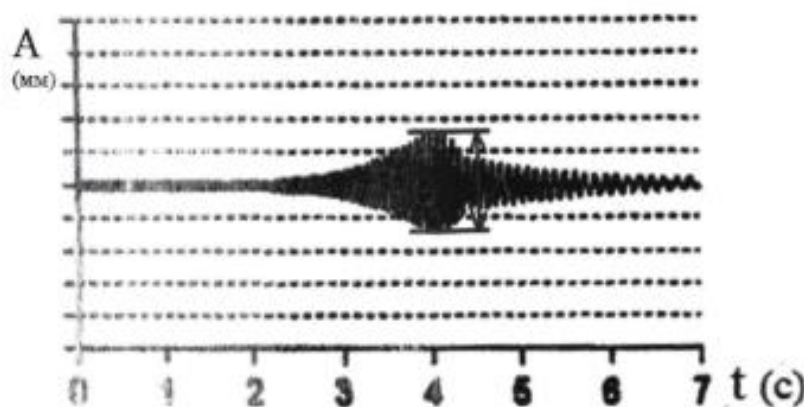


Рисунок 1.18 - Графік залежності зміни амплітуди навантаження на колесах автомобіля від часу при діагностиці технічного стану підвіски на вібростендах «BOGE/МАНА»

Ці показники - коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса К (метод EUSAMA) і амплітудний показник А (метод BOGE / МАНА) являються; мало інформованими діагностичними параметрами для визначення якості зчеплення шин автомобіля з дорогою, оскільки абсолютно не враховують зчіпних

властивостей шин з опорною поверхнею. такі показники не дозволяють якісно оцінювати впливу технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з опорною поверхнею дороги, отже не оцінюють вплив технічного стану підвіски на керованість стійкість і активну безпеку автомобіля в умовах експлуатації.

## **1.5 Аналіз діяльності СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС»**

### **1.5.1 Загальна характеристика СТОА**

«АвтоекспресСервіс» – станція технічного обслуговування, що знаходиться в місті Тульчин Вінницької області. Місцевим автовласникам вже давно відомо про майстерність та якість роботи спеціалістів станції. СТО існує та успішно розвивається з 2000 року, і за двадцять років тут встигли охопити досить широкий спектр послуг.

Станція спеціалізується на обслуговуванні і ремонті легкових та вантажних автомобілів всіх брендів. Список послуг включає в себе технічне обслуговування, ремонт бензинових і дизельних двигунів, ремонт ходової , комп'ютерна діагностика, реставрацію кульових опор і наконечників рульових тяг, регулювання розвала-сходження, токарні роботи, шиномонтаж та багато іншого. Також СТО має ліцензію на виконання обов'язкового державного технічного огляду автомобілів, для якого на СТО є необхідне обладнання.

Матеріальна база СТО дозволяє одночасно обслуговувати чотири легкових та два вантажних автомобілі. На станції функціонує чотири легкових і два вантажних робочих поста, які обладнані всім необхідним. На одному з вантажних постів використовується підйомник з вантажопідйомністю 12 тон. Окрім цього тут є стенд розвала -сходження, обладнання для токарних робіт, шиномонтаж, а також стенди для технічного огляду (гальмівний стенд, стенд перевірки ходової, регулювання фар тощо).

Також на території станції працює магазин автомобільних запчастин з великим складом. Наявність такої матеріальної бази дозволяє зробити роботу максимально оперативною та ефективною. Технічний персонал СТО складається

з восьми майстрів. Всі спеціалісти мають багаторічний досвід та високий рівень професіоналізму. Персонал регулярно поповнює свій багаж знань та навичок, відвідуючи семінари по підвищенню кваліфікації. Також майстрів відправляють на тренінги та майстер-класи, що проводяться партнерами станції за кордоном. «АвтоекспресСервіс» працює як з приватними клієнтами, так і з підприємствами. Зокрема, весь свій автопарк тут обслуговує фірма «Тульчинка», місцеві державні організації та багато інших.

СТО «АвтоекспресСервіс» планує і далі активно розвиватись. В недалекому майбутньому список виконуваних робіт поповниться кількома новими послугами.

### 1.5.2 Дослідження ринку послуг СТО

**Станція технічного обслуговування (СТО або "автосервіс")** - підприємство, що надає послуги з технічного обслуговування і ремонту автомобільного транспорту, а також встановленню додаткового обладнання. Сучасні СТО, можуть надавати послуги якісно та швидко. Одним із таких СТО є СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС». Перелік послуг які надає дане СТО це:

- ремонт і реставрація ходової;
- діагностика і ремонт двигунів;
- заміна витратних матеріалів і технічних рідин;
- розвал-сходження;
- реставрація шарових опор та наконечників рульових тяг;
- шиномонтаж та балансування.

СТО не має потужних конкурентів. Основними конкурентами є автотранспортні підприємства та підприємства, що мають у своїй структурі транспортні підрозділи і виконують роботи з ТО та Р всім зацікавленим особам.

На ринку послуг серед СТО м. Тульчина також є такі які займаються ремонтом автомобілів. Одним із конкурентів є СТО «Вікторія» яке знаходиться за адресою Вінницька область, Тульчин, Вул. Шевченка, 18. Дане СТО спеціалізується за такими видами робіт:

- шини та диски;
- двигун і паливна система;
- підвіска;
- гальмівна система;
- деталі кузова та скла;
- системи охолодження, опалення та кондиціонування;
- електрообладнання, сигналізації і мультимедіа;
- трансмісія (коробки передач, мости);
- тюнінг екстер'єру, салону і кузова.

Конкуренція між цими двома СТО досить відчутна для автовласників, так як кожне з них прагне зайняти перше місце на ринку послуг з ремонту автомобілів.

### **1.5.3 Аналіз стану виробничо-технічної бази СТО «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС»**

Виробничо-технічна база (ВТБ) – сукупність приміщень, споруд, обладнання та інструмента, призначених для зберігання, технічного обслуговування, ремонту та зберігання дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту, а також створення необхідних умов для високопродуктивної праці персоналу. Для того, щоб забезпечити заданий рівень роботоздатності ДТЗ, ВТБ повинна мати у своєму складі засоби, прилади, споруди, допоміжні цехи та обладнання в них, а також складські, побутові, адміністративні та інші будівлі.

СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» займається технічним обслуговуванням та ремонтом автомобілів. Виконується ТО, поточний ремонт,

ремонт агрегатів. СТОА надає майже усі види послуг по ремонту автомобілів.. Також можливе проведення додаткових робіт на вимогу покупця. На території СТОА розташований один корпус, в якому розміщені всі структурні функціональні підрозділи СТОА. На території розташована стоянка автомобілів клієнтів площею 240 кв. м. Також є стоянка для автомобілів працівників і відвідувачів.

Будівля на СТО одноповерхова. Спосіб забудови земельної ділянки – блокований. Схема території СТО наведена в додатку Б.

Стіни на СТО побудовані з цегли і частково із склоблоків. Товщина стін 40 см. Сітка колон 18х6 м. При будівництві застосовані залізобетонні колони прямокутного перетину розмірами 400х400 мм. Під колонами знаходиться монолітний бетонний фундамент. Висота дверей, які ведуть у виробничі приміщення - 2.4 м. Розмір воріт - 4 х 4.5 м. Основне покриття земельної ділянки асфальтобетон, рельєф місцевості - рівнинний.

СТО має 4 пости обслуговування: 3 поста технічного обслуговування і поточного ремонту, 1 пост миття автомобілів перед ТО та ПР. СТО має 3 пости, обладнані підйомниками, один пост з оглядовою канавою. Має сучасні діагностичні стенди, пристрої для балансування коліс, для ремонту шин, зварювальний напівавтомат. На СТОА встановлена сучасна система вентиляції.

Всі замовлення можна індивідуально обговорити з майстром, щоб той урахував усі побажання власника автомобіля. На СТОА виконують заміну за необхідністю несправного компонента. На СТОА мастильні матеріали від провідних виробників за цінами виробника. СТОА має широкий вибір запасних частин до автомобілів найбільш поширеніших марок.

Сучасний стан ВТБ СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» характеризують такі основні ознаки:

1. Достатня оснащеність зон ТО і ремонту виробничими площами; відповідність структури ВТБ об'єму виконання робіт по ТО і ремонту.

2. Керівництво СТО постійно намагається покращити техніко-економічних показників роботи ВТБ шляхом постійних капіталовкладень в

розвиток ВТБ і структури виробничих фондів; встановлення високопродуктивного технічного обладнання.

Проаналізувавши стан ВТБ СТО можна зазначити, що ВТБ придатна для виконання якісного ремонту та ТО легкових автомобілів, але їй необхідно виконати технічне переозброєння щоб покращити якість і швидкість ТО і ремонту автомобілів шляхом збільшення швидкості обслуговування та модернізації існуючого обладнання. Вдосконалення технологічних операцій дозволить збільшити продуктивність підприємства.

## 1.6 Висновки до першого розділу

1. Технічний стан підвіски сильно впливає на якість контакту коліс автомобілів з дорогою, а отже на їх активну безпеку і аварійність на автомобільних дорогах.

2. Найбільш відомими і поширеними методами діагностування технічного стану підвіски АТС є: візуальний огляд, підрахунок кількості коливань, аналіз характеристик амортизатора, амплітудний метод, шок-тест, гальмування з ключки, метод BOGE / МАНА, метод EUSAMA і принцип Тета. Існуючі методи контролю технічного стану підвіски не дозволяють вимірювати величину коефіцієнтів зчеплення коліс автомобілів з дорогою і не дозволяють оцінювати кількісно вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з опорною поверхнею дороги, отже, вони не оцінюють вплив технічного стану підвіски на керованість, стійкість і активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації.

3. Найбільшого поширення при діагностуванні технічного стану підвіски АТЗ отримали діагностичні вібростенди, які реалізують подібні за своєю суттю методи. існуючі вібростенди забезпечують тестовий вплив на колеса автомобіля, що діагностується за допомогою повідомлених їм вимушених коливань за допомогою опорних платформ, тим самим, імітуючи рух по нерівностях дороги.

4. Діагностичні параметри і ознаки, такі як коефіцієнт зниження



нормального навантаження на колеса (за методом EUSAMA) і амплітудний показник (за методом BOGE / МАНА) не дозволяють якісно оцінювати впливу технічного стану підвіски АТЗ на керованість, стійкість і активну безпеку в умовах експлуатації.

5. СТОА ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» має великі потенційні можливості. Завдяки відносно великій виробничій практиці, наявності на підприємстві висококваліфікованих робітників підприємство має змогу надавати роботи по ремонту та сервісному обслуговуванню автомобілів. Завдяки цьому при застосуванні на СТО прогресивних технологій, сучасного обладнання, надання нових видів послуг, підприємство матиме цілком реальні можливості залишатися на вагомому місці в сфері автосервісу м. Тульчина.



## 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ

Як вже було встановлено в першому розділі, безпеку автомобілів в умовах експлуатації в значній мірі залежить від технічного стану підвіски, оскільки воно впливає на їх керованість і стійкість. Існуючі методи і обладнання для діагностування підвіски не дозволяють оцінювати якість зчеплення шин з дорожньою поверхнею, стабільність контакту шин з дорогою, а відтак не дозволяють оцінювати керованість, стійкість і активну безпеку АТ.

Дана глава присвячена науковому обґрунтуванню високоінформативного методу діагностування технічного стану підвіски, який дозволить оцінювати якість зчеплення шин з дорогою і тим самим підвищить активну безпеку в умовах експлуатації АТЗ. Метод повинен володіти малою трудомісткістю, високою інформативністю і оперативністю, забезпечувати тестові режими при діагностуванні, максимально наближені до реальних режимам функціонування підвіски при експлуатації АТЗ[17-18]. Для вимірювання коефіцієнта зчеплення шин автомобіля з опорною поверхнею необхідно, щоб тестове вплив на колеса, разом з їх вертикальними коливаннями включало і їх переміщення в бічному напрямку.

Тому метод запропоновано базувати на вимірі нормальних і бічних реакцій на колесах при роботі підвіски АТЗ і на цій основі кількісно (за допомогою коефіцієнта зчеплення  $\mu$ ) оцінювати вплив технічного стану підвіски АТЗ на характеристики зчеплення.

Аналітичне рішення поставлених в даній роботі завдань, не може бути реалізовано без математичного моделювання, на основі рішення диференціальних рівнянь, що описують процес коливання підвіски автомобіля, що діагностується на вібростенді "EUSAMA". Для цього необхідно розглядати динаміку досліджуваного процесу в рамках системи «Кузов - підвіска - шина - стенд». Оцінювати технічний стан підвіски на вібростендах можна із застосуванням аналізу вихідних динамічних характеристик цієї системи, таких як залежність

вертикальних коливань коліс від часу  $Z_{ij} = f(t)$ , залежність нормальних реакцій на колесах від часу  $R_{zij} = f(t)$ , залежність бічних реакцій на колесах від часу  $R_{yi} = f(t)$ , залежність амплітуд вертикальних коливань коліс від частоти  $A_i = f(v)$ , залежність нормальних реакцій на колесах від частоти  $R_{zij} = f(v)$ , залежність мінімальних значень нормальних реакцій на колесах від частоти  $R_{zijmin} = f(v)$ , залежність бічних реакцій на колесах від частоти  $R_{yj} = f(v)$  і ін..

## 2.1. Структурна схема системи «Кузов - підвіска - шина - стенд»

Для вирішення поставлених в цьому розділі задач була складена структурна схема досліджуваного процесу як системи «Кузов- підвіска - шина- стенд », структурна схема якої представлена на рис. 2.1.

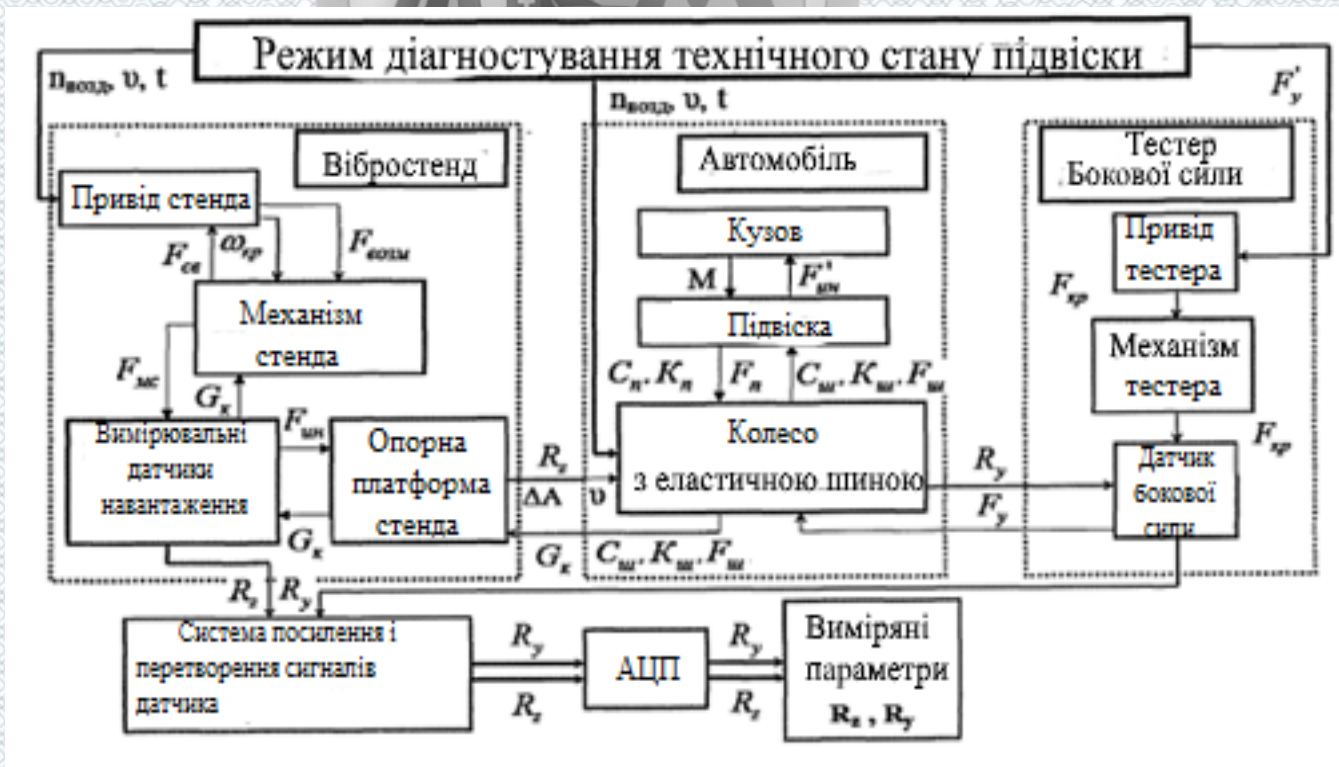


Рисунок 2.1 - Структурна схема системи «Кузов - підвіска - шина - стенд»

Дана структурна схема дозволяє виявляти і структурувати взаємозв'язку всередині досліджуваного процесу і на цій основі виконувати комплексний аналіз системи «Кузов - підвіска - шина - стенд» з метою розробки ефективного методу діагностування технічного стану підвіски автомобіля на вібростенді реалізуючим принцип «EUSAMA», враховує якість зчеплення шин АТЗ з опорною поверхнею.

Структурна схема системи «Кузов - підвіска - шина - стенд» включає в себе наступні основні блоки:

1. Підвіска АТЗ (амортизатор, пружина і інші);
2. Колесо з еластичною шиною;
3. Вібростенд, який реалізує принцип «EUSAMA»;
4. Тестер бічної сили.

На процес діагностування технічного стану підвіски АТЗ визначає тестовий режим, який задається за допомогою приводу стенду і тестера бічної сили. Тестовий режим на вібростенді реалізующем принцип «EUSAMA» необхідно ставити у вигляді вимушених коливань коліс на підвісці автомобіля в заданих діапазоні частот  $\nu$  при постійній амплітуді коливань  $\Delta A$ . Під час коливань коліс необхідно включати тестер для бокового переміщення опорних майданчиків стенду і вимірювання бічних сил  $F_y$ . В цьому випадку в плямах контакту коліс діагностується осі і платформ стенду і будуть виникати бічні реакції  $R_y$ .

При переміщенні опорних платформ стенду щодо підресореною і безпружинних мас автомобіля, в плямах контакту коліс діагностуючої осі і опорної поверхні (платформи вібростенда) і виникають бічні реакції  $R_y$ , які мають величини, рівні бічним силам  $F_y$ . Виміряні значення параметрів функціонування системи «Кузов - підвіска - шина - стенд »дозволять зробити аналіз впливу технічного стану підвіски на характер на характеристики зчеплення шин з опорними поверхнями стендів.

Відомо, що основними показниками, що характеризують технічний стан автомобільної підвіски є: її жорсткість  $C_n$ , коефіцієнт демпфірування амортизаторів  $K_{щ}$ , коефіцієнт загасання коливань підвіски  $K_{щ}$ . Крім того на

роботу підвіски впливає вага підресореною маси  $G_m$  і вагу безпружинних мас  $G_m$ , радіальна жорсткість шин  $G_{ш}$ . Усе перераховані вище параметри впливають на плавність ходу, і при цьому абсолютно не враховують якість зчеплення коліс АТЗ з дорогою.

У процесі діагностування підвіски АТЗ на вібростендах вимірюють наступні параметри:

-  $R_z = f(t)$  - нормальні реакції на колесах автомобіля;

-  $R_y = f(t)$  - бічні реакції на колесах автомобіля.

На підставі розрахункової схеми (рис 2.1) можна виразити аналітично, величини нормальних реакцій на колесах автомобіля у вигляді функціоналу:

$$R_z = F_1[t, v(n_{за.д}), G_M G_n K_n C_n K_{ш} C_{ш}(P_w)]. \quad (2.1)$$

Бічна реакція  $R_y$ , що виникає при бічному переміщенні колеса автомобіля, також виражається у вигляді функціоналу:

$$R_y = F_2[y(t), v(n_{за.д}), G_M G_n K_n C_n K_{ш} C_{ш}(P_w)], \quad (2.2)$$

де  $y(t)$  - функція бічного зсуву колеса, [м];

$P_w$  - тиск повітря в шині, [Па];

$v$  - частота коливання опорної платформи вібростенда, [Гц],

$v(n_{за.д})$  - функція зміни частоти коливань опорної платформи- від частоти обертання валу електродвигуна;

$G_M(P_w)$  – функція зміни радіальної жорсткості шин від її тиску.

Структурно-логічна схема (рис 2.1) дозволила виявити взаємозв'язку в системі «Кузов - підвіска - шина - стенд». Для виконання розрахунків -на основі виявлених взаємозв'язків була розроблена математична модель системи «Кузов - підвіска - шина - стенд».

## **2.2 Математична модель системи «Кузов - підвіска - шина - стенд»**

Розроблена структурно-слідча схема (рис. 2.1) дозволила виявити взаємозв'язку елементів в системі «Кузов - підвіска - шина - стенд» у вигляді функціоналів (2.1) і (2.2).

Розробляється математична модель системи «Кузов - підвіска - шина - стенд» повинна дозволяти аналітично досліджувати процес впливу технічного стану підвіски АТЗ на якість бічного зчеплення шин з опорною поверхнею, аналітично дослідити вплив технічного стану підвіски АТЗ на величини нормальних і бічних реакцій на колесах автомобіля, що діагностується при діагностуванні на вібростендах, реалізують принцип «EUSAMA».

Для розробки математичної моделі системи «Кузов - підвіска - шина - Стенд» були складені:

1. Математичний опис закономірності вертикальних коливань опорної платформи вібростенда реалізує принцип «EUSAMA»;
2. Математичний опис процесу коливання підресореною і не-підресореною маси автомобіля на опорній платформі вібростенда;
3. Математичний опис процесу зміни нормальної реакції  $R_z$  на колесах діагностується осі АТЗ, при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин;
4. Математичний опис процесу зміни бічної реакції  $R_y$  на колесах діагностуючої осі АТЗ, при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин.

### **2.2.1. Математичний опис закономірності вертикальних коливань опорної платформи вібростенда, що реалізує принцип «EUSAMA»**

В даному розділі представлено математичний опис закономірності вертикальних коливань колеса автомобіля на опорній платформі від кулачкового механізму вібростенда KDXG, що реалізує принцип «EUSAMA». Для розробки математичного опису закономірності вертикальних коливань опорної платформи

вібростенда, що реалізує принцип «EUSAMA» (рис.2.2, а), була складена його розрахункова схема, яка представлена на рис.2.2.

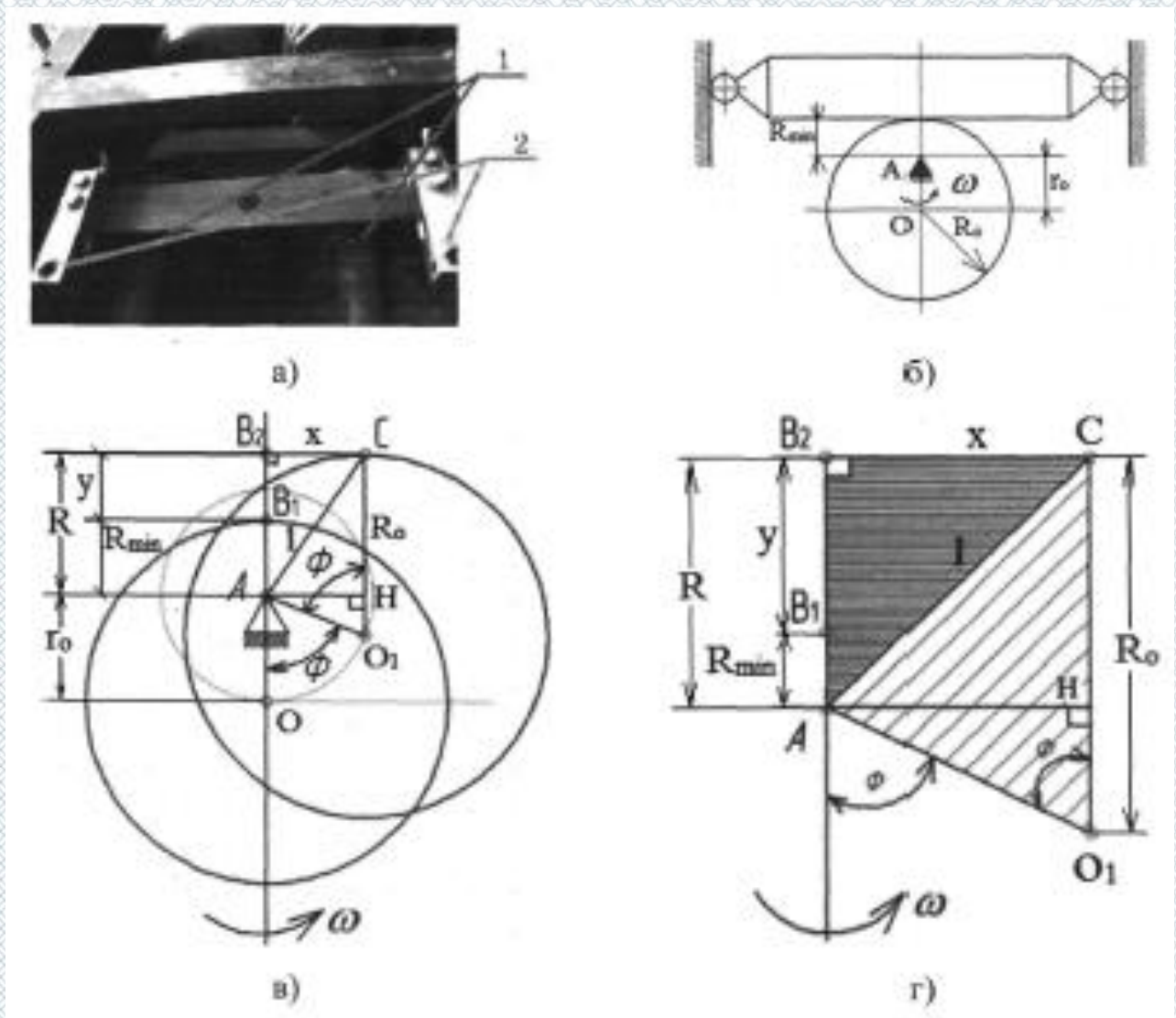


Рисунок 2.2- Розрахункова схема кулачкового механізму вібростенда KDXG: а - зовнішній вигляд механізмів стенду; б - кінематична схема кулачкового механізму; в, г - розрахункові схеми кулачкового механізму; 1 - кулачки; 2 - датчики вимірювання навантаження

На рис. 2.2, а) представлений зовнішній вигляд механізмів вібростенда: кулачки - 1 і датчики вимірювання навантаження - 2. На рис. 2.2, б) приведена кінематична схема кулачкового механізму, на якій показано мінімальне відстань  $R_{min}$  між центром обертання точкою А і точкою, що лежить на окружності з

центром  $O$  радіусом  $R_0$  і відстань  $r_0$  між центром обертання точкою  $A$  і центром кола  $O$ . На рис. 2.2, в) і г) представлені розрахункові схеми кулачкового механізму, які ілюструють процес роботи кулачка.

Для формалізації процесу роботи кулачкового механізму вібростенда KDXG розглянемо розрахункові схеми рис. 2.2, в) і г) спільно. Кулачок під дією електродвигуна обертається навколо своєї осі (точки  $A$ ). Точка  $O$ , будучи центром ексцентриситету кулачка, під час його повороту на кут  $\varphi$  змінює своє положення, переміщаючись в точку  $O_1$ . При цьому вона описує коло радіусом  $r_0$  щодо центру  $A$ . Мінімальна відстань між точкою обертання  $A$  і точкою кола  $B_1$  є радіус  $R_{min}$ . У момент часу  $t_0 = 0$  кулачок нерухомий, а його частота обертання  $\nu = 0$  Гц, отже, його кутова швидкість  $\omega = 2\pi\nu = 0$ . В момент часу  $t_0 = 0$  кулачок обертається з частотою  $\nu_1$ , а кут  $\varphi$ , що визначає положення центру його ексцентриситету, визначається за формулою:

$$\varphi = \varphi_0 + \omega t; \varphi_0 = 0; \varphi = \omega t, \quad (2.3)$$

де  $\varphi_0$  - кут положення кулачка в початковий момент часу  $t = 0$ ;

З трикутника  $ACO$  і на розрахунковій схемі рис.2.2 г) отримуємо:

$$AC^2 = AO_1^2 + O_1C^2 - 2AO_1 \cdot O_1C \cdot \cos \varphi, \quad (2.4)$$

де  $AC = l$ ,  $AO_1 = r_0$ ,  $O_1C = R_0$ ,

Тоді:

$$l^2 = r_0^2 + R_0^2 - 2r_0R_0\cos\varphi, \quad (2.5)$$

З трикутника  $ACB_2$  на розрахунковій схемі рис.2.2. г) отримано вираз:

$$AC^2 = B_2A^2 + B_2C^2, \quad (2.6)$$



де:  $B_2A = R$ ,  $B_2C = x$ ,  $l^2 = R^2 + x^2$ ,

Тоді:

$$R^2 = l^2 - x^2 = r_0^2 + R_0^2 - 2r_0R_0\cos\varphi - x^2, \quad (2.7)$$

З трикутника АНО і на розрахунковій схемі рис.2.2 г) отримано вираз:

$$\sin\varphi = \frac{x}{r_0}, \quad (2.8)$$

Підставивши рівняння (2.8) в рівняння (2.7) маємо:

$$R^2 = r_0^2 + R_0^2 - 2r_0R_0\cos\varphi - r_0^2\sin^2\varphi, \quad (2.9)$$

На підставі рис.2.2. б) маємо,  $R = y + R_{min}$ ,

$$\text{отже: } y = R - R_{min}, \quad (2.10)$$

Підставивши рівняння (2.9) в рівняння (2.10) отримуємо закон переміщення точки В і яка належить як кулачку, так і опорної платформи вібростенда:

$$y = z_1 = f(wt) = \sqrt{r_0^2 + R_0^2 - 2r_0R_0\cos(wt)r_0^2\sin^2(wt)} - R_{min}, \quad (2.11)$$

Продифференціювавши рівняння (2.11) отримано рівняння, що описує швидкість коливань опорної платформи вібростенда KDXG:

$$V = \frac{dz_1}{dt} = \frac{[aw_0R_0\sin(wt) - r_0^2w\sin(wt)\cos(wt)]}{\sqrt{r_0^2 + R_0^2 - 2r_0R_0\cos(wt)r_0^2\sin^2(wt)}}, \quad (2.12)$$

Таким же чином було знайдено рівняння, що описує прискорення опорної платформи вібростенда:

$$a = \frac{d^2 z_1}{dt^2} = \frac{[w^2 r_0 R_0 \cos(wt) - r_0^2 w^2 \cos^2(wt) + r_0^2 w^2 \sin^2(wt)]}{\sqrt{r_0^2 + R_0^2 - 2r_0 R_0 \cos(wt) r_0^2 \sin^2(wt)}} + \frac{[R_0 r_0 w \sin(wt) - r_0^2 w \sin(wt) \cos(wt)] [r_0^2 w \sin(wt) \cos(wt) - R_0 r_0 \sin(wt)]}{\sqrt{[r_0^2 + R_0^2 - 2r_0 R_0 \cos(wt) r_0^2 \sin^2(wt)]^3}}, \quad (2.13)$$

Рівняння 2.11, 2.12 і 2.13 є виявлення аналітично закономірності переміщення опорної платформи вібростенда «EUSAMA».

### 2.2.3 Математичне опис процесу коливання підресореною і непідресореної мас автомобіля на опорній платформі вібростенда

Для розробки математичного опису процесу коливання підресореною і непідресореної мас автомобіля на опорній платформі вібростенда розглянемо коливальну систему, що включає підресорені і не підресорені маси автомобіля, характеристики підвіски, шин, і опорну платформу вібростенда KDXG (рис.2.3) з приводом від кулачкового механізму.

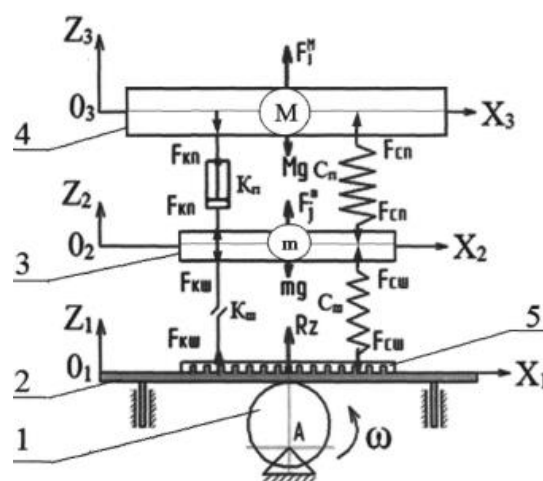


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема процесу коливання підвіски автомобіля на опорній платформі вібростенда KDXG:

Автомобіль представлений підресореною  $M$  і непідресореною  $m$  масами, пов'язаними між собою пружним елементом і демпфером. демпфіруючи і пружні властивості еластичною шини також моделюється за допомогою пружного елемента і демпфера, що характеризують радіальну жорсткість шини і ступінь її демпфірування  $K_{ш}$  відповідно.

На розрахунковій схемі (рис.2.3) показані зовнішні та внутрішні сили, діючі на систему. Відлік переміщень підресореною і непідресорною мас проводиться від положення статичної рівноваги. Системи координат  $Z_1O_1X_1$ ,  $Z_2O_2X_2$ ,  $Z_3O_3X_3$  є нерухомими і визначають статичне положення рівноваги кожної з мас, описуваної системи.

Спочатку визначалися статичні прогини пружних елементів підвіски і шини колеса (рис 2.3). Вони обчислювалися щодо стану статичного рівноваги мас автомобіля відповідно до закону Гука за такими формулами:

$$\Delta l_n = \frac{Mg}{C_n}; \quad \Delta l_k = \frac{(M+m)g}{C_{ш}}, \quad (2.14)$$

де  $\Delta l_n$ - статичний прогин підвіски, [М];

$\Delta l_k$  - статичний прогин шини, [М].

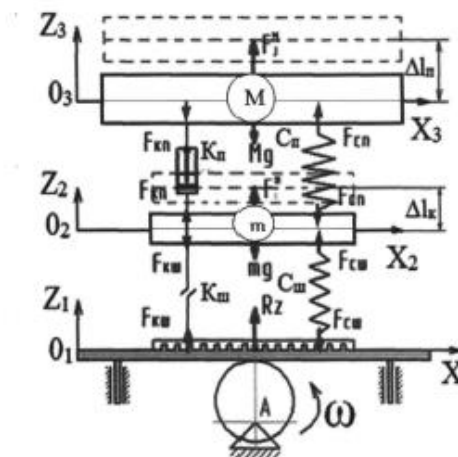


Рисунок 2.4 - Схема для визначення статичних прогинів пружних елементів підвіски і шини

Далі з розрахункової схеми (рис.2.4), згідно з принципом Даламбера була отримана система рівнянь рівноваги для мас  $M$  і  $m$ :

$$\begin{cases} F_j^M - F_{kn} + F_{cn} - G_M = 0 \\ F_j^M + F_{kn} + F_{cш} - F_{cn} - F_{kш} - G_m = 0, \end{cases} \quad (2.15)$$

де  $F_j^M$ ,  $F_j^m$  - сили інерції відповідно підресореною  $M$  і непідресореної  $m$  мас, [Н];  
 $F_{kn}$ ,  $F_{cn}$  - сила демпфірування амортизатора і сила пружності пружини підвіски, [Н];

$G_M$ ,  $G_m$  - сила демпфірування в шині і сила пружності шини, [Н];

$G_M$ ,  $G_m$  - вага відповідно підресореною  $M$  і непідресореної  $m$  мас, [Н].

Використовуючи розрахункову схему (рис.2.4) був записаний кожен член системи рівнянь (2.15):

$$\begin{aligned} F_j^M &= M\dot{z}_3; \quad F_j^m = m\dot{z}_2; \quad F_{cn} = C_n(\Delta l_n + z_3 - z_2); \quad F_{cш} = C_{ш}(\Delta l_k + z_2 - z_1); \\ F_{kn} &= K_n(\dot{z}_2 - \dot{z}_3); \quad F_{kш} = K_{ш}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2); \\ G_M &= Mg; \quad G_m = mg, \end{aligned} \quad (2.16)$$

З рівнянь (2.15), (2.16), була отримана система рівнянь (2.17), яка описує закон коливань підресореною  $M$  і непідресореної  $m$  мас автомобіля на опорній платформі вібростенда:

$$\begin{cases} M\dot{z}_3 = Mg - (\Delta l_n - z_2 + z_3) + k_n(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) \\ m\dot{z}_2 = mg + C_n(\Delta l_n - z_3 + z_2) - k_n(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) \\ \quad - C_{ш}(\Delta l_k + z_2 + z_1) + k_{ш}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \end{cases}, \quad (2.17)$$

Потім система рівнянь (2.17) була вирішена щодо старших похідних:

$$\begin{cases} \dot{z}_3 = \frac{1}{M}(-k_n\dot{z}_3 - C_n z_3 + K_n\dot{z}_2 + C_n z_2) \\ \dot{z}_2 = \frac{1}{m}[-(K_n K_{ш})\dot{z}_2 - (C_n + C_{ш})z_2 + K_n\dot{z}_3 + C_n z_3 + K_{ш}\dot{z}_1 + C_{ш}z_1] \end{cases}, \quad (2.18)$$

З огляду на те, що коливання опорної платформи вібростенда описується рівнянням (2.11), отримуємо загальну систему рівнянь, що описує коливання підресореною  $M$  і невідресореною  $m$  мас автомобіля, при наявності обурюють коливань опорної платформи вібростенда моделі KDXG:

$$\begin{cases} \dot{z}_3 = \frac{1}{M}(-k_n \dot{z}_3 - C_n z_3 + K_n \dot{z}_2 + C_n z_2) \\ \dot{z}_2 = \frac{1}{m}[-(K_n K_{ш}) \dot{z}_2 - (C_n + C_{ш}) z_2 + K_n \dot{z}_3 + C_n z_3 + K_{ш} \dot{z}_1 + C_{ш} z_1], \\ z_1 = \sqrt{r_0^2 + R_0^2 - 2r_0 R_0 \cos(wt) - r_0^2 \sin^2(wt)} - R_{min} \end{cases} \quad (2.19)$$

Отримана автором система рівнянь (2.19) цілком задовільно описує процеси коливання підресореною і невідресореною мас автомобіля на опорній платформі вібростенда.

#### **2.2.4 Математичне опис процесу зміни нормальної реакції $R_z$ на колесах діагностується осі АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин.**

Нормальні реакції дороги на колесах автомобіля при його русі можуть змінюватися в досить широких межах, які зокрема залежать від сили тяжіння, нахилу дороги, бази автомобіля, розташування центру мас. При проведенні справжніх досліджень одним із завдань було виявлення закономірностей впливу технічного стану підвіски на величину нормальних реакцій автомобіля в стендових умовах.

Для математичного опису процесу зміни нормальних реакцій на колесах при обурюється коливанні опорних платформах вібростенда скористаємося розрахунковою схемою, яка представлена на рис.2.3. Нормальна реакція  $R_z$  на колесі автомобіля визначається за формулою:

$$R_z = R_{zcm} + R_{zd}, \quad (2.20)$$

де  $R_{zcm}$  - статична складова нормальної реакції, [Н]

$R_{zd}$  – динамічна складова нормальної реакції, [Н].

З розрахункової схеми (рис.2.3), використовуючи принцип Даламбера щодо осі OZi були отримані рівняння, що становлять  $R_z$ :

$$\begin{aligned} R_{zcm} &= C_{ш} \Delta z_{ст}, & R_{zcm} &= C_{ш} \frac{(M+m)g}{C_{ш}}, \\ R_{zd} &= F_{сш} - F_{кш}, & R_{zd} &= C_{ш}(z_2 - z_1) - (K_{ш}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2)), \end{aligned} \quad (2.21)$$

де  $F_{кш}$ ,  $F_{сш}$  - сила демпфірування в шині і сила пружності в шині відповідно, [Н]

$G_M$ ,  $G_m$  - відповідно, вага підресореною M і невідресорних мас автомобіля, [Н]

Тоді сумарна нормальна реакція визначиться за формулою:

$$R_z = C_{ш} \frac{(M+m)g}{C_{ш}} + C_{ш}(z_2 - z_1) - (K_{ш}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2)), \quad (2.22)$$

Шина монтується на обід колісного диска, представляючи разом з ним єдиний вузол - колесо, як рушій транспортного засобу. колеса експлуатуються в складних дорожньо-кліматичних умовах. Під час руху автомобіля, перш за все шини піддаються впливам з боку нерівностей дороги (мікро- і макро-профілю), які здатні порушити контакт коліс автомобіля з дорогою і навіть викликати порушення його керованості і стійкості. При відриві пневматичних шин від поверхні дороги експлуатаційні властивості АТЗ значно погіршуються, зокрема, зменшуються бічні і поздовжні реакції на його колесах, збільшується гальмівний шлях, зменшується сумарна сила зчеплення коліс з поверхнею дороги, що може привести до втрати керованості і стійкості АТЗ.

Для визначення умови відриву колеса автомобіля від опорної поверхні платформи вібростенда була розроблена розрахункова схема, представлена на рис. 2.5, де:  $M$  - підресорена маса автомобіля, кг;  $m$  - безпружинна маса автомобіля, / кг /;  $r_c$  - вільний радіус автомобільного колеса, [м]  $r_j$  - динамічний

радіус автомобільного колеса, [м];  $h_{цк}$  - висота центру колеса, тобто відстань між центром колеса і опорної поверхнею платформи вібростенда, [м];  $h_n$  - відстань від центру колеса до осі OZ кузова автомобіля;  $Z_{ост}$  - статичний прогин шини колеса, [м].

Статичний прогин шини розраховувався за такою формулою:

$$Z_{ост} = \frac{(M+m)g}{C_{ш}}, \quad (2.23)$$

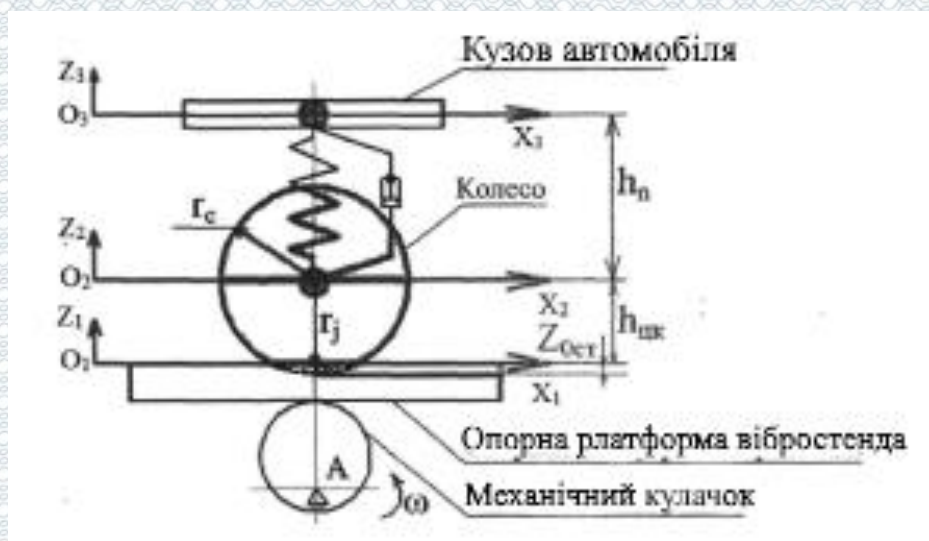


Рисунок 2.5 - Розрахункова схема для визначення умови відриву колеса від поверхні опорної платформи вібростенда

Виходячи з розрахункової схеми рис. 2.5, в статичному стані (в вихідному стані):  $h_{цк0} = r_c - z_{ост}$ , і при динамічному стані (під час роботи):

$h_{цк0} = r_j = h_{цк0} + Z_2$ . Якщо  $h_{цк} \geq r_c$ , то  $R_z = 0$ , т. в цьому випадку відбувається відрив колеса автомобіля від опорної поверхні платформи вібростенда. У момент відриву значення нормальної реакції на колесах АТЗ дорівнює нулю.

**2.2.5. Математичний опис процесу зміни бічної реакції  $R_y$  на колесах діагностуючої осі АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин**

Шина безпосередньо стикається з поверхнею дороги. Накачена повітрям, вона стає пружною і здатною сприймати великі навантаження. У загальному випадку навантаження шина отримує складну деформацію. Цю деформацію для зручності аналізу зазвичай поділяють на більш прості: нормальну, бічну і окружну. Математичного моделювання характеристик взаємодії еластичною шини з опорною поверхнею дороги присвячена велика кількість наукових праць і досліджень.

Якщо до колеса діагностується осі автомобіля на вібростенді додатка приложити бічну силу  $F_y$  відбудеться деформування боковин і протектора шини. Якщо бічна сила за своєю величиною перевищить зчеплення шини з опорною поверхнею, почнеться ковзання елементів її протектора щодо опорної поверхні. При експлуатації процес бокової деформації шини є досить складне явище. Тому доцільно розділити цей процес на три автономних режими:

- а) Режим чистої пружної бокової деформації шини (без ковзання);
- б) Режим пружної бокової деформації з частковим ковзанням (поступовий зрив плями контакту шини);
- в) Режим чистого бокового ковзання (повний зрив плями контакту, бокове ковзання шини).

Під дією прикладеної до колеса бічної сили  $F_y$  шина деформується в бічному напрямку. Величина її реакції в бічному напрямку визначає стійкість і керованість автомобіля. На першому етапі моделювання бічній реакції розглянемо навантаження шини бічним навантаженням *при нерухомому її стані*:

- а) Режим чистої пружної бокової деформації нерухомої шини:

Для схематичного представлення процесу бокової деформації шини розглянемо випадок бічного навантаження шини на її моделі у вигляді кільцевої стрічки на пружній основі (рис.2.6.)



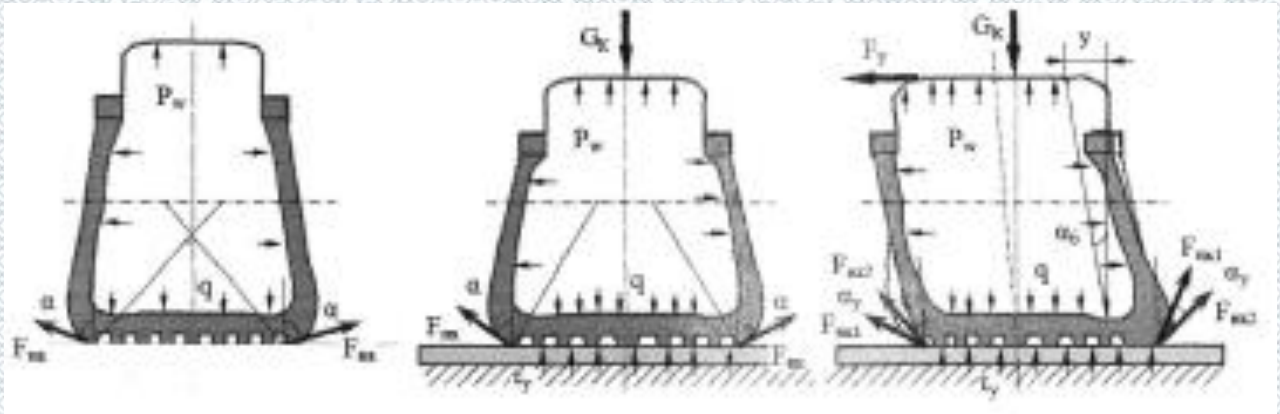


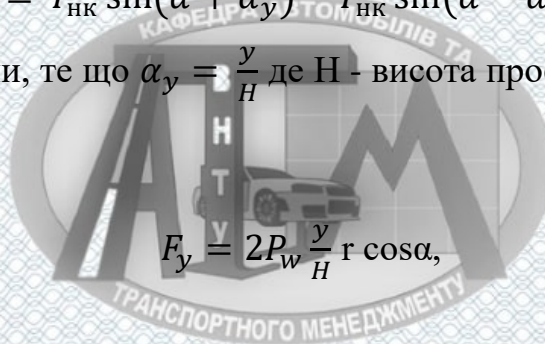
Рисунок 2.6 - Схеми поперечних перерізів шини при її навантаженні: а) у вільному стані; б) під дією нормального навантаження  $G_k$ ; у При наявності нормального навантаження  $G_k$  і бічний сили  $F_y$

При навантаженні нерухомого колеса нормальним навантаженням  $G_k$  (Рис. 2.6, б) відбувається симетрична деформація елементів профілю шини щодо ободу колеса. Під дією прикладеної до колеса нормальної навантаження  $G_k$  шина починає деформуватися, площа її контакту з опорною поверхнею дороги збільшується до тих пір, поки не настане рівновагу "між навантаженням і нормальною реакцією дороги  $R_z$ . При цьому боковина шини і всі її елементи, прилеглі до плями контакту, деформуються. У різних точках кола колеса і профілю шини ця деформація має різну величину. Якщо кочення колеса відсутній, то деформація шини по колу розподілена симетрично щодо вертикальної площини, що проходить через вісь обертання колеса. Наочно цей процес може бути проілюстрований за допомогою вищеописаної моделі шини у вигляді кільцевої стрічки на пружній основі (рис.2.6). При дії на шину нормального навантаження, на стрічку, з боку опори, діють тиск  $q$  (рис.2.6, б). При цьому збільшується кут  $\alpha$  й радіус кривизни стрічки  $r$ , зменшується радіус нитки  $\rho$ . В результаті внутрішній тиск повітря в шині  $P_w$ , що припадає на елемент, буде перевищувати сумарну силу  $F_m$  реакції від боковин і натягу в стрічці. Різниця між цими силами дорівнює тискам на елемент, що діють у контактні колеса з опорною поверхнею.

При спільній дії нормального навантаження ГК і бічний сили  $F_y$  поперечний профіль шини перекошується і стає несиметричним щодо вертикальній площині, перпендикулярній осі обертання колеса і що проходить через центр плями контакту (рис.2.6, в). В результаті такого перекошу проекції натягу ФНК в нитках правої і лівої стінок шини на горизонтальну вісь (в площині малюнка) стають не рівними один одному. Таким чином, бічна сила  $F_y$ , зсувна перетин в бічному напрямку, врівноважується різницею проекцій сил натягу ниток ФНК на горизонтальну вісь. З огляду на це, і використовуючи схему рис. 2.6, в) запишем рівняння:

$$F_y = F_{\text{НК}} \sin(\alpha + \alpha_y) - F_{\text{НК}} \sin(\alpha - \alpha_y). \quad (2.24)$$

Враховуючи, те що  $\alpha_y = \frac{y}{H}$  де  $H$  - висота профілю, а отримаємо  $F_{\text{НК}} = P_w r$ ,



$$F_y = 2P_w \frac{y}{H} r \cos\alpha, \quad (2.25)$$

де  $y$ -бічне пружне зміщення обода щодо стрічки, [м];

$F_{\text{НК}}$ - сили натягу нитки корду, [м];

$q$ -питомий тиск в контакті [Па];

$P_w$ -тиск повітря в шині, [Н / м<sup>2</sup>];

$\alpha$ -кут, під яким нитка виходить з стрічки;

$r$ -радіус деформованої нитки, [м];

$\alpha_y$ - кут зсуву обода щодо стрічки;

$\tau_y$  - дотичне напруження, [Н / м<sup>2</sup>].

На рис. 2.7 представлена еюра розподілу бічній реакції по ширині плями контакту при чистій пружною бокової деформації (без ковзання).

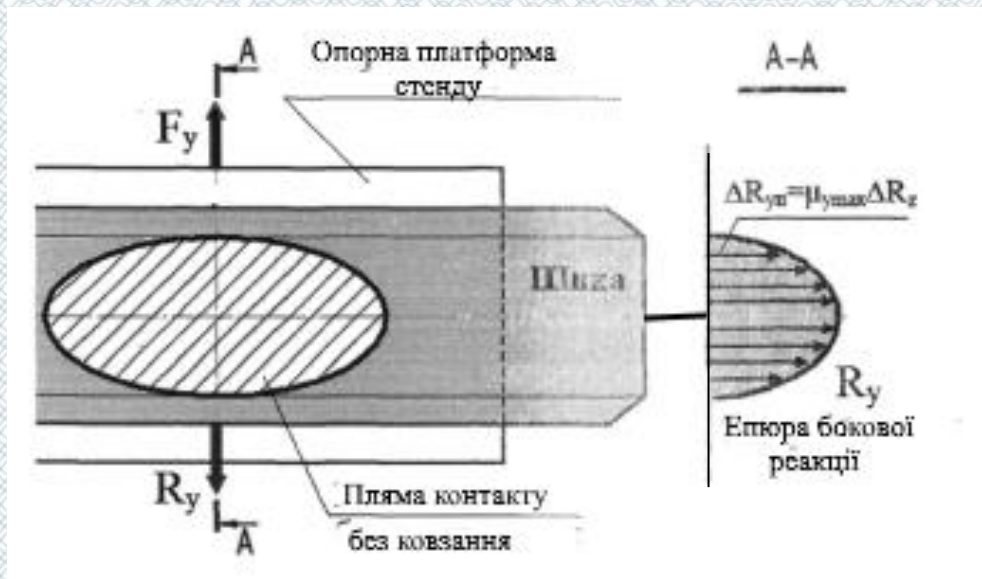


Рисунок 2.7 - Епюри розподілу бічної реакції по ширині зони контакту при чистій пружній боковій деформації

$R_y$  - бічна реакція, [Н];  $\Delta R_{yп}$  - приріст бічній реакції при терті спокою, [Н].

При чистій пружній деформації шини значення бічної сили  $F_y$  визначається за формулою (2.25) і значення бічної реакції  $R_y$  визначається по такими формулами:

$$R_{yп} = \mu_{max} R_{zст}, \quad (2.25)$$

де  $\mu_{max}$  - максимальний коефіцієнт тертя;

$R_{zст}$  - статична нормальна реакція, [Н].

б) Режим пружною деформації з частковим бічним ковзанням шини (поступовий зрив плями контакту шини):

На рис. 2.8 представлена епюра розподілу бічній реакції по ширині плями контакту при пружною бокової деформації з частковим ковзанням. При цьому шина знаходиться в двох станах: пружною деформації і часткового ковзання.

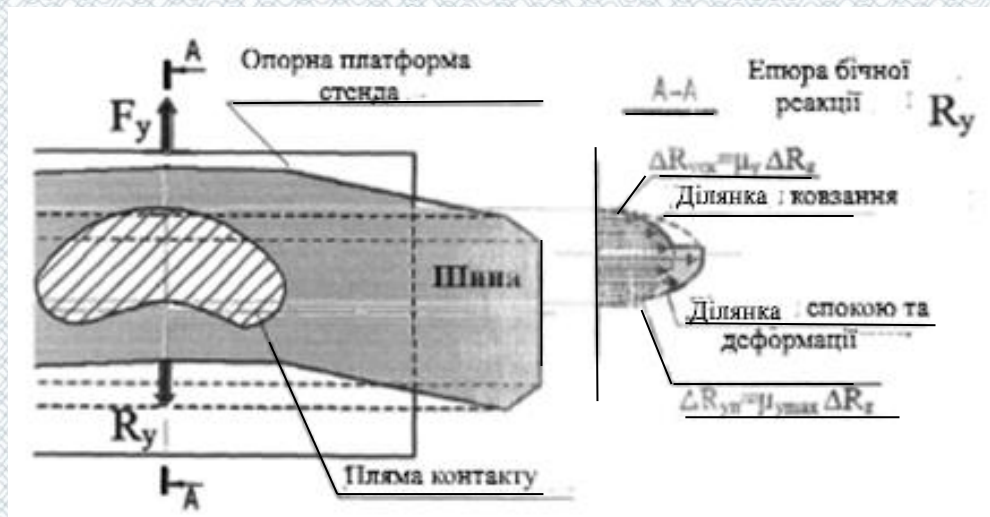


Рисунок 2.8 - Епюра розподілу бічної реакції по ширині зони контакту при пружною бокової деформації з частковим ковзанням

На рис 2.8  $F_y$  - бічна сила, [Н];  $R_y$  - бічна реакції, [Н];  $\Delta R_{уп}$  - приріст бічної реакції при терті спокою, [Н];  $\Delta R_{уск}$  - приріст бічної реакції при терті ковзання, [Н].

При пружною деформації з ковзанням шини значення бічної сили дорівнює сумі сил тертя спокою і тертя ковзання шини. воно визначається за такою формулою:

$$F_y = F_{тр.н} + F_{тр.ск} , \quad (2.27)$$

де  $F_{тр.н}$  - сила тертя спокою шини, [Н];

$F_{тр.ск}$  - сила тертя ковзання шини, [Н].

Сили тертя спокою і ковзання визначаються за такою формулою:

$$F_{тр.н} = \Delta S_n \tau \mu_{тр.н} , \quad (2.28)$$

$$F_{тр.ск} = \Delta S_n \tau \mu_{тр.ск} , \quad (2.29)$$

Тому значення бічної сили при пружною деформації з ковзанням шини одно:

$$F_y = \Delta S_n \tau \mu_{mp.n} + \Delta S_{ck} \tau \mu_{mp.ck} , \quad (2.30)$$

де  $\Delta S_n$  - площа плями контакту, яка має статичну тертя, [м<sup>2</sup>];

$\Delta S_{ck}$  - площа плями контакту, яка має тертя ковзання, [м<sup>2</sup>];

$\tau$  - дотичне напруження [Па];

$\mu_{mp.n}$  - коефіцієнт тертя спокою;

$\mu_{mp.ck}$  - коефіцієнт тертя ковзання.

Дотичне напруження визначається за формулою Хедкеля:

$$\tau = \frac{G_k}{\psi S_0} = \frac{R_{zCT}}{\psi S_0} \quad (2.31)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт насиченості протектора;

$G_k$  - навантаження, що проходить на колесо, [Н];

$S_0$  - площа плями контакту т.ішш, [м<sup>2</sup>];

$R_{zCT}$  - статична нормальна реакція, [Н].

Коефіцієнт тертя ковзання і спокою визначається за формулою:

$$\mu_{mp.ck} = \frac{A \mu_{mp.n}}{100} , \quad (2.32)$$

де  $A$  - процентний залишкового коефіцієнта тертя.

Деформація шини на горизонтальній, рівній опорній поверхні перебувала за формулою:

$$d_{sh} = \frac{G_k}{2\pi P_w \sqrt{r_{kp} r_{kc}}} = \frac{R_{zCT}}{2\pi P_w \sqrt{r_{kp} r_{kc}}} , \quad (2.33)$$

де  $P_w$  - тиск повітря в шині [Па];

$r_{kp}$ - радіус тора, що не деформованої шини, [м];

$r_{kc}$ - вільний радіус колеса, [м].

На рисунку 2.9 представлена розрахункова схема формування плями контакту шини з опорною поверхнею вібростенда під час бічної деформації шини з її частковим ковзанням.

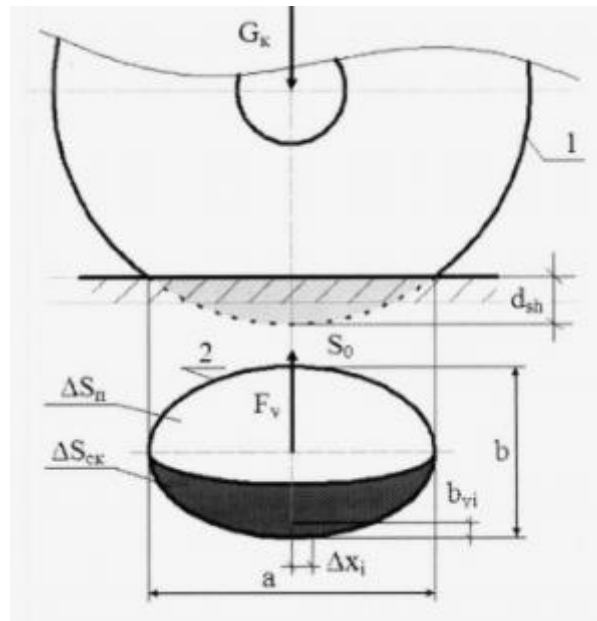


Рисунок 2.9 - Схема формування плями контакту з опорною поверхнею вібростенду під час бічної деформації її частковим ковзанням: 1 - колесо АТ; 2 - схема контакту шини

Діагоналі еліптичного плями контакту  $a$   $b$  були знайдені згідно виразами:

$$a = 2\sqrt{2r_{kc}d_{sh}} \quad , \quad (2.34)$$

$$b = 2\sqrt{2r_{kc}r_{kp}} \quad , \quad (2.35)$$

Площа еліптичного плями контакту також розраховується за формулою:

$$S_0 = 2\pi d_{sh}\sqrt{r_{kc}r_{kp}} \quad , \quad (2.36)$$

Змінна відстань  $b_n$  в залежності від довжини  $\Delta x$ , плями контакту, шини з опорною платформою вібростенда перебувала з виразу:

$$b_n = \frac{b}{a} \sqrt{a^2 \Delta x_i^2}, \quad (2.37)$$

Площа  $\Delta S_{ck}$  плями контакту при ковзанні колеса по опорній платформі вібростенда запишеться у вигляді:

$$\Delta S_{ck} = \Delta x_i b_{yi}, \quad (2.38)$$

Площа  $\Delta S_n$  плями контакту в спокої розраховується за формулою:

$$\Delta S_n = S_0 - \Delta S_{ck}, \quad (2.39)$$

При пружною деформації шини з її частковим ковзанням значення бічний реакції дорівнює сумі реакцій тертя спокою і тертя ковзання шини і воно визначалося за такою формулою:

$$R_y = R_{yn} + R_{yck} = \mu_{y\max} R_{zct} + \mu_{yck} R_{zct}, \quad (2.40)$$

де  $\mu_{yck}$  - коефіцієнт тертя ковзання.

в) Режим повного ковзання шини (чисте бічне ковзання):

На рис. 2.10 представлена еюра розподілу бічний реакції по ширині зони контакту в разі повного бічного ковзання шини. Принагідно чистого ковзання шини значення бічної сили одно множенню статичної нормальній реакції  $n$  ?, коефіцієнт тертя і воно визначається за такою формулою:

$$F_y = \mu(s)R_{zct}$$

(2.41)

де  $\mu(s)$  - функція коефіцієнта тертя від прослизання при сталому режимі бічного ковзання.

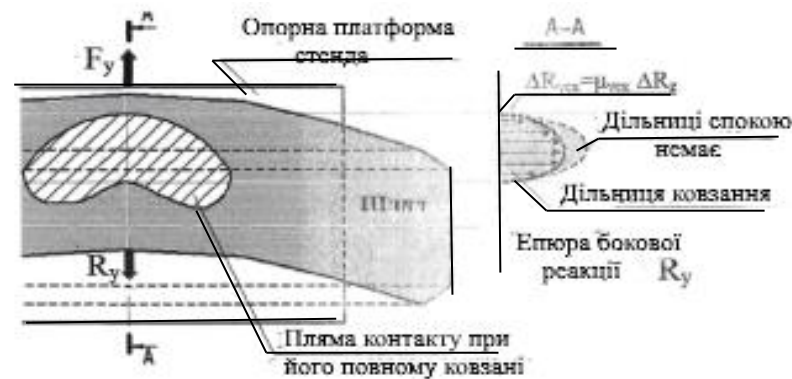


Рисунок 2.10 - Епюра розподілу збоку 4 реакції по ширині зони контакту в разі повного бічного ковзання шини

На рис. 2.10  $R_y$  - бічна реакція, [Н];

$R_{yск}$  - приріст бічної реакції при терті ковзання [Н].

У разі чистого ковзання шини значення бічної реакції дорівнює витвору статичної нормальної реакції на коефіцієнт тертя ковзання. Воно визначається за такою формулою:

$$R_{yск} = \mu_{yск} R_{zct} , \quad (2.42)$$

де  $\mu_{yск}$  - коефіцієнт тертя ковзання при проходженні;

$R_{zct}$  - статична нормальна реакція на колесо. [Н]

## 2.3 Висновки до другого розділу

1. Розроблено структурну схему системи «Кузов - підвіска -шина-стенд », що дозволяє виконувати аналіз взаємозв'язків між параметрами технічного стану



підвіски і характеристиками бічного зчеплення шин АТЗ в процесі його діагностування на вібростендах, що працюють по принципом "EUSAMA".

2. Розроблено теоретичні передумови контролю впливу технічного стану підвіски на характеристики бічного зчеплення шин АТЗ в процесі його діагностування на вібростендах, що працюють по принципом "EUSAMA";

3. Математична модель системи «Кузов - підвіска - шина - стенд », що включає математичні описи: закономірності вертикальних коливань опорної платформи вібростенда реалізує принцип «EUSAMA»; коливань підресореною і непідресореної мас автомобіля на вібростенді; процесу зміни нормальної і бічної реакції на колесах діагностується осі АТЗ, дозволяє виконувати аналітичні дослідження бічних реакцій на колесах АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин, виконувати аналіз взаємозв'язків між діагностичними параметрами і параметрами технічного стану підвіски;

4. Математична модель дозволяє аналітично виконувати наукове дослідження по обґрунтуванню тестових режимів і діагностичних параметрів, які характеризують вплив технічного стану підвіски на характеристики зчеплення шин при діагностуванні АТЗ на вібростендах;

6. Метод діагностики підвіски пропонується базувати на вимірі нормальних і бічних реакцій на колесах при роботі підвіски АТЗ і на цій основі, кількісно (за допомогою мінімального коефіцієнта бокового зчеплення ( $\varphi_{ymin}$ ) оцінювати вплив технічного стану підвіски АТЗ на характеристики зчеплення шин.

## 3 ОРГАНІЗАЦІЯ ВИКОНАННЯ РОБІТ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА СТОА

### 3.1 Розрахунок обсягів робіт, чисельності виробничого персоналу та кількості постів СТОА

Розрахунки виробничої програми, обсягів робіт і чисельності виробничого персоналу буде виконано з використанням ЕОМ.

В якості програмного продукту вибрані електронні таблиці Microsoft Office Excel. Розрахунки виконуються на основі методики, наведеної в [1,10].

На основі аналізу даних про роботу СТО ТОВ «АвтоекспресСервіс» сформуємо вихідні дані для розрахунку та наведемо їх в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до розрахунку виробничої програми міської СТО

Параметр	Ум. позн.	Од. вим.	Значення
Кількість автомобілів, що продаються на СТО за рік	$A_{п}$	од.	–
Кількість заїздів для виконання ТО і ПР за рік	$N_{ТО і ПР}^P$	заїздів	1300
Частка автомобілів особливо малого класу	$A_{авт}^I$	%	50
Частка автомобілів малого класу	$A_{авт}^{II}$	%	25
Частка автомобілів середнього класу	$A_{авт}^{III}$	%	25
Середньорічний пробіг автомобілів	$L_{с-р}$	км	12000
Спосіб миття автомобілів	-	-	Ручний
Кліматичний район	-	-	Помірна
Кількість робочих днів СТО	$D_p$	дні	255
Тривалість зміни	$\tau_{зм}$	год.	8
Кількість робочих змін	$c$		1,5

#### 3.1.1 Розрахунок виробничої програми ТО і ремонту

Нормативи трудомісткості ТО і ПР автомобілів індивідуального користування вибираються в залежності від типу СТО, класу автомобілів та виду робіт, що виконуються на СТО.

Питома трудомісткість ТО і ПР коригується з використанням коефіцієнтів коригування, люд·год/1000:

$$t_{\text{ТО і ПР}} = t_{\text{ТО і ПР}}^{\text{н}} \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{з}}, \quad (3.1)$$

де  $K_{\text{п}}$  – коефіцієнт коригування в залежності від кількості робочих постів (потужності) СТО. При проектуванні нового СТО кількість робочих постів приймається орієнтовно – на основі планової потужності СТО;

$K_{\text{з}}$  – коефіцієнт коригування в залежності від природно-кліматичних умов.

Разова трудомісткість на один заїзд автомобіля на СТО не коригується.

Результати розрахунків трудомісткості ТО і ПР зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Нормативи трудомісткості ТО і ПР для міської СТО

Нормативи трудомісткості та коефіцієнти коригування		Ум. позн.	Один. вим.	Для автомобілів:		
				1 групи	2 групи	3 групи
Коефіцієнт коригування в залежності від кількості постів СТО		$K_{\text{п}}$	–	1,05	1,05	1,05
Коефіцієнт коригування в залежності від природно-кліматичних умов		$K_{\text{з}}$	–	1,0	1,0	1,0
Питома ТО і ПР на 1000 км пробігу (нормативна)		$t_{\text{ТО і ПР}}^{\text{н}}$	люд·год /1000	2,0	2,3	2,7
Питома ТО і ПР на 1000 км пробігу (скоректована)		$t_{\text{ТО і ПР}}$	люд·год /1000	2,1	2,4	2,8
Разова на один заїзд	миття і прибирання	$t_{\text{п-м}}$	люд·год	0,15	0,20	0,25
	приймання і видачі	$t_{\text{п-в}}$	люд·год	0,15	0,20	0,25
	передпродажної підготовки	$t_{\text{п-п}}$	люд·год	-	-	-
	антикорозійної обробки	$t_{\text{а-к}}$	люд·год	3,0	3,0	3,0

### 3.1.2 Визначення річної трудомісткості робіт

Річний обсяг робіт, що виконуються на міській СТО, визначається окремо

для кожної групи легкових автомобілів і складається з таких видів робіт:

$T_{\text{ТО і ПР}}$  – роботи ТО і ПР автомобілів;

$T_{\text{п-м(ТО)}}$  – роботи прибирання і миття перед виконанням ТО і ПР;

$T_{\text{п-м}}$  – роботи прибирання і миття автомобілів, як окремої послуги;

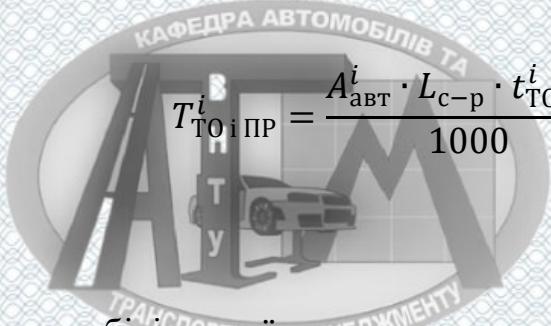
$T_{\text{а-к}}$  – роботи антикорозійної обробки автомобілів;

$T_{\text{п-в}}$  – роботи приймання і видачі автомобілів;

$T_{\text{п-п}}$  – роботи передпродажної підготовки автомобілів;

$T_{\text{доп}}$  – допоміжні роботи.

Річний обсяг робіт ТО і ПР для однієї групи автомобілів визначається по питомій трудомісткості ТО і ПР автомобілів цієї групи на 1000 км пробігу:



$$T_{\text{ТО і ПР}}^i = \frac{A_{\text{авт}}^i \cdot L_{\text{с-р}} \cdot t_{\text{ТО і ПР}}^i}{1000}, \quad (3.2)$$

де  $A_{\text{авт}}^i$  – кількість автомобілів даної групи;

$L_{\text{с-р}}$  – середньорічний пробіг автомобілів, км;

$t_{\text{ТО і ПР}}^i$  – скоректована питома трудомісткість ТО і ПР автомобілів даної групи, люд·год/1000.

Річний обсяг прибирально - мийних робіт для однієї групи визначається на основі разової трудомісткості цього виду робіт за один заїзд на СТО. Трудомісткість прибирально - мийних робіт перед виконанням ТО і ПР ( $T_{\text{п-м(ТО)}}^i$ ) визначається за формулою:

$$T_{\text{п-м(ТО)}}^i = A_{\text{авт}}^i \cdot n_{\text{ТО і ПР}}^p \cdot t_{\text{п-м}}^i, \quad (3.3)$$

де  $n_{\text{ТО і ПР}}^p, n_{\text{п-м}}^p$  – частота заїздів одного автомобіля, що обслуговується на СТО, відповідно для виконання робіт ТО і ПР та прибирально-мийних робіт;

$t_{\text{п-м}}^i$  – разова трудомісткість прибирально-мийних робіт одного автомобіля даної

групи, люд·год.

Річний обсяг робіт антикорозійної обробки визначається одночасно для всіх груп автомобілів на основі разової трудомісткості цього виду робіт за один заїзд на СТО:

$$T_{a-k} = A_{\text{авт}} \cdot n_{a-k}^p \cdot t_{a-k}, \quad (3.4)$$

де  $n_{a-k}^p$  – частота заїздів одного автомобіля, що обслуговується на СТО, для виконання робіт антикорозійної обробки автомобілів протягом року;  
 $t_{a-k}$  – разова трудомісткість антикорозійних робіт одного автомобіля (однакова для всіх груп автомобілів), люд·год.

$$T_{a-k} = 1100 \cdot 1 \cdot 3 = 3300 \text{ (люд} \cdot \text{год)}.$$

Річний обсяг робіт приймання і видачі для однієї групи визначається на основі загальної кількості заїздів автомобілів на СТО для виконання різних видів робіт:

$$T_{п-в}^i = A_{\text{авт}}^i \cdot (n_{\text{ТО і ПР}}^p + n_{a-k}^p) \cdot t_{п-в}^i, \quad (3.5)$$

де  $t_{п-в}^i$  – разова трудомісткість робіт приймання-видачі одного автомобіля даної групи, люд·год.

Річний обсяг робіт передпродажної підготовки визначається одночасно для всіх груп автомобілів на основі кількості автомобілів, що продаються за рік:

$$T_{пп} = A_{п} \cdot t_{пп}, \quad (3.6)$$

де  $A_{п}$  – кількість автомобілів, що продаються на СТО за рік (приймається на основі статистичних даних або бізнес-плану підприємства), од.;

$t_{пп}$  – разова трудомісткість робіт передпродажної підготовки одного автомобіля

(однакова для всіх груп автомобілів), люд.-год.

Дане СТО не здійснює продаж автомобілів. Тому передпродажна підготовка не виконується.

Річна трудомісткість робіт  $T_i$  кожного виду для всіх груп автомобілів, що обслуговуються на СТО, визначається як сума трудомісткості робіт кожної окремої групи:

$$T_i = T_i^I + T_i^{II} + T_i^{III}. \quad (3.7)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.3

Таблиця 2.3 – Річна трудомісткість робіт на СТО

Вид робіт	Ум. позн.	Один. вим.	Для автомобілів:			Всього
			1-ої групи	2-ої групи	3-ьої групи	
Роботи ТО і ПР автомобілів	$T_{\text{ТО і ПР}}$	люд.- год	8190	4680	5460	18330
Роботи прибирання і миття перед виконанням ТО і ПР	$T_{\text{пм(ТО)}}$	люд.- год	97,5	65	81,25	243,75
Роботи приймання і видачі	$T_{\text{пв}}$	люд.- год	146,25	97,5	121,8	365,55
Роботи передпродажної підготовки	$T_{\text{пп}}$	люд.- год	—	—	—	—
Роботи антикорозійної обробки	$T_{\text{ак}}$	люд.- год	—	—	—	3300
Всього робіт СТО	$T_{\Sigma}$	люд.- год	8451,75	4842,5	5663,05	

Основну частину загальної трудомісткості робіт на СТО займають роботи ТО і ПР автомобілів  $T_{\text{ТО і ПР}}$ , які можуть виконуватись як на постах ТО і ПР так і у виробничих дільницях. Річний обсяг цих робіт необхідно додатково розділити за

видами робіт ТО і ПР. Розподіл трудомісткості ТО і ПР виконується згідно ОНТП-01-91 в відсотковому відношенні:

$$T_{в.р} = T_{ТО і ПР} \cdot \frac{C_{в.р}}{100}, \quad (3.8)$$

де  $T_{в.р}$  – розрахункова трудомісткість окремого виду робіт, люд·год;

$T_{ТО і ПР}$  – річна трудомісткість робіт ТО і ПР, люд·год;

$C_{в.р}$  – відсоткова доля окремого виду робіт від річної трудомісткості робіт ТО і ПР, %.

Величина  $C_{в.р}$  залежить від кількості робочих постів (потужності) СТО.

Для існуючих СТО може бути прийнята наявна кількість робочих постів. Для СТО, що проектується кількість постів ТО і ПР визначається орієнтовно за трудомісткістю всіх постових робіт. Результати розподілу зводимо в таблиці розрахункових показників.

### 3.1.3 Розрахунок чисельності робітників

Розрізняють явочну чисельність виконавців робіт  $P_{я}$ , потрібну для виконання добової виробничої програми, і штатну чисельність  $P_{шт}$ , потрібну для виконання річної виробничої програми.

Явочна і штатна чисельність ремонтно-обслуговуючих робітників залежить від обсягу робіт на даній дільниці (зоні, посту) і фонду робочого часу:

$$P_{я} = \frac{T_i}{\Phi_{р.м.}}; \quad P_{шт} = \frac{T_i}{\Phi_{в.р.}}, \quad (3.9)$$

де  $T_i$  – річний обсяг робіт на дільниці (зоні, посту), люд·год;

$\Phi_{р.м.}$  – річний фонд часу робочого місця ремонтно-обслуговуючих робітників, год;

$\Phi_{в.р.}$  – річний ефективний фонд часу робітника з урахуванням трудових втрат, спричинених хворобою, виконанням державних обов'язків, відпусткою тощо, год.

Річний фонд робочого місця приймається згідно ОНТП-01-91 [6]: При 5-ти денному робочому тижню  $\Phi_{р.м.} = 2034$  год.; При 6-ти денному робочому тижню  $\Phi_{р.м.} = 1826$  год. Річний ефективний фонд часу робітника згідно ОНТП-01-91 [6] залежить від професії (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Річний ефективний фонд часу робітників [6]

Професія робітників	Річний ефективний фонд часу, $\Phi_{в.р.}$ , год.
Мийники і прибиральники рухомого складу	1860
Слюсарі з ТО і поточного ремонту агрегатів, вузлів, устаткування, мотористи, електрики, шиномонтажники, слюсарі-верстатники, столяри, оббивальники, арматурники, жерстяники	1840
Слюсарі з ремонту приладів системи живлення, акумуляторники, ковалі, мідники, зварювальники, вулканізаторники	1820
Малярі	1610

Для всіх видів робіт розрахунки виконуються однаково. Результати визначення чисельності робітників для кожного виду робіт ТО і ПР зводимо таблиці розрахункових показників.

### 3.1.4 Розрахунок кількості постів ТО, ПР і діагностики





## Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5	6	7	8
Коефіцієнт нерівномірності завантаження постів	$K_n$	1,15	1,15	1,15	1,15	-	1,15
Одночасно працюють на посту, чол.	$P_n$	2	1,5	2	1	-	1,1
Коефіцієнт використання робочого часу	$\eta_n$	0,94	0,94	0,94	0,95	-	0,95
Продуктивність мийної установки, авт./год	$W_{уст}$	—	—	—	—	—	—



Кількість постів робіт технічного обслуговування в повному обсязі:

$$X_i = \frac{18330 \cdot 1,15}{255 \cdot 1,5 \cdot 8 \cdot 1,75 \cdot 0,945} = 4,1 \approx 4(\text{поста})$$

Для всіх видів робіт розрахунки виконуються однаково. Результати визначення кількості постів для кожного виду робіт ТО і ПР зводимо таблиці розрахункових показників (п. 2.5).

### 3.1.5 Розрахункові показники робіт ТО і ПР на СТО

Трудомісткість робіт ТО і ПР автомобілів розподіляємо згідно з ОНТП-01-91 за видами робіт. Кожний вид робіт у свою чергу поділяється за місцем їх виконання на постові і дільничні. Розрахункові показники для кожного виду робіт ТО і ПР зводимо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 – Розрахункові показники робіт ТО і ПР на СТО

Вид робіт	Розподіл за видами робіт, люд.-год		Розподіл за місцем виконання				
			Постові роботи				
			Трудомісткість, люд.-год		Чисельність робітників, чол.		К-сть постів
	%	$T_{ТОіПР}^i$	%	$T_{ТОіПР}^i$	$P_{я}$	$P_{ш}$	$X_{ТОіПР}^i$
1	2	3	4	5	6	7	8
Роботи ТО і ПР автомобілів:							
контрольно-діагностичні (двигун, гальма, електроустаткування, аналіз вихлопних газів)	5	916,5	100	916,5	0,45	0,5	0,2
технічне обслуговування в повному обсязі	25	4582,5	100	4582,5	2,2	2,5	1,0
мастильні	4	733,2	100	733,2	0,36	0,4	0,15
регулювання кутів керованих коліс	5	916,5	100	916,5	0,45	0,5	0,2
ремонт і регулювання гальм	5	916,5	100	916,5	0,45	0,5	0,2
електротехнічні	5	916,5	80	733,2	0,36	0,4	0,16
роботи за системою живлення	5	916,5	70	641,55	0,31	0,35	0,14
аккумуляторні шинні	2	366,6	10	91,65	0,04	0,05	0,02
	5	916,5	30	271,95	0,13	0,14	0,06
ремонт вузлів, систем і агрегатів	10	1833	50	458,25	0,22	0,25	0,10
кузовні і арматурні (жерстяницькі, мідницькі, зварювальні)	10	1833	75	687,3	0,33	0,37	0,15
фарбувальні	10	1833	100	916,5	0,45	0,50	0,20
оббивні	1	183,3	50	458,25	0,22	0,25	0,10
слюсарно-механічні	8	1446,4	–	–	–	–	–
Разом робіт ТО і ПР	100	18330	76	13930,8	6,33	6,71	
Прибирання і миття автомобілів перед виконанням ТО і ПР			100	243,75	0,11	0,13	0,05
Приймання і видачі автомобілів			100	365,55	0,17	0,20	0,08
Передпродажної підготовки автомобілів			100	0,0	0,0	0,0	0,0
Антикорозійної обробки автомобілів			100	3300	1,62	1,81	0,97
Всього робіт СТО				17840	8,23	9,85	4,1

### 3.1.6 Організація виробничих підрозділів ТО і ПР на СТО

Розподіл різних видів робіт ТО і ПР між виробничими підрозділами СТО виконується з метою визначення місць виконаних окремих операцій технологічного процесу.

Організація окремих виробничих підрозділів СТО і розробка загальної організації виробничого процесу в цих підрозділах виконується на основі аналізу розрахункових показників робіт ТО і ПР у такій послідовності:

1. Визначаємо види робіт ТО і ПР, які плануються виконувати на СТО, і види робіт, виконання яких недоцільне в умовах даного СТО.
2. Об'єднуємо різні види робіт ТО і ПР, схожі за технологією виконання. Об'єднання різних видів робіт виконуємо в разі малої їх трудомісткості, коли недоцільно кожен вид робіт виконувати в окремому приміщенні.
3. Визначаємо перелік необхідних виробничих підрозділів СТО (зон ТО і ПР та ремонтних дільниць), а також перелік робіт, які планується в них виконувати (визначаємо місця виконання кожного виду робіт ТО і ПР).
4. Визначаємо зміст і загальну схему організації всього комплексу робіт, які виконуються на кожному посту і визначаємо виробничі зв'язки даного підрозділу з іншими підрозділами СТО.

Результати формування виробничих підрозділів заносимо в таблицю 3.7

Таблиця 3.7 – Виробничі підрозділи СТО

Виробничий підрозділ	Перелік робіт	Кількість постів	Трудо-місткість, люд.-год	Чисельність робітників, чол.	
		$X_i$	$T_i$	$P_{я}$	$P_{ш}$
1	2	3	4	5	6

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5	6
Зона ТО, ПР	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Діагностичні(Д-1при ТО-1)</li> <li>- кріпильні та ін. (Д-1при ТО-1)</li> <li>- діагностичні(Д-2 при ТО-2)</li> <li>- кріпильні та ін. (Д-2 при ТО-2)</li> <li>- діагностичні (Д-1 при ПР)</li> <li>- діагностичні (Д-2 при ПР)</li> <li>- регулювальні при ПР</li> </ul>	4	8065,2	4	4
Агрегатна дільниця	<ul style="list-style-type: none"> <li>- агрегатні</li> </ul>	-	458,25	1	1
Слюсарно – механічна та електротехнічна дільниця	<ul style="list-style-type: none"> <li>- слюсарно-механічні</li> <li>- електротехнічні</li> </ul>	-	2179,6	1	1
Шинна дільниця	<ul style="list-style-type: none"> <li>- шиномонтажні</li> <li>- вулканізаційні</li> </ul>	-	271,95	1	1
Дільниця ремонту приладів системи живлення	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ремонту системи живлення</li> </ul>	-	641,55	1	1
Зварювально-кузовна дільниця	<ul style="list-style-type: none"> <li>- зварювальні (постові ПР)</li> <li>- жерстяницькі(постові ПР)</li> <li>- фарбувальні (постові ПР)</li> <li>- зварювальні(дільничні ПР)</li> <li>- жерстяницькі (дільничні ПР)</li> <li>- арматурні (дільничні ПР)</li> <li>- оббивні (дільничні ПР)</li> </ul>	-	2062,05	1	1
На підприємстві не доцільно використовувати	<ul style="list-style-type: none"> <li>- акумуляторні</li> </ul>	-	91,65	-	-

### 3.2 Розрахунок площ виробничо-складських приміщень

Площа виробничого приміщення визначається орієнтовно по питомій площі, яку займає технологічне обладнання або по питомій площі на одного робочого.

Площу зони ТО і ПР визначаємо за формулою:

$$Fd = K_{щ} \cdot \Sigma F_{об}, \quad (3.11)$$

де  $K_{щ}$  – коефіцієнт щільності розташування обладнання;

$\Sigma F_{об}$  – сумарна площа виробничого обладнання, (м<sup>2</sup>).

Після визначення площі зони ТО і ПР її необхідно перевірити в залежності від питомої площі. Площа виробничого приміщення по питомій площі визначається за формулою:

$$Fd = X_{пост} \cdot F_{ав} \cdot K_{щ},$$

де  $X_{пост}$ , – розрахункова кількість постів у відповідній зоні;

$F_{ав}$  – площа одного автомобіля;

$K_{щ}$  – коефіцієнт щільності розташування постів.

Кількість постів – 4, площа автомобіля складає –  $4330 \times 1620 = 7,01 \text{ м}^2$

$$Fd = 5 \cdot 7,01 \cdot 5 = 175,25 \text{ (м}^2 \text{)},$$

Приймаємо площу зони ТО і ПР:  $F_0 = 175 \text{ м}^2$ .

Площі допоміжних приміщень містять у собі площі адміністративних, громадських і побутових приміщень.

До побутових приміщень відносять: гардеробні, душові, умивальники,

туалети, курильні приміщення.

Гардеробні можуть бути із закритим або відкритим способом зберігання одягу. На даному СТО використовуються гардеробні відкритого способу зберігання одягу на вішалках.

Для гардеробних в яких зберігається домашній або робочий одяг площу приймаємо 2,25 м<sup>2</sup>.

Площа підлоги на душ (кабінки) з роздягальною становить 10 м<sup>2</sup>, Площа підлоги туалету становить 12 м<sup>2</sup>. Площа курильних приміщень становить 2 м<sup>2</sup>.

Окрім допоміжних приміщень на СТО також є підсобні приміщення (котельня зі складом палива, трансформаторна, насосна станція, вентиляційні камери та ін.).

### 3.3 Планування виробничого поста діагностування підвіски

#### 3.3.1 Загальна характеристика виробничого поста

На посту діагностування і ремонту ходової частини передбачається виконання таких видів робіт:

- Загальне діагностування ходової частини;
- діагностування підвіски на вібростенді;
- перевірка та регулювання кутів встановлення керованих коліс;
- заміна вузлів та деталей ходової частини;
- визначення ефективності й рівномірності роботи гальмівної системи;
- діагностика роботи антиблокувальної системи гальм.

Для діагностики ходової частини автомобілів застосовують різні стенди для перевірки і регулювання кутів керованих коліс, стенди для перевірки амортизацій. Узагальненим параметром, що характеризує технічне полягання ходової частини, підвіски автомобіля є бічна сила, що виникає при русі автомобіля в плямі контакту колеса з дорогою. Відхилення бічної сили від номінального значення

свідчить про наявність несправностей ходової частини. Величину бічної сили вимірюють на спеціальних майданчикових або роликових стендах.

Роботи по діагностиці підвіски будуть проводитись на спеціалізованому посту ПР.

### 3.3.2 Підбір технологічного обладнання

Технологічне обладнання – являє собою оснастку виробничих зон СТО, призначення якої є механізація технологічних процесів ТО і Р РС автомобільного транспорту.

Обладнання для проведення робіт на постах зон ТО, ПР, діагностики, а також для дільниць і цехів СТО, приймається у відповідності з технологічною необхідністю, виходячи з умов забезпечення технологічного процесу виконання робіт по ТО або ПР.

Все обладнання необхідно поділити на чотири групи:

- 1) підйомно-транспортне і підйомно-оглядове обладнання – призначене для піднімання і транспортування важких агрегатів і вузлів автомобілів, а також для піднімання й огляду самих автомобілів та проведення робіт ТО і ПР знизу і збоку автомобіля;
- 2) основне технологічне обладнання і прилади – стаціонарні, пересувні та переносні стенди, верстати і прилади (загальновиробничі і спеціалізовані), діагностичне обладнання, ремонтне обладнання, мийні установки та ін.;
- 3) організаційна оснастка і допоміжне обладнання – верстаки, столи, шафи, стелажі, ящики, підставки, цистерни, посудини, пожежні щитки, вогнегасники, електророзподільні щити, майданчики та ін.;
- 4) пристрої та інструменти – універсальні та спеціалізовані пристрої для виконання окремих операцій, універсальні та спеціалізовані комплекти інструментів, різноманітні універсальні та спеціалізовані інструменти та ін.



Прийняте технологічне обладнання зводимо в таблицю 3.8

Таблиця 3.8 – Підбір технологічного обладнання

Номер на плані	Номер робочого місця	Найменування Обладнання та оснастки	Модель (тип)	Кількість	Габаритні розміри мм	Площа, м <sup>2</sup>	
<b>Підйомно-транспортне обладнання</b>							
1	1	Підйомник	Launch TLT-440 W	1	2620 x 1260	3,3	3,3
<b>Основне технологічне обладнання</b>							
3	1	Мийка для деталей	Flexbimes 5904	1	600 x 450	0,27	0,27
4	1	Гідравлічна стійка	TELO 05004	1	–	–	–
5	2	Установка для зливу масла	UZM 80	1	500 x 400	0,2	0,2
6	1	Стенд для розвалу сходження	Well Kraft Genie 3D	1	–	–	–
7	2	Стенд для правки дисків коліс	P – 184M	1	1350 x 880	1,1	1,1
8	2	Стенд для проточки гальмівних дисків	D-300	1	660 x 170	0,11	0,11
9	2	Вібростенд для діагностики підвіски	МАНА	1	–	–	–
<b>Технологічна оснастка</b>							
10	–	Компресор	–	1	1200 x 600	0,72	0,72
11	–	Ларь для вибракуваних деталей	–	1	500 x 500	0,25	0,25
12	–	Ящик для сміття	–	1	500 x 500	0,25	0,25
13	–	Слюсарний верстак	41Д/Д	1	500 x 500	0,97	0,97
14	–	Стіл під інструменти	–	1	1200 x 600	0,72	0,72
15	–	Стелаж для деталей	2247	1	1000 x 300	0,3	0,3
16	–	Пересувний візок під інструменти	Toptul GCAJ 0014	1	900 x 650	0,58	0,58

## Продовження таблиці 3.8

Пристрої та інструменти							
–	–	Набір інструментів	Topul GCAJ 0014	1	–	–	–
–	–	Набір вимірювальних приладів	Force 5096 F	1	–	–	–
–	–	Динамометричний ключ	ХТ - 9007	1	–	–	–

## 3.3.3 Розробка планувального рішення

При розробці об'ємно – планувальних рішень необхідно дотримуватися норм будівельних вимог. Однією з таких вимог є індустріалізація виробництва, яка передбачає монтаж будівель із збірних уніфікованих залізобетонних конструкцій. Це забезпечується конструктивною схемою будівель на основі використання уніфікованих сіток колон, які служать опорами перекриття промислових будівель. Основний принцип розташування виробничого обладнання – це зручність використання обладнання та забезпечення технологічної послідовності та якості виконання технологічних процесів ТО і ПР агрегатів та вузлів автомобіля.

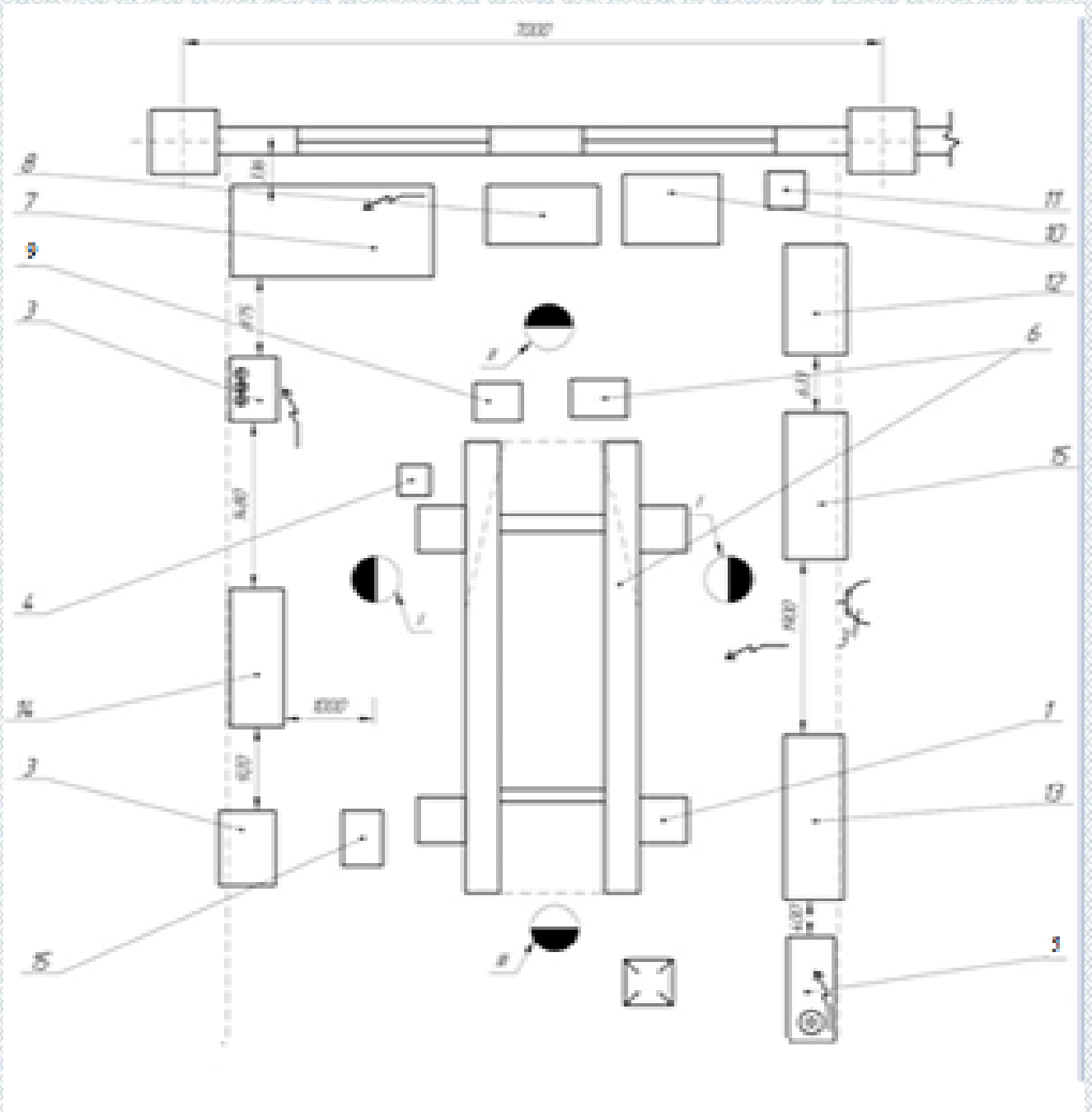


Рисунок 3.1 – Пост діагностики і ПР ходової частини

Розміщення устаткування поста з обслуговування ходової частини легкових автомобілів на підйомнику за допомогою 3D-стенда показано на рис. 3.2

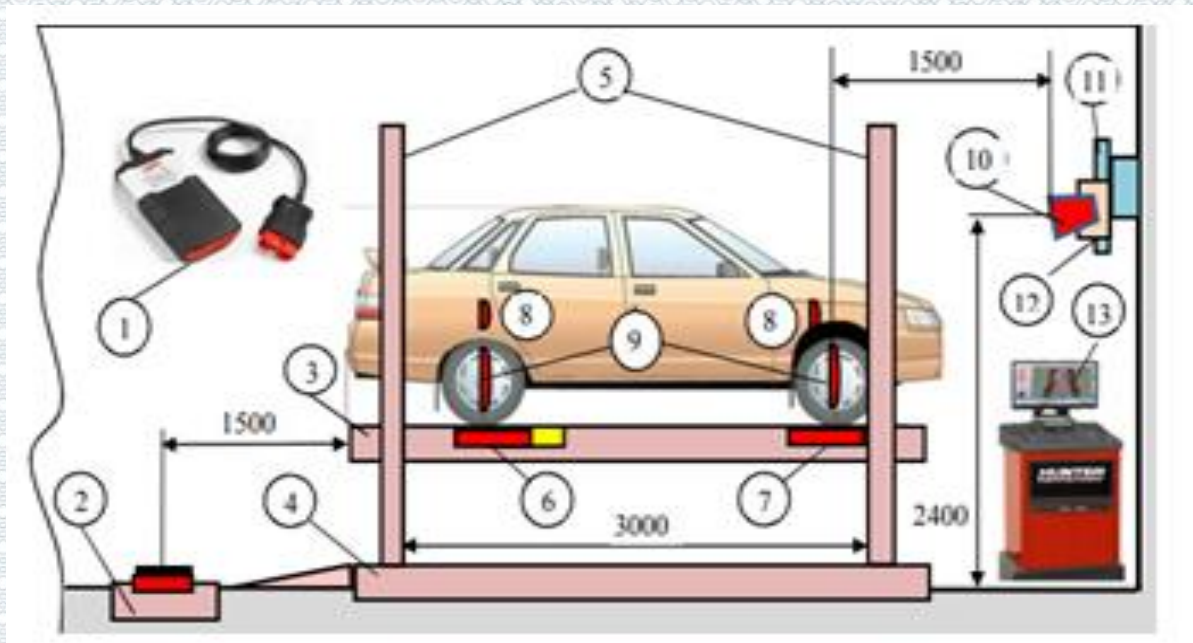


Рисунок 3.2 – Розробка технології діагностування на вібростенді

Процес тестування ходової частини на посту полягає в послідовній перевірці демпфуючих характеристик на тестері підвіски.

Фактичні значення вихідних параметрів системи підвіски порівнюються з нормативними для заданого типу АТЗ в автоматичному режимі.

### 3.4 Висновки до третього розділу

Отже, в даному розділі розраховано річний обсяг робіт ТО і ремонту ДТЗ. Результати розрахунку показують, що загальна трудомісткість робіт складає 17840 люд.-год, кількість постів становить 4 одиниці, кількість працівників штатних – 9 чоловік, явочних – 8 чоловік. Також було розраховано площі виробничо-складських приміщень, сплановано виробничий пост діагностування підвіски. Роботи з діагностування підвіски будуть проводитися на спеціалізованому посту ПР. Описано загальну характеристику виробничого поста та підібрано технологічне обладнання для діагностування підвіски та ремонту автомобіля в цілому.

## 4. РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ НА ВІБРОСТЕНДАХ

### 4.1 Результати аналітичного дослідження робочих процесів підвіски і зчіпних характеристик шин автомобіля на вібростендах

Для розрахунку аналітичних залежностей процесів функціонування підвіски і зчіпних характеристик шин автомобіля Toyota Corolla на вібростенді використали наступні початкові дані:

Конструктивні дані автомобіля Toyota Corolla і його підвіски [14]:

- підресорена маса, що доводиться на одно колесо передньої осі  $M=407$  кг;
- безпружинна маса тони=28кг; - жорсткість підвіски  $C_n=22300$  Н/м;
- коефіцієнти демпфування амортизатора підвіски : відбою  $K_{потб}=459$  Н-с/м, і стискування  $K_{псж}=220$  Н-с/м;
- жорсткість шини  $C_{ш}=220000$  Н/м;
- коефіцієнт демпфування шини колеса  $K_{ш}=950$  Н-с/м;
- вільний радіус колеса  $r_{кs}=0,45$ м;
- висота профілю шини  $H=0,126$ м
- радіус тора, недеформованої шини  $r_{кр} =0,0065$ м;
- коефіцієнт тертя від прослизання при режимі бічного ковзання  $\mu(s) =0,36$ , що встановився;
- коефіцієнт насиченості протектора шини  $W=0,85$ .

Конструктивні параметри вібростенда марки KDXG:  $R_0$ - параметри кулачків вібростенда марки KDXG:  $R_0$  - радіус кола центру O,  $R_0 =4$ мм;  $r_0$  - відстань від центру кола до точки обертання кулачка A,  $r_0=3$  мм;  $R_{min}$  - мінімальна відстань між точкою обертання A і точкою кола  $B_1$ ,  $R_{min} =1$  мм;

- потужність електродвигунів  $N= 1,5$  кВт.

Прискорення вільного падіння  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;

Після введення початкових даних в програму виконували розрахунок початкових умов : статичних прогинів шин, статичних прогинів пружних елементів підвіски, статичних нормальних реакцій. Статичні прогини пружних елементів підвіски і шин розраховували по формулах (2.14) і (2.23). Вони відповідно рівні  $\Delta 1_n=0,0181$  мм,  $\Delta 1_k=0,0194$  мм Статична нормальна реакція на колесі, розрахована по формулі (2.21) і рівна  $R_{zct}=4267,35$  Н. Розрахунки на моделі виконували чисельним методом Ейлера з кроком інтеграції 0,0001 [с].

На початку були отримані графічні залежності роботи кулачкового механізму переміщення  $Z_1$ , що забезпечує, [м] опорних платформ вібростенда марки KDXG при частоті коливань  $\nu=16$ Гц (рис. 4.1).

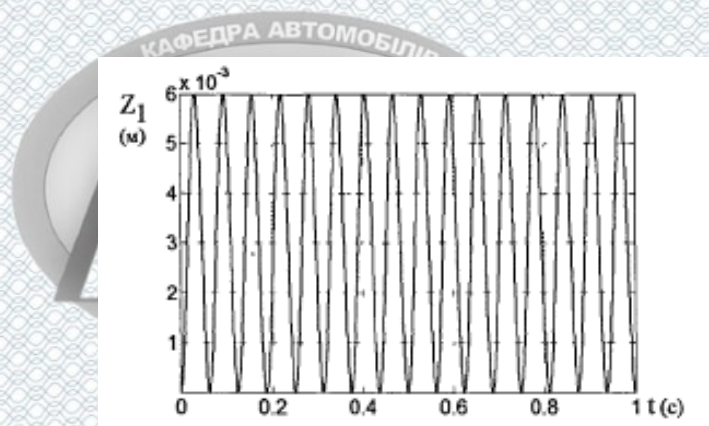


Рисунок 4.1 - Графік характеристики переміщення опорної платформи вібростенда марки KDXG при частоті коливань  $\nu=16$ Гц.

Отримані також графічні залежності зміни швидкості  $v$  [м/с<sup>2</sup>] коливань опорної платформи вібростенда марки KDXG при частоті  $\nu =16$ Гц (рис. 4.2).

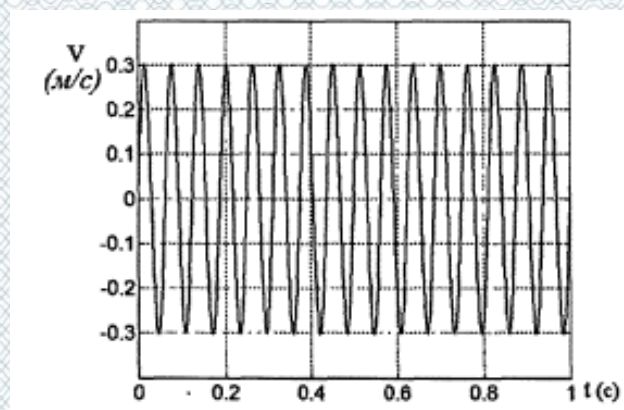


Рисунок 4.2 - Графік характеристики швидкості переміщення опорної платформи вібростенда марки KDXG при частоті коливань  $\nu=16\text{Гц}$

Отримані графічні залежності зміни прискорення  $a$ ,  $[\text{м}/\text{с}^2]$  (рис. 4.3) опорної платформи вібростенда марки KDXG при частоті коливань  $\nu=16\text{Гц}$ .

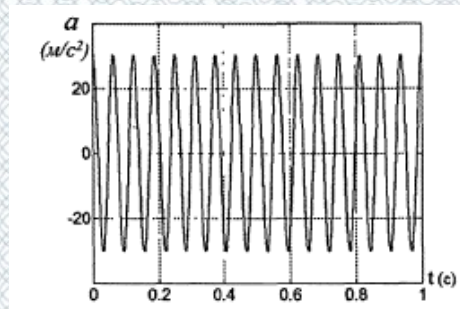


Рисунок 4.3 - Графік прискорення опорної платформи вібростенда марки KDXD при частоті коливань  $\nu=16\text{Гц}$

Представлені на рис. 4.1, 4.2 і 4.3 результатів, показують високу якість математичного опису кулачкового механізму вібростенда марки KDXG.

Потім були виконані розрахунки коливань підресорених і безпружинних мас автомобіля Toyota Corolla на платформах вібростенда марки KDXG. При цьому варіювали технічний стан амортизаторів за допомогою зміни коефіцієнтів стискування  $K_{\text{псж}}$  і відбою  $K_{\text{потб}}$ .

При справному амортизаторі з коефіцієнтами стискування  $K_{\text{псж}}=288 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ , відбою  $K_{\text{потб}}=591 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ , характеристики переміщень підресореної  $M$  і безпружинної  $m$  мас автомобіля представлені на рис.4.4

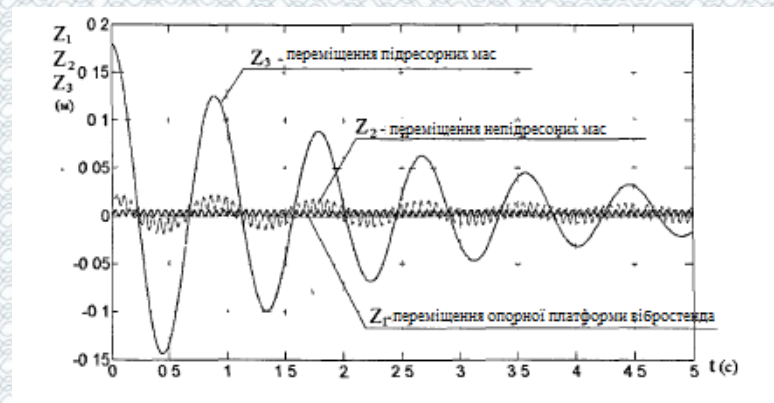


Рисунок 4.4 - Графіки переміщень підресореної  $M$  і невідресореної  $m$  мас автомобіля Toyota Corolla із справним амортизатором в процесі дії вертикальних коливань на модернізованому вібростенді марки KDXG

При несправному амортизаторі з коефіцієнтами стискування  $K_{\text{псж}} = 88 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ , відбою  $K_{\text{потб}} = 184 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$  і частоті коливання  $\nu = 16 \text{ Гц}$ , характеристики переміщень підресореної  $M$  і невідресореної  $m$  мас автомобіля представлені на рис.4.5

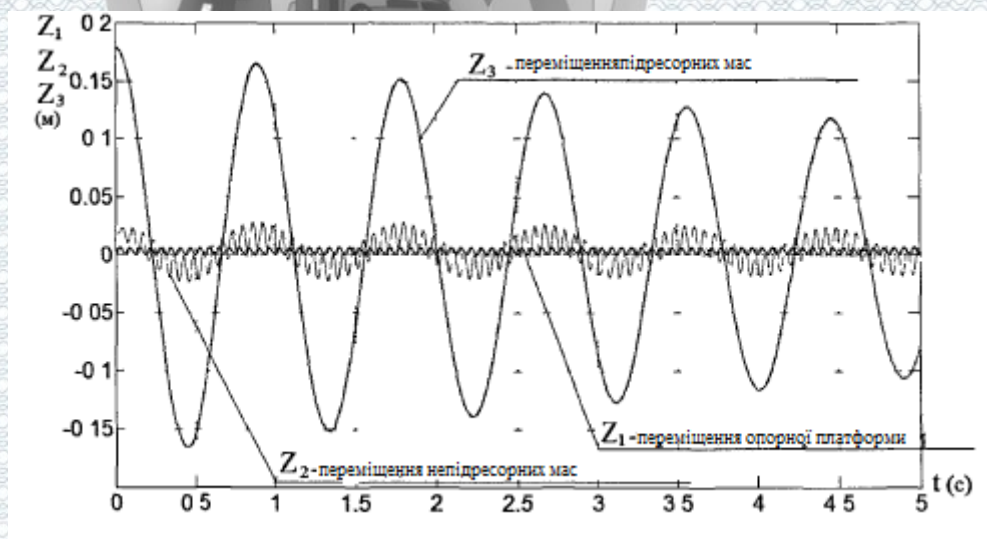


Рисунок 4.5 - Графіки переміщень підресореної  $M$  і безпружинної  $m$  мас автомобіля Toyota Corolla з несправним амортизатором в процесі дії вертикальних коливань на модернізованому вібростенді марки KDXG (розрахунок)

Для зручності аналізу на рисунку 4.6. представлені поєднані графіки (рис. 4.4 і рис. 4.5). Із спільного аналізу результатів розрахунків коливань підресореної і безпружинної мас автомобіля, при несправному амортизаторі (з коефіцієнтами стискування  $K_{\text{псж}} = 88 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ , відбою  $K_{\text{потб}} = 184 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ ) і справному



амортизаторі (з коефіцієнтами стискування  $K_{псж} = 288$  Н·с/м, відбою  $K_{потб} = 597$  Н·с/м) виразно видно, що зниження демпфуючих властивостей амортизатора приводить до збільшення амплітуд коливань підресорених і безпружинних мас автомобіля.

Ще більше інформативними для цих цілей є амплітудно- частотні характеристики коливальних систем. Тому, на наступному етапі аналітичного дослідження були виконані розрахунки і на їх основі побудовані амплітудно- частотні характеристики коливань підвіски на вібростенді марки KDXG.

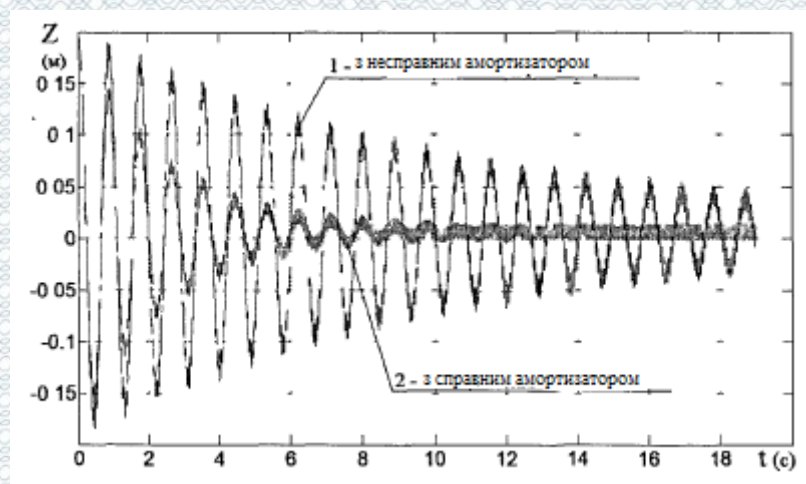


Рисунок 4.16 - Поєднані графіки коливань підресорених мас автомобіля Toyota Corolla на модернізованому вібростенді марки KDXG: 1- несправним і 2 - із справним амортизаторами;

Розглянемо вплив зміни коефіцієнтів демпфування амортизатора на амплітуду коливань і час загасання. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) - це залежність амплітуди коливання на виході пристрою від частоти вхідного гармонійного сигналу. Вимірюється амплітуда коливань вихідного параметра при зміні частоти постійного по амплітуді вхідного сигналу. При графічному представленні АЧХ по осі абсцис відкладається частота вхідного сигналу, по осі ординат - амплітуда вихідного сигналу  $\Delta A$ .)

Амплітудно-частотна характеристика коливань підвіски автомобіля при несправному амортизаторі з коефіцієнтами стискування  $K_{\text{псж}} = 88 \text{ Н-с/м}$ , відбою  $K_{\text{потб}} = 184 \text{ Н-с/м}$  і справному амортизаторі з коефіцієнтами стискування  $K_{\text{псж}} = 288 \text{ Н-с/м}$ , відбою  $K_{\text{потб}} = 597 \text{ Н-с/м}$  представлена на рис.4.7.

Приведена на рис.4.7 розрахункова АЧХ підвіски автомобіля на стенді дозволяє встановити наступне:

1. При діагностуванні підвіски автомобіля на вібростендах, коливання відбуваються головним чином з резонансними частотами підресорених мас ( $\nu_{\text{II}} = 1 \text{ Гц}$ ), і безпружинних мас ( $\nu_{\text{III}} = 16 \text{ Гц}$ );

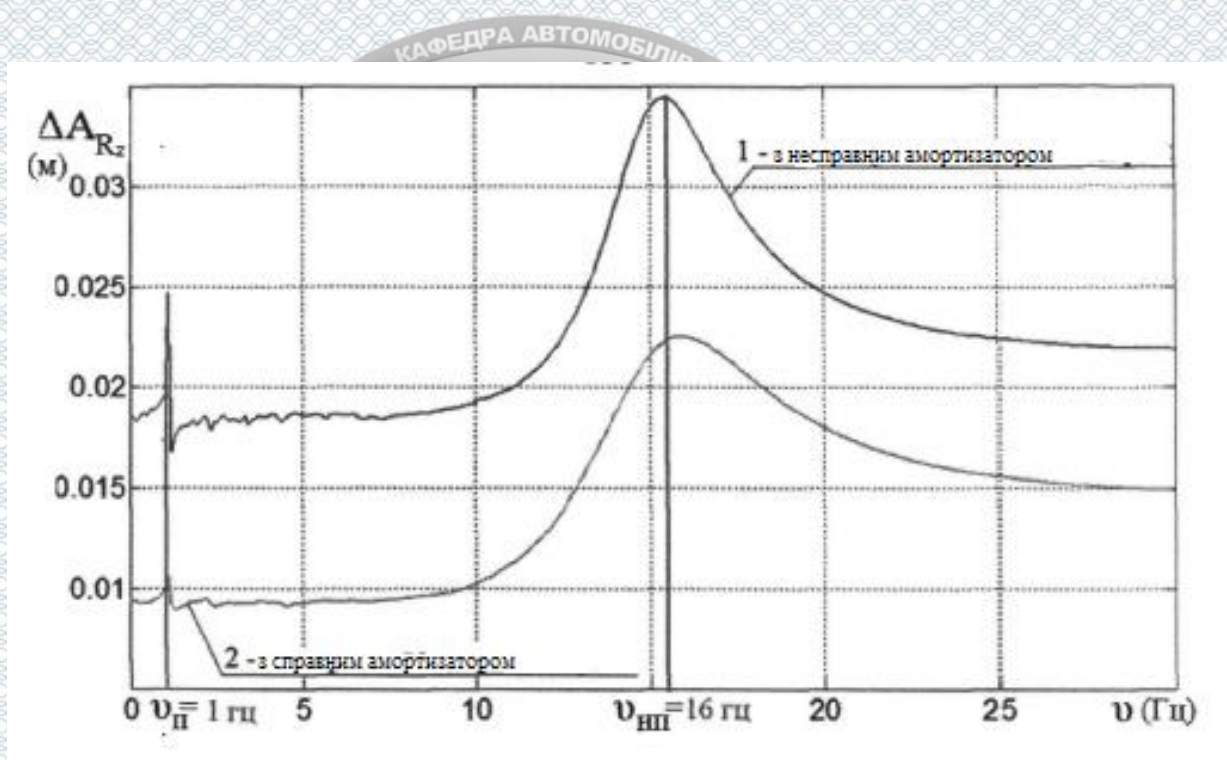


Рисунок 4.7 - Амплітудно-частотні характеристики підвіски автомобіля Toyota Corolla в процесі дії вертикальних коливань на модернізованому вібростенді марки KDXG: 1) - з несправним і 2) - із справним амортизаторами (розрахунок)

2. При роботі підвіски автомобіля із справними амортизаторами (позиція 2, рис. 4.7), амплітуди коливань менше, плавність ходу краща. Якщо амортизатори несправні (позиція 1, рис. 4.7), то амплітуди коливань АА сильно зростають.

Плавність ходу погіршуються. Що повною мірою відповідає теорії коливань і теорії автомобіля.

На наступному етапі було проведено аналітичне дослідження впливу величини підресореної маси автомобіля на його АЧХ. Величина підресореної маси варіювали в діапазоні від 207 до 407 кг. Результати цього дослідження представлені на рис.4.8.

Аналіз графіку, приведенного на рис. 4.8 показує, що при зменшенні підресореної маси автомобіля амплітуда її коливань в області низьких частот (0÷10 Гц) зменшується. При цьому резонансна частота коливань підресореної маси дещо збільшується.

Колівання безпружинних мас автомобіля відбуваються головним чином з резонансною частотою  $\nu_{\text{нп}} = 16$  Гц, які не залежать від зміни підресореної маси автомобіля.

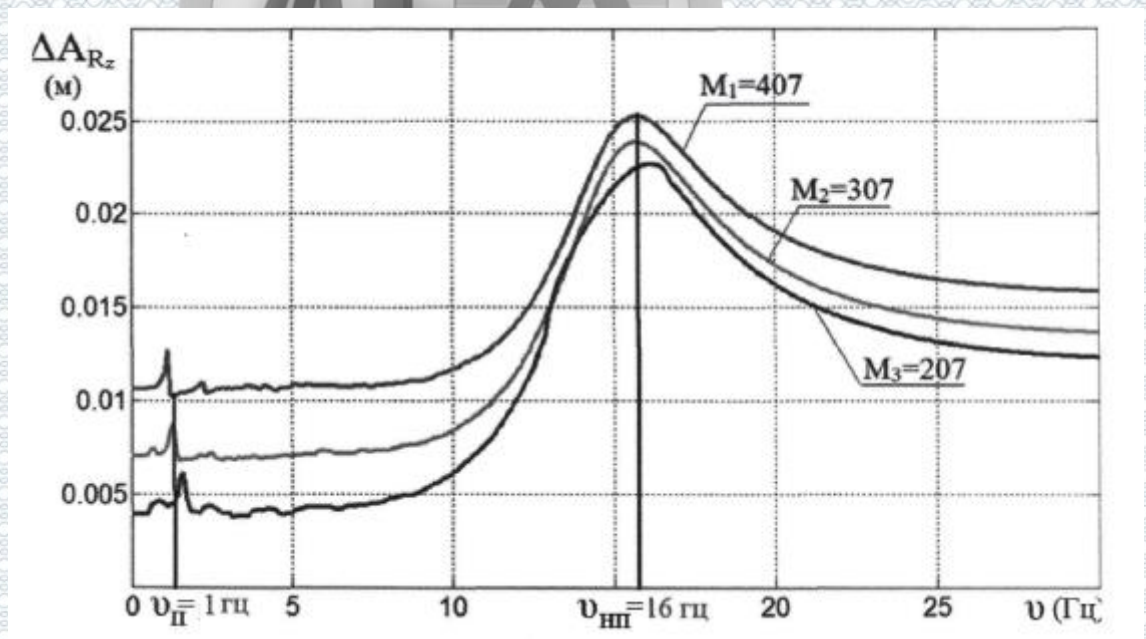


Рисунок 4.8 - АЧХ підвіски автомобіля Toyota Corolla при зміні величини його підресореної маси. Модернізований вібростенд марки KDXG

На наступному етапі було проведено аналітичне дослідження впливу величини безпружинних мас автомобіля на його АЧХ. Величину безпружинних мас варіювали в діапазоні від 12 до 28 кг. Результати цього дослідження представлені на рис.4.9.

Аналіз графіку, приведеного на рисунку 4.9, показує, що при зменшенні величини безпружинної маси автомобіля Toyota Corolla в діапазоні від 28 до 12 кг, амплітуда його коливань на частотах, близьких до другого резонансу ( $\nu_{\text{нп}}=16\text{Гц}$ ) зменшується. Резонанс коливань безпружинних мас автомобіля при зниженні величини цих мас від 28 до 12 кг зміщується від частоти 16Гц до частоти 27Гц. При зменшенні безпружинної маси автомобіля відповідно на 28% і 57% резонансні частоти безпружинних мас складають  $\nu_{\text{нп3}}=21\text{ Гц}$  і  $\nu_{\text{нп4}}=27\text{ Гц}$ .

При цьому слід зазначити, що частота першого резонансу (коливань підресорених мас) не змінюється, тобто не залежить від величини підресорених мас.

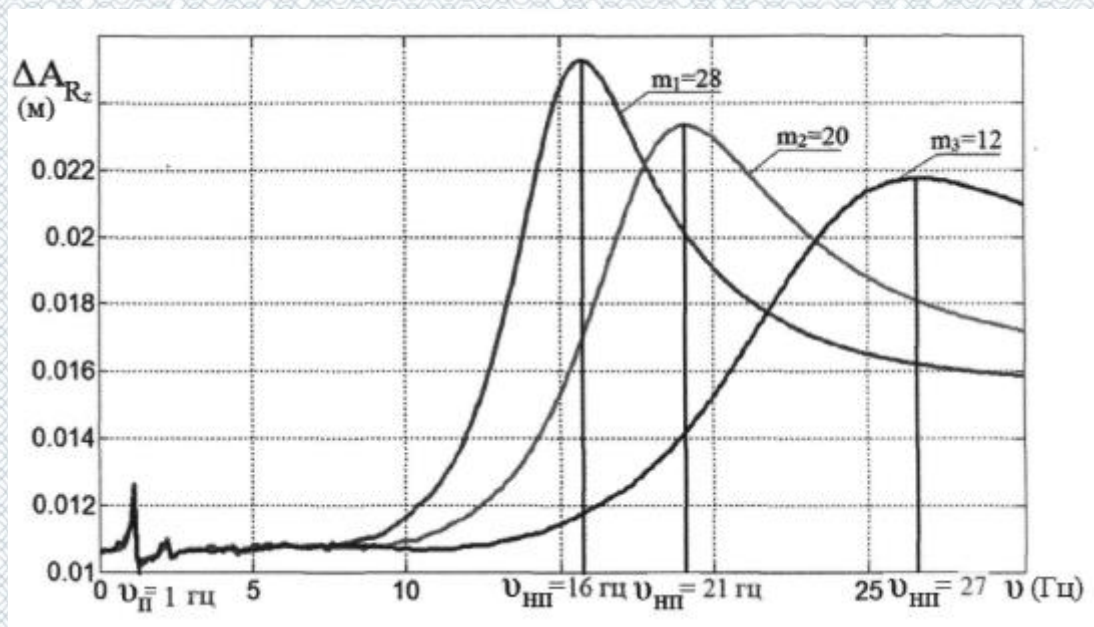


Рисунок 4.9 - АЧХ автомобіля Toyota Corolla при варіюванні невідресорених мас в процесі дії вертикальних коливань на модернізованому вібростенді марки KDXG

На наступному етапі було проведено аналітичне дослідження спільного впливу коливань нормального навантаження і бічного переміщення коліс автомобіля на платформах вібростенда марки KDXG.

У першому випадку було проведено моделювання процесу бічного переміщення навантаженої шини. За відсутності гармонійних коливань

майданчиків вібростенда отримані розрахункові графіки залежності бічної реакції на колесах від часу  $t$ , які представлені на рис. 4.10.

З аналізу графіку 4.10 видно, що режимі рівномірного бічного переміщення колеса, середнє значення коефіцієнта бічного зчеплення шини з платформою стенду рівне  $\varphi_{\text{уср}} = 0,562$ .

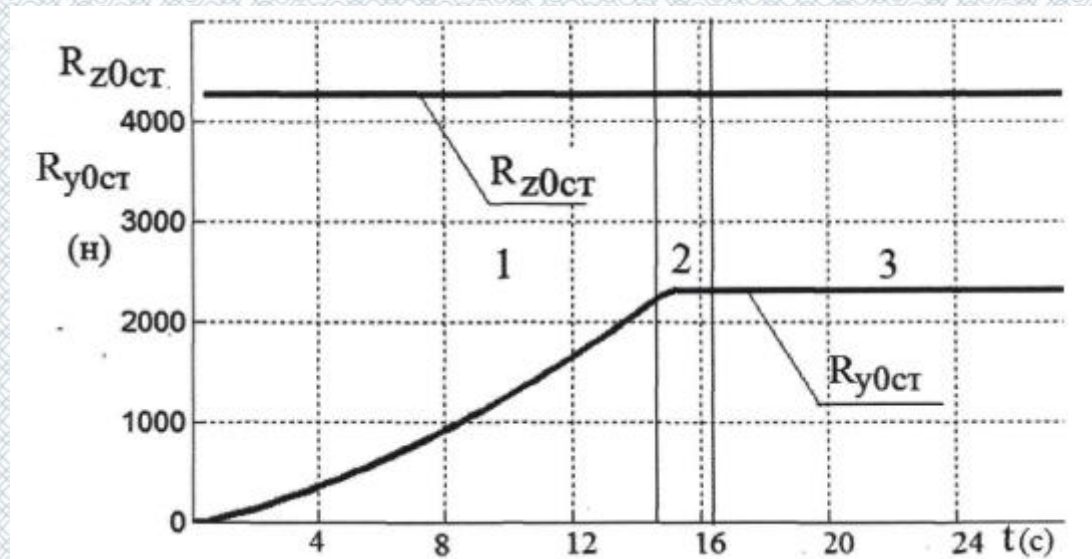


Рисунок 4.10 - Графіки залежності бічної реакції на колесах автомобіля Toyota Corolla в процесі їх бічного переміщення за відсутності гармонійних коливань. Вібростенд марки KDXG: зона 1 - чистій пружній деформації шини; зона 2 - пружній деформації з ковзанням шини; зона 3 - чистого ковзання шини

Далі було досліджено вплив технічного стану підвіски автомобіля Toyota Corolla на величину коефіцієнта зниження нормального навантаження на колеса До (коефіцієнт EUSAMA). При цьому одночасно розраховували і величину мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин з опорною платформою вібростенда  $\varphi_{\text{уmin}}$

Дослідження виконували для справного амортизатора (з коефіцієнтами відбою  $K_{\text{потб}}=459$  [Н·с/м], стискування  $K_{\text{псж}}=220$  [Н·с/м]) і несправного (з коефіцієнтами відбою  $K_{\text{потб}}=238$  [Н·с/м], стискування  $K_{\text{псж}}=119$  [Н·с/м]).

Величину мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин з опорною платформою стенду визначали по наступній формулі [108]:

$$\varphi_{ymin} = \frac{R_{ymin}}{R_{zcm}} \quad (4.1)$$

де  $R_{ymin}$  - мінімальна бічна реакція [Н];

$R_{zcm}$  - статична нормальна реакція [Н].

Отримані результати досліджуваного процесу представлені на рисунках 4.11.

Графіки зміни нормальної  $R_z$  і бічний  $R_y$  реакцій на колесах при справному амортизаторі з коефіцієнтами відбою  $K_{потб}=459$  Н-с/м і стискування  $K_{псж}=220$  Н-с/м показані на рис.4.11.а).

Графіки тих же параметрів, але вже при несправному амортизаторі з коефіцієнтами відбою  $K_{потб}=238$  Н-с/м, і стискування  $K_{псж}=119$  Н-с/м, показані на рис.4.11.б).

Графіки зміни мінімальної нормальною  $R_{zmin}$  і мінімальною бічний  $R_{ymin}$  реакцій на колесах при справному і несправному амортизаторах представлені відповідно на рис.4.11.в) і рис.4.11.д).

Графіки зміни коефіцієнтів зниження нормального навантаження на колеса  $K$  при справному і несправному амортизаторах представлені відповідно на рис.4.11.г) і рис.4.11.е).

Графіки зміни мінімальних коефіцієнтів бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда  $\varphi_{ymin}$  при справному, і несправному амортизаторах представлені відповідно на рис.4.11.ж) і рис.4.11.з).

Аналіз графіків, приведених на групі малюнків 4.11, а) і б) показує, що нормальна і бічна реакції на колесах автомобіля що випробовують одночасно і вертикальні коливання і бічне переміщення значно змінюються. Найбільша їх зміна (різке зростання амплітуди) спостерігається у момент резонансу коливань безпружинних мас досліджуваної системи на частоті  $i=16$  Гц.

Аналіз рис. 4.11, в) і г) показує, що мінімальні значення нормального навантаження і бічної реакції на колеса під час наближення їх коливань до

частоти другого резонансу 16 Гц, значно знижуються. Чим гірше технічний стан амортизатора, тим більше це зниження. Аналіз рис. 4.11, д) і е) показує, що мінімальні значення коефіцієнта "EUSAMA"  $K$  під час наближення коливань до частоти другого резонансу 16 Гц, значно знижуються. У підвіски автомобіля із справним амортизатором значення коефіцієнта  $K$  знижується до 45%, а у підвіски з несправним амортизатором - до 25%.

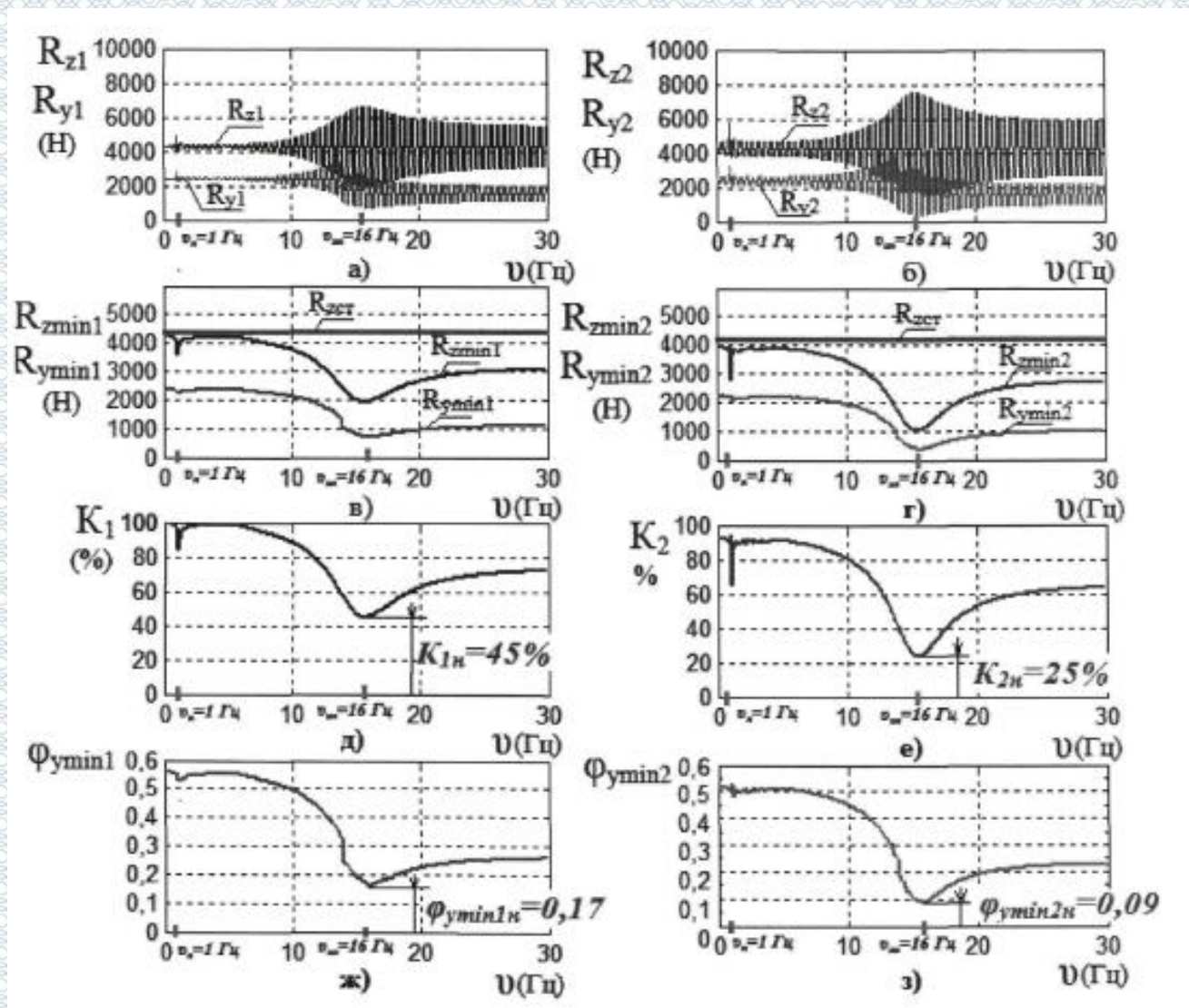


Рисунок 4.11 - Графіки результатів аналітичного дослідження процесу взаємодії шин автомобіля Toyota Corolla з платформами стенду KDXG при спільній дії коливань нормального навантаження і поперечному переміщенні коліс : Лівий стовпець графіків - при справній підвісці; Правий стовпець - при несправній підвісці.

Аналіз рис. 4.21, ж) і з) показує, що мінімальні значення коефіцієнта бічного зчеплення коліс під час наближення їх коливань до частоти другого резонансу 16 Гц, теж значно знижуються. У підвіски автомобіля із справним амортизатором мінімальне значення коефіцієнта  $\varphi_{ymin}$  знижується до величини 0,17, а у підвіски з несправним амортизатором - до 0,09.

Результати наведених вище аналітичних досліджень були оброблені і внесені в таблицю 4.1.

Таблиця 4.4 Аналіз результатів розрахункових досліджень процесів

Параметр	Параметри амортизаторів	
	$K_{\text{потб}}=459 \text{ Н-с/м}$ $K_{\text{псж}}=220 \text{ Н-с/м}$	$K_{\text{потб}}=238 \text{ Н-с/м}$ $K_{\text{псж}}=119 \text{ Н-с/м}$
статична нормальна реакція $R_{zct}, \text{ Н}$	4267,45	
мінімальна нормальна реакція $R_{zmin}$ в режимі резонансу, Н	1920,31	1066,84
мінімальна нормальна реакція $R_{ymin}$ в режимі резонансу, Н	725,45	384,1
коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса: $K = \frac{R_{zmin}}{R_{zcm}} \cdot 100\%$	45%	25%
коефіцієнт бічного зчеплення : $\varphi_{ymin} = \frac{R_{ymin}}{R_{zcm}}$	0,17	0,09

З таблиці 4.1 очевидно, що при справному стані амортизатора, що має коефіцієнти відбою  $m=459 \text{ Н-с/м}$  і стискування  $K_{\text{псж}}=220 \text{ Н-с/м}$  мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення дорівнює 0,17, а при несправному амортизаторі з коефіцієнтами відбою  $K_{\text{потб}}=238 \text{ Н-с/м}$  і стискування  $K_{\text{псж}}=119 \text{ Н-с/м}$  мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення дорівнює 0,09.



Отже, при коливаннях нормальної реакції  $R_z$  на колесах автомобіля зміна технічного стану амортизатора значною мірою впливає на величину мінімального коефіцієнта бічного зчеплення його шин.

При справному стані амортизатора мінімальне значення коефіцієнта бічного зчеплення майже в два рази більше, ніж при несправному стані.

На наступному етапі були виконані аналітичні дослідження впливу процесів функціонування підвіски на зчіпні характеристики шин АТЗ Toyota Corolla в умовах коливань нормального навантаження на вібростенді при варіюванні типів і характеристик еластичних шин.

При цьому моделювали роботу колеса із зимовою сніговою шиною, зі зношеною літньою шиною і з новою зимовою шиною. У розрахунках використали наступні початкові дані [13,15 ]:

- 1) жорсткість зимової снігової шини рівна  $C_{ш1} = 210500$  Н/м,  
- висота протектора зимової снігової шини  $H_{пр1} = 10$  мм;
- 2) жорсткість дощової літньої шини рівна  $C_{ш2} = 220000$  Н/м,  
- висота протектора дощової літньої шини  $H_{пр2} = 5$  мм;
- 3) жорсткість зношеної літньої шини рівна  $C_{ш3} = 222900$  Н/м;  
- висота протектора зношеної літньої шини  $H_{пр3} = 2$  мм;
- 4) жорсткість нової зимової шини рівна  $C_{ш4} = 218000$  Н/м;  
- висота протектора нової зимової шини  $H_{пр4} = 13$  мм;  
- тиск повітря в шинах приймали на рівні  $0,19$  МПа.

Отримані результати аналітичних досліджень процесів функціонування підвіски і зчіпних характеристик шин автомобіля Toyota Corolla в умовах спільної дії змінного нормального навантаження і поперечного переміщення на платформах вібростенда марки KDXG при варіюванні еластичних шин на його колесах представлені в таблиці 4.2.

Приведені в таблиці 4.2 результатів аналітичного дослідження показують, що на зчіпні характеристики шин, визначені величиною мінімального коефіцієнта

бічного зчеплення, роблять значний вплив їх конструктивні параметри, такі як: тип шини, міра зносу шини, висоти протектора та ін.

На наступному етапі були проведені аналітичні дослідження з метою визначення величини мінімальної бічної реакції на колесах при коливаннях нормального навантаження і варіюванні технічного стану підвіски автомобіля Toyota - Corolla.

Тип шини	$R_{zct}$ (Н)	$R_{zmin}$ (Н)	$\Delta R_z$ (Н)	$R_{ymin}$ (Н)	$\varphi_{ymin}$
при справному амортизаторі з коефіцієнтами відбою $K_{потб}=489$ Н·с/м і стиску $K_{псж}=230$ Н·с/м					
1. Зимня снігова шина $C_{ш1}=210500$ Н/м, $H_{пр1}=10$ мм;	4256	1908	4104	793	0,186
2. Дощова літня шина $C_{ш2}=220000$ Н/м, $H_{пр2}=5$ мм;	4267,35	1980	4219	804	0,188
3. Зношена літня шина $C_{ш3}=222900$ Н/м; $H_{пр3}=2$ лш;	4267	1989	4751	815	0,191
4. Нова зимова шина $C_{ш4}=218000$ Н/м; $H_{пр4}=13$ лш;	4270	2072	4762	823	0,193
при несправному амортизаторі з коефіцієнтами відбою $K_{потб}=218$ Н·с/м і стиску $K_{псж}=109$ Н·с/м					
1. Зимня снігова шина $C_{ш1}=210500$ Н/м, $H_{пр1}=10$ мм;	4265	1004	8540	360	0,084
2. Дощова літня шина $C_{ш2}=220000$ Н/м, $H_{пр2}=5$ мм;	4267,35	1023	8500	372	0,087
3. Зношена літня шина $C_{ш3}=222900$ Н/м; $H_{пр3}=2$ лш;	4267	1050	8936	373	0,087
4. Нова зимова шина $C_{ш4}=218000$ Н/м; $H_{пр4}=13$ лш;	4270	1086	9141	381	0,089

Аналіз результатів, приведених в таблиці 4.5, показує, що на зчпні характеристики шин роблять значний вплив: їх тип; міра зносу і висота протектора; коливання нормального навантаження, демпферуючі властивості підвіски та ін.

При цьому варіювали значення коефіцієнтів демпфування амортизатора автомобіля Toyota Corolla у рамках експлуатаційних діапазонів. Коефіцієнт відбою  $K_{\text{потб}}$  варіювали в діапазоні  $137,3 \div 780,3$  Н·с/м, 142 коефіцієнт стискування  $K_{\text{псж}}$  в діапазоні  $66 \div 330$  Н·с/м. Статична нормальна реакція на колесі була рівна  $R_{zct} = 4267,35$  Н.

Отримана в процесі розрахунків графічна залежність мінімальної бічної реакції  $R_{ymin}$  на колесах від величини коефіцієнтів демпфування амортизатора представлена на малюнку 4.12.

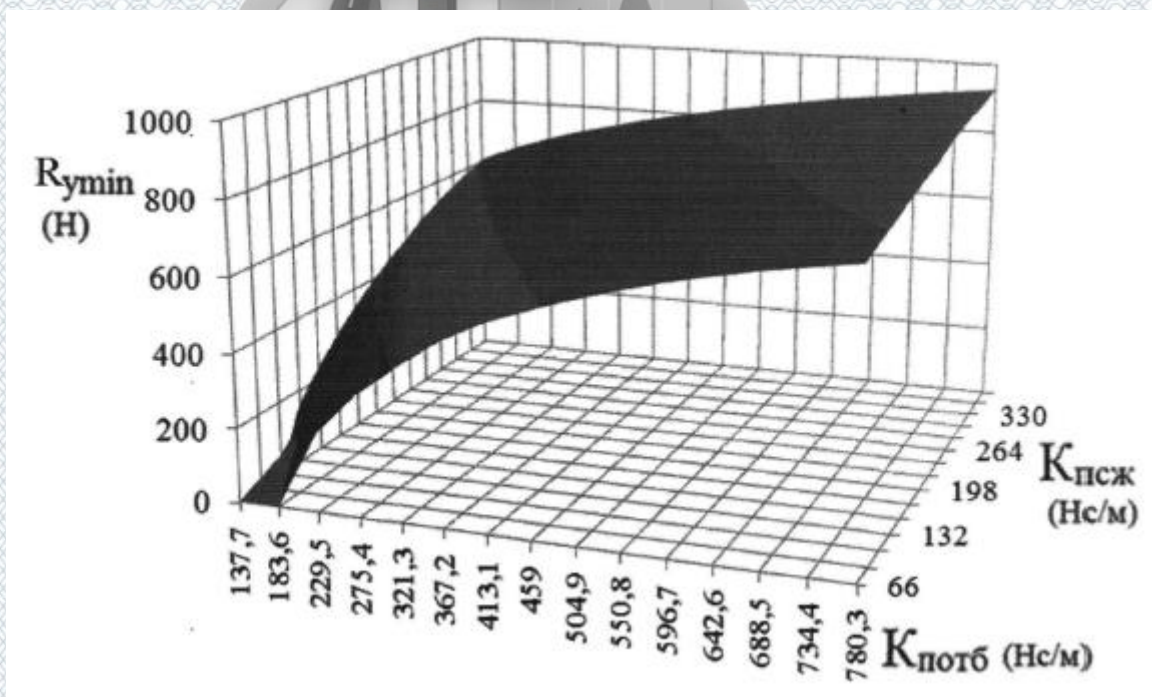


Рисунок 4.12 - Графік мінімальної бічної реакції на колесах автомобіля Toyota Corolla в процесі дії вертикальних коливань на модернізованому вібростенді марки KDXG при варіюванні технічного стану амортизатора

Аналіз рис. 4.12 показує, що мінімальні значення бічної реакції на колеса значною мірою залежать від технічного стану амортизатора. Зі збільшенням

значення коефіцієнта відбою  $K_{\text{потб}}$  від 137,3 до 780,3 Н·с/м мінімальне значення бічної реакції на колесі росте по параболічній залежності. Зі зменшенням значення коефіцієнта стискування  $K_{\text{псж}}$  від 66 до 330 Н·с/м мінімальне значення бічної реакції на колеса зменшується. Чим гірше технічний стан амортизатора (менше значень коефіцієнтів відбою  $K_{\text{потб}}$  і стискування  $K_{\text{псж}}$ ), тим менше мінімальне значення бічної реакції на колесах.

Наведені вище результати розрахунку були перераховані в мінімальні значення коефіцієнтів бічного зчеплення шин автомобіля з опорною поверхнею вібростенда по формулі (4.1). Отримана графічна залежність представлена на малюнку 4.13.

Аналіз рис. 4.13 показує, що мінімальні значення коефіцієнтів бічного зчеплення значною мірою залежать від технічного стану амортизатора.

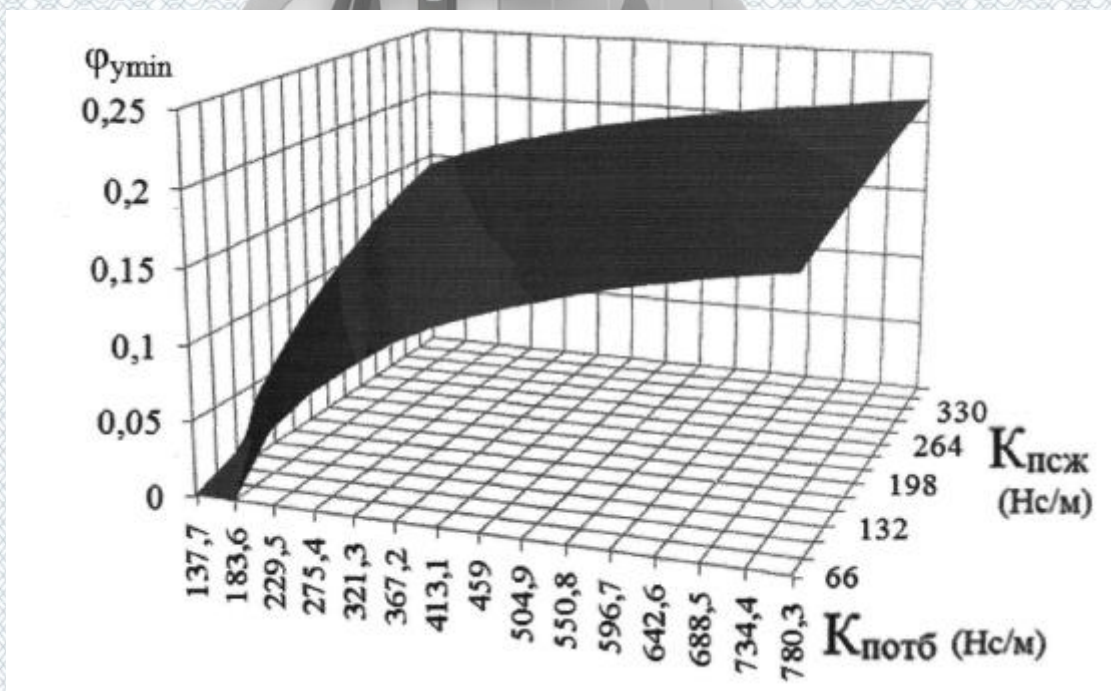


Рисунок 4.13 - Графік залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин автомобіля Toyota Corolla з опорною поверхнею в процесі дії вертикальних коливань на вібростенді марки KDXG при варіюванні технічного стану амортизатора

Зі збільшенням значення коефіцієнта відбою  $K_{\text{потб}}$  від 137,3 до 780,3 Н·с/м мінімальне значення коефіцієнта бічного зчеплення росте по параболічній

залежності, і досягають максимальної величини 0,22. Зі зменшенням значення коефіцієнта стискування  $K_{псж}$  від 66 до 330 Н·с/м мінімальні значення коефіцієнтів бічного зчеплення зменшуються. Чим гірше технічний стан амортизатора (зі зменшенням значень коефіцієнтів відбою  $K_{потб}$  і стискування  $K_{псж}$ ), тим менше мінімальне значення коефіцієнтів бічного зчеплення.

Таким чином, отримані результати математичного моделювання наочно показують графічні залежності нормальної  $R_z$  і бічної реакції  $R_y$  на колесах осі АТЗ, що діагностується, на вібростенді.

Аналітичне дослідження процесу функціонування підвіски і зчіпних характеристик шин АТЗ на вібростенді дозволило отримати основні функціональні залежності:  $R_z=f(t)$ ;  $R_y=f(t)$ ;  $R_z=f(v)$ ;  $R_y=f(v)$ ;  $K=f(v)$ ; ( $\varphi_{min}=f(v)$ ) що кількісно оцінюють вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з опорною поверхнею.

#### **4.2 Обґрунтування діагностичного параметра, що характеризує зчіпні характеристики шин в залежності від технічного стану підвіски**

Як відомо, діагностичні параметри - це придатні для виміру фізичні величини, що відбивають технічний стан об'єкту, що діагностується, пов'язані з параметрами його технічного стану і такі, що несуть про нього діагностичну інформацію [ 17].

Діагностичні параметри повинні мати ряд властивостей [9 ]:

1. Чутливість - визначається відносною зміною діагностичного параметра в межах усього діапазону напрацювання від номінального значення до настання несправного стану;
2. Однозначність - оцінюється відсутністю екстремуму на функції зміни діагностичного параметра від параметра технічного стану;
3. Стабільність - визначається варіацією значень діагностичного параметра при багатократному вимірі на об'єктах, що мають одну і ту ж величину відповідного структурного параметра.

4. Інформативність - характеризує достовірність діагнозу, отриманого в результаті виміру значень параметра.

Основними вихідними параметрами, що характеризують роботу підвіски, являється нормальна  $R_z$  і бічна реакції  $R_y$  на колесах автомобіля, при резонансних частотах коливань безпружинних мас.

На основі отриманих аналітичних результатів (рис. 4.12 і 4.13) були виконані дослідження впливу технічного стану підвіски автомобіля Toyota Corolla і частоти  $\nu$  її коливань на величину мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин з опорною платформою вібростенда  $\varphi_{ymin}$ .

В ході дослідження розраховували залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда від частоти коливань при трьох різних станах амортизатора, встановлених з використанням методу "EUSAMA".

Перше поєднання коефіцієнтів відбою і стискування  $K_{потб}=459$  Н·с/м,  $K_{псж}=220$  Н·с/м відповідало справному стану амортизатора.

Друге поєднання коефіцієнтів відбою і стискування  $K_{потб}=238$  Н·с/м,  $K_{псж} =119$  Н·с/м відповідало граничному стану амортизатора, на межі між справним і несправним станами.

І третє поєднання коефіцієнтів відбою і стискування  $K_{потб}=178$  Н·с/м,  $K_{псж}=66$  Н·с/м відповідало несправному стану амортизатора.

В процесі розрахунку були отримані графічні залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда від частоти коливань для кожного з трьох станів амортизатора, відповідно для справного стану -  $(\varphi_{ymin1}$ , для граничного стану -  $(\varphi_{ymin2}$  ( і для несправного стану -  $(\varphi_{ymin3}$ .

Отримані графічні залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин для кожного з трьох станів амортизатора : для справного стану -  $(\varphi_{ymin1}$ ; для граничного стану -  $(\varphi_{ymin2}$  і для несправного стану - фіти представлені на малюнку 4.14.

Аналіз рис. 4.14 показує, що мінімальні значення коефіцієнтів бічного зчеплення шин АТЗ з опорною поверхнею вібростенда для кожного з трьох варіантів технічного стану амортизаторів ( $\varphi_{ymin1}$   $\varphi_{ymin2}$   $\varphi_{ymin3}$  при зміні частоти коливань в діапазоні  $\nu = 0 \div 30$  Гц сильно міняються. У момент наступу резонансу коливань невіднесорних мас на частоті коливань  $\nu = 16$  Гц мінімальні значення коефіцієнтів бічного зчеплення шин  $\varphi_{ymin1}$   $\varphi_{ymin2}$   $\varphi_{ymin3}$  знижуються і досягають своїх найменших значень відповідно  $\varphi_{ymin1н}=0,17$ , ( $\varphi_{ymin2н}=0,09$ ;  $\varphi_{ymin3н}=0$ ).

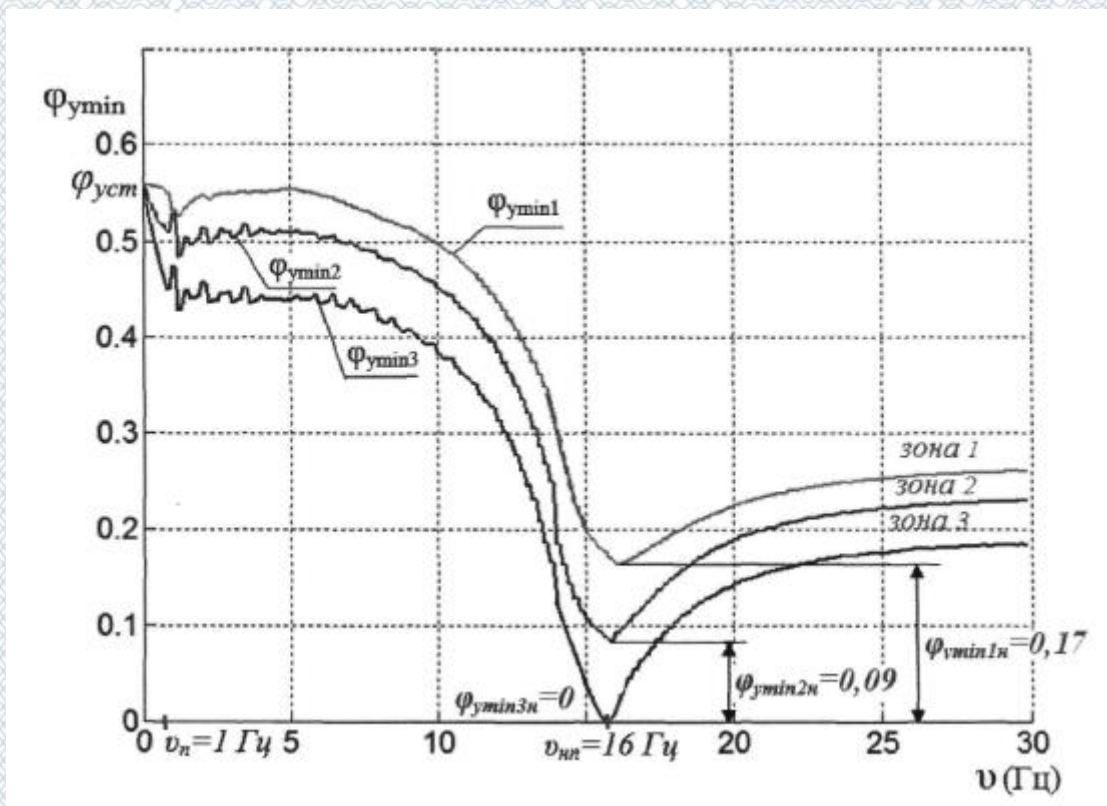


Рисунок 4.14 - Графіки залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення шин автомобіля Toyota Corolla з опорною поверхнею від частоти вертикальних коливань платформ вібростенда KDXG для трьох варіантів демпфіруючих властивостей підвіски (розрахунок)

Такий підхід дозволив умовно виділити три зони якості зчеплення шин залежно від технічного стану підвіски автомобіля (дивися рис. 4.14.) :

а) зона хорошої якості зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда (зона 1);

б) зона задовільної якості зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда (зона 2);

в) зона незадовільної якості зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда відповідно (зона 3).

Коефіцієнт бічного зчеплення шин АТЗ з опорною поверхнею  $\varphi_y$  розраховувався по формулі: (4.1) В результаті узагальнення експериментальних і аналітичних досліджень впливу технічного стану підвіски на характеристики зчеплення шин було прийнято наступне:

- при  $\varphi_{ymin} > \varphi_{yminn1}=0,17$  підвіска забезпечує хороше зчеплення шин з опорною поверхнею.

- при  $\varphi_{ymin2n}=0,09 < \varphi_{ymin} < \varphi_{ymin1}=0,17$  підвіска забезпечує задовільне зчеплення шин з опорною поверхнею.

- при  $\varphi_{ymin} < \varphi_{ymin2n}=0,09$  підвіска забезпечує незадовільне зчеплення шин з опорною поверхнею.

Далі було виконано порівняння мінімального коефіцієнта бічного зчеплення  $\varphi_{ymin}$  з коефіцієнтом зниження нормального навантаження на колесах К (по методу EUSAMA). В процесі порівняння оцінювали, наскільки інформативно вони відбивають зміну технічного стану підвіски і характеристик шин. Тобто, виконати аналіз діагностичної інформативності виявленого нового діагностичного параметра - мінімального коефіцієнта бічного зчеплення  $\varphi_{ymin}$ .

Досліджували автомобіль Toyota Corolla з дощовими літніми шинами, статичне навантаження на одно колесо, дорівнювала 4267 Н, тиск в шинах встановлювали на рівні 0,19 МПа. Значення коефіцієнтів відбою амортизатора варіювали в експлуатаційних діапазонах 100 - 600 Н·с/м. Шини встановлювали з висотою протектора  $H_{п1}=2\text{мм}$ ,  $H_{п2}=6\text{мм}$  і  $H_{п3}=0\text{мм}$ .

Були отримані графічні залежності мінімального значення коефіцієнта бічного зчеплення шин автомобіля з опорною поверхнею вібростенда : залежність  $\varphi_{ymin1}$  і, при висоті протектора шини  $H_{п1} = 2\text{мм}$ ; залежність ( $\varphi_{ymin2}$ , при висоті



протектора шини  $H_{п2}=6\text{мм}$  і залежність  $(\varphi_{ymin3}$ , при висоті протектора шини  $H_{п3}=10\text{мм}$ . Графіки перерахованих залежностей представлені на малюнку 4.15.

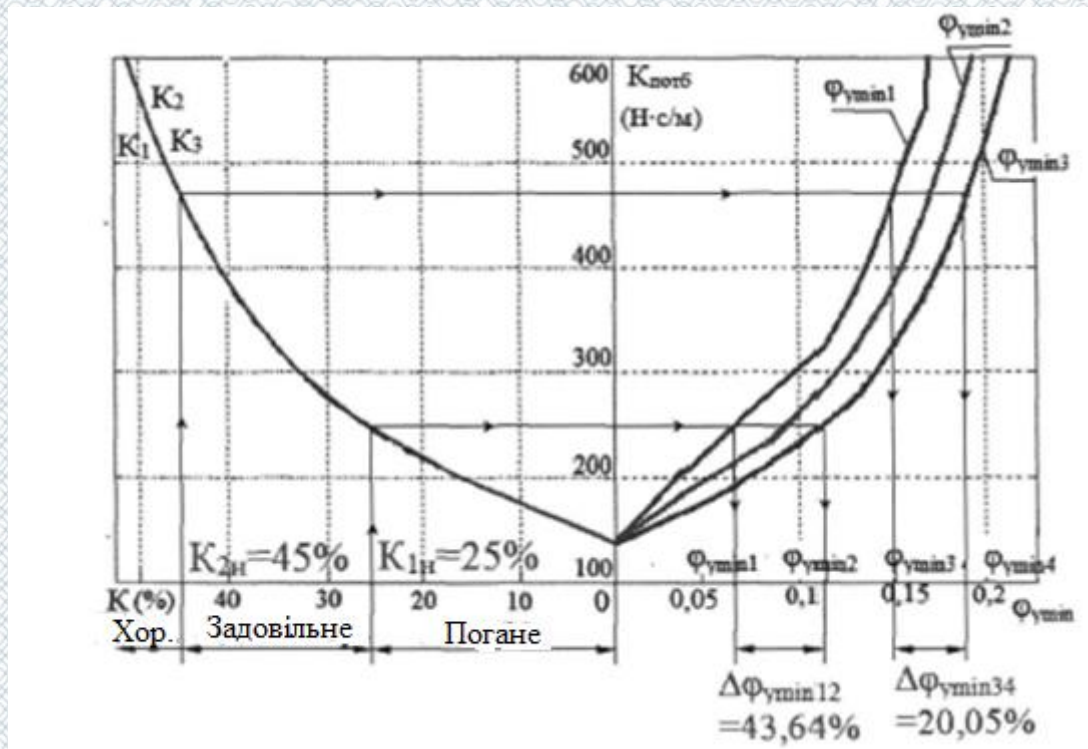


Рисунок 4.15 - Графіки залежності коефіцієнтів  $\varphi_{ymin}$  і  $K$  від зміни технічного стану підвіски і висоти протектора шин

Аналіз рис. 4.25 показує, що:

1. Мінімальні коефіцієнти бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда  $\varphi_{ymin}$  і коефіцієнти зниження нормального навантаження на колеса До залежать від коефіцієнтів відбою амортизатора, отже від технічного стану підвіски. Зі збільшенням коефіцієнтів відбою (з поліпшенням стану підвіски) коефіцієнти  $\varphi_{ymin}$  і  $K$  збільшуються;

2. Коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса  $K$  не залежить від зміни висоти протектора шини;

3. Мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда  $\varphi_{ymin}$  залежить від стану і типу шини, висоти протектора та ін. Функція  $(\varphi_{ymin2} = f(K_{потб}))$  що відповідає 40% зносу шини характеризує більш

високі зчіпні характеристики шини, чим функція  $\varphi_{ymin1} f(K_{потб})$ , що відповідає 80% зносу шини.

4. На межі, що розділяє задовільний технічний стан підвіски і незадовільне, при  $D_0=25\%$  різниця в значеннях мінімального коефіцієнта бічного зчеплення, викликана різним зносом шин складає  $\Delta\varphi_{ymin12}=43,64\%$ ;

5. На межі, що розділяє задовільний технічний стан підвіски і хороше, при  $K=45\%$ , різниця в значеннях мінімального коефіцієнта бічного зчеплення викликана різним зносом шин складає  $\Delta\varphi_{ymin34}=21,05\%$ . Це доводить, що мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда чутливий до стану шин і дозволяє кількісно оцінювати їх зчіпні характеристики, а отже, побічно оцінювати керованість і стійкість АТЗ.

Для апроксимації розрахункових залежностей, з метою отримання рівнянь ( $\varphi_{ymin2} = f(K_{потб})$  і  $K = f(K_{потб})$ ), в програмі "Microsoft Excel" використали опцію "лінія тренду". Побудова лінії тренду лінійного типу виконується за допомогою методу найменших квадратів, щоб вичислити лінію, що найбільш точно описує отримані експериментальні залежності ( $\varphi_{ymin2} = f(K_{потб})$  і  $K = f(K_{потб})$ ). Загальне функціональне рівняння для результатів експериментального дослідження залежності мінімального коефіцієнта бічного зчеплення від коефіцієнта відбою амортизатора має вигляд:

$$\varphi_{ymin} = f(K_{потб}) = a \cdot K_{потб}^2 + b \cdot K_{потб} + c, \quad (4.2)$$

де  $a$ ,  $b$   $c$  - коефіцієнти функції (4.3).

Функціональне рівняння для графіку залежності коефіцієнта "EUSAMA" від величини коефіцієнта відбою амортизатора має вигляд:

$$K = f(K_{потб}) = -0,493K_{потб}^2 + 10,73K_{потб} - 7,494, \quad (4.3)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації :  $R^2 = 0,987$ . Функціональне рівняння для графіку залежності  $\varphi_{ymin1} = f(K_{потб})$ :

$$\varphi_{ymin1} = f(K_{потб}) = -0,001K_{потб}^2 + 0,034K_{потб} - 0,034, \quad (4.4)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації :  $R^2 = 0,993$  Аналогічно були отримані рівняння для графіків (рис 4.16) залежностей ( $\varphi_{ymin2} = f(K_{потб})$ ) і ( $\varphi_{ymin3} = f(K_{потб})$ ) - Коефіцієнти a, b і c що апроксимує рівняння (4.2) для трьох шин, що мають різний знос протектора, представлені в таблиці 4.3.

Умови, для яких отриманий графік $\varphi_{ymin}$	Коефіцієнти рівняння		
	a	b	c
1) $\varphi_{ymin}$ при зносі шини 80%, висоті протектора 2 мм, Коефіцієнт достовірності апроксимації : $R^2 = 0,993$	-0,001	0,034	-0,034
2) $\varphi_{ymin2}$ при зносі шини 40%, висоті протектора шини 6 мм Коефіцієнт достовірності апроксимації : $R^2 = 0,99$	-0,001	0,04	-0,032
3) $\varphi_{ymin3}$ при зносі шини 0%, висоті протектора шини 10 мм Коефіцієнт достовірності апроксимації : $R^2 = 0,982$	-0,002	0,044	-0,027

Отримані рівняння (4.3 ÷ 4.5) показують вплив технічного стану шин на результати контролю технічного стану підвіски на вібростендах. На наступному етапі дослідження вирішувалося зворотне завдання. По відомих нормативних значеннях мінімального коефіцієнта бічного зчеплення  $\varphi_{ymin}$  визначали значення коефіцієнта зниження нормального навантаження на колеса  $K$  (по методу EUSAMA) в умовах коливань нормального навантаження і варіюванні технічного стану підвіски.

При цьому використали автомобіль Toyota Corolla з дощовими літніми шинами. Статичне навантаження на одно колесо складало 4267 Н, тиск в шинах 0,19 МПа. Значення коефіцієнтів відбою амортизатора варіювали в

експлуатаційних діапазонах 100 - 600 Н-с/м. Шини встановлювали з висотою протектора.  $H_{п1}=10\text{мм}$  і  $H_{п2}=2\text{мм}$ .

Спочатку були отримані залежності мінімального значення коефіцієнта бічного зчеплення  $\varphi_{ymin1}$  шин автомобіля з опорною поверхнею вібростенда при висоті протектора шини  $H_{п1}=10\text{мм}$ ; і  $\varphi_{ymin2}$ , при висоті протектора шини  $H_{п1}=2\text{мм}$ . Потім визначили функції залежності коефіцієнта  $D_0$  від величини коефіцієнта відбою  $K_{потб}$ .

Отримані графіки представлені на рисунку 4.16.

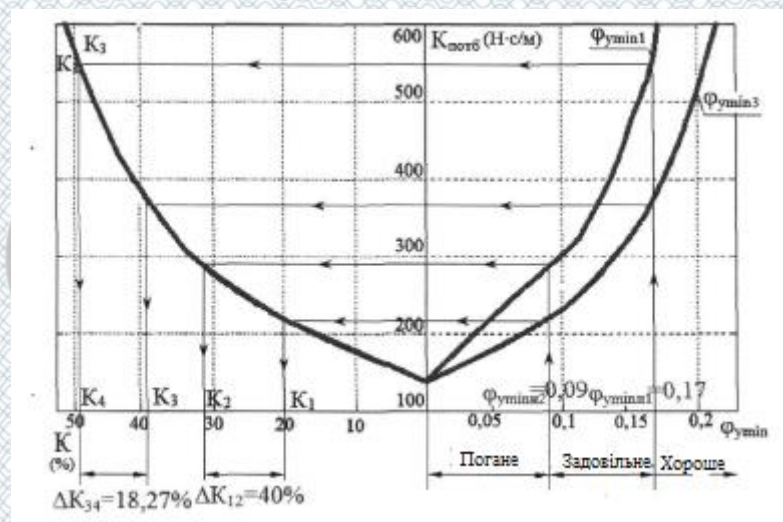


Рисунок 4.16 - Графіки залежності коефіцієнтів  $\varphi_{ymin}$  і  $K$  від зміни технічного стану підвіски і висоти протектора шин :  $\varphi_{ymin1}$   $\varphi_{ymin2}$ - відповідно коефіцієнти бічного зчеплення шин з висотою протектора  $H_{п1}=10\text{мм}$  і  $H_{п2}=2\text{мм}$ .

Аналіз рис. 4.16 показує, що:

1. на межі, що розділяє незадовільне (чи погане) і задовільне зчеплення шин  $\varphi_{ymin2н}= 0,09$ , діапазон зміни коефіцієнта  $K$  зниження нормального навантаження на колеса викликаного тільки різним зносом шин складає  $\Delta K_1=40\%$ ;

2. на межі, що розділяє хороше і задовільне зчеплення шин  $\varphi_{ymin1н}= 0,17$ , діапазон зміни коефіцієнта  $K$  зниження нормального навантаження на колеса викликаного тільки різним зносом шин складає  $\Delta K_2=18,27\%$ . Це доводить, що

коефіцієнт  $K$  зниження нормального навантаження на колеса кількісно оцінює тільки демпфуючі властивості підвіски і не дозволяє точно і якісно оцінювати зчпні властивості шин, а отже, керованість і стійкість АТЗ.

Проведені результати дослідження переконливо доводять, що:

- коефіцієнт  $K$  зниження нормального навантаження на колеса (по методу "EUSAMA") кількісно оцінює тільки демпфуючі властивості підвіски і не дозволяє точно і якісно оцінювати зчпні властивості шин, а отже, керованість і стійкість АТЗ;

- мінімальний коефіцієнт ( $\varphi_{ymin}$  бічного зчеплення шин з опорною поверхнею вібростенда є інформативним діагностичним параметром, що дозволяє кількісно оцінювати якість зчеплення шин з опорною поверхнею при коливаннях нормального навантаження в умовах вібростендів, він побічно оцінює керованість і стійкість АТЗ в умовах експлуатації;

- ефективне діагностування підвіски на вібростендах можливе тільки при спільному послідовному вимірі обох коефіцієнтів  $D_0$  і ( $\varphi_{ymin}$  в режимі коливань нормального навантаження на колесах з резонансною частотою коливань безпружинних мас.

### 4.3 Методика діагностування технічного стану підвіски

Методика діагностування - це структурне відображення раціональної послідовності діагностичних дій на об'єкт діагностування [12,15].

При розробці методики діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді, вироблялася оптимальна послідовність дій з виявлення конкретних несправностей в підвісці АТЗ з урахуванням стану шин. Методика діагностування включає підготовчі, попередні і завершальні операції, а також основні випробування. Випробування повинні проводитися за стандартних умов: температура навколишнього повітря  $+20^{\circ}\text{C}$ ; атмосферний тиск  $(700\div 760)$  мм.рт.ст.; вологість повітря  $40\div 90\%$ .

Для реалізації нового методу діагностування була розроблена методика, представлена у вигляді алгоритму, який складається з чотирьох груп операцій (рис. 4.17) : попередніх, підготовчих, основних і завершальних.

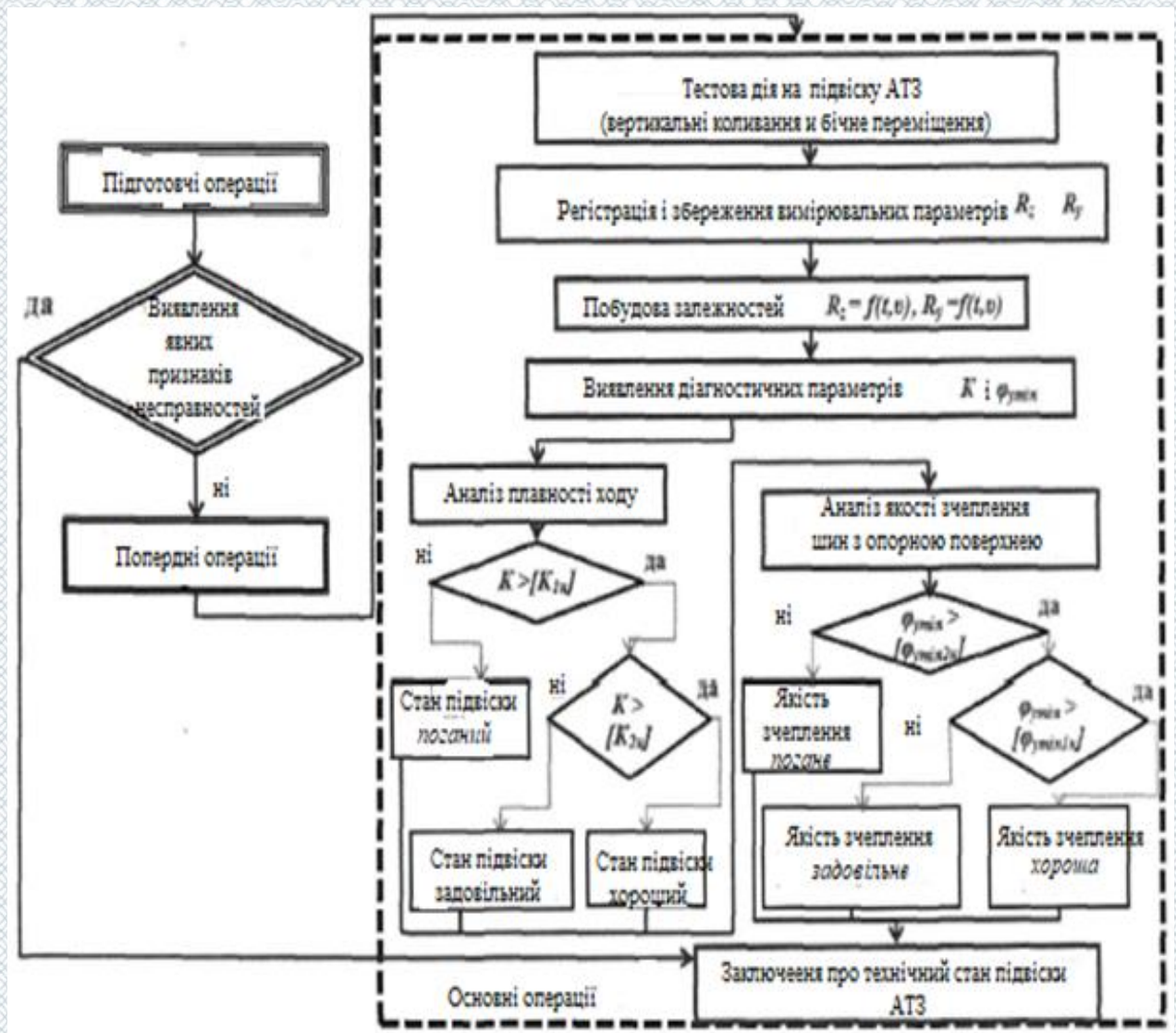


Рисунок 4.17 - Структурна схема алгоритму діагностування технічного стану підвіски АТЗ в стендових умовах

1. Попередні операції, включають:

- проведення зовнішнього огляду АТЗ;
- перевірку стану і зовнішнього вигляду шин;

- перевірку тиску в шинах АТЗ, при необхідності доведення його до нормативних значень;

За підсумками підготовчих операцій виявляють явні ознаки несправностей і роблять укладення про доцільність подальшого діагностування підвіски АТЗ.

## 2. Підготовчі операції складаються з наступних дій:

- установки що діагностується АТЗ на опорні платформи вібростенда; - включення системи виміру нормальної реакції;

- включення системи виміру бічної сили;

- прогрівання систем вимірів;

- запуску програми збору і реєстрації даних L - Graph;

- перекладу програми L - Graph і в режим очікування;

## 3. Випробування включають наступні процедури:

- включення перетворювача частоти обертання двигунів;

- переклад програми L - Graph в режим збору даних;

- тестової дії на АТЗ у вигляді одночасної дії змінного нормального навантаження зі зміною частоти в діапазоні від 0 Гц до 22 Гц і різноспрямованих, знакозмінних бічних переміщень лівої і правої платформ стенду;

- безперервній, впродовж усієї тестової дії, реєстрації нормальних  $R_z$  і бічних  $R_y$  реакцій на кожному колеса системами вимірів стенду;

- збереження отриманої діагностичної інформації від систем виміру вібростенда в програмі L - Graph на персональному комп'ютері у форматі Ш;

- запуск програми Microsoft Excel і імпорт в неї збережених файлів у форматі txt з програми L - Graph;

- розрахунок параметрів  $K$  і  $\varphi_{ymin}$  з побудовою залежностей  $K = f(\nu)$ ,  $\varphi_{ymin} = f(\nu)$  і виділенням їх найменших значень в режимі резонансу коливань безпружинних мас; - виконання послідовного аналізу отриманих значень діагностичних параметрів :

а) Якщо значення діагностичного параметра менше першого нормативу

$K < [K_{1н}]$ , те демпфуючі властивості і технічний стан підвіски автомобіля визнаються поганими. Якщо ж значення  $K > [K_{2н}]$  діагностичного параметра більше другого нормативу, то демпфуючі властивості і технічний стан підвіски автомобіля визнаються хорошими. Якщо  $[K_{1н} < K < [K_{2н}]$ , те демпфуючі властивості і технічний стан підвіски автомобіля визнаються задовільними.

б) Якщо значення мінімального коефіцієнта бічного зчеплення параметра більше другого допустимого значення ( $\varphi_{ymin} < [\varphi_{ymin2н}]$ , та якість зчеплення шин з опорною поверхнею визнається поганою.

Якщо значення  $\varphi_{ymin} > \varphi_{ymin1н}]$  діагностичного параметра більше другого допустимого значення, та якість зчеплення шин з опорною поверхнею визнається хорошою. Якщо значення  $\varphi_{ymin}$  знаходиться в діапазоні  $[\varphi_{ymin2н}] < \varphi_{ymin} < [\varphi_{ymin1н}]$ , та якість зчеплення шин з опорною поверхнею визнається задовільною.

4. Завершальні операції включають:

- відключення устаткування, задаючого тестові режими;
- відключення систем виміру;
- виїзд АТЗ з вібростенда.

Розроблена методика діагностування підвіски автомобіля на вібростендах реалізує новий високоінформативний метод контролю технічного стану підвіски, що враховує зчипні властивості шин.

#### **4.4 Обладнання що реалізує новий метод діагностування технічного стану підвіски автомобілів**

Для реалізації розробленого нового методу діагностування підвіски була розроблена оригінальна конструкція вібростенда з рухливими у бічному напрямі платформами, з кривошипним механізмом рівних переміщень і активними опорними платформами. На рис. 4.18 зображена функціональна схема такого вібростенда з механізмом рівних переміщень з кривошипом і активними



опорними платформами. Амплітуда вертикальних коливань активних платформ на такому стенді буде постійною величиною.

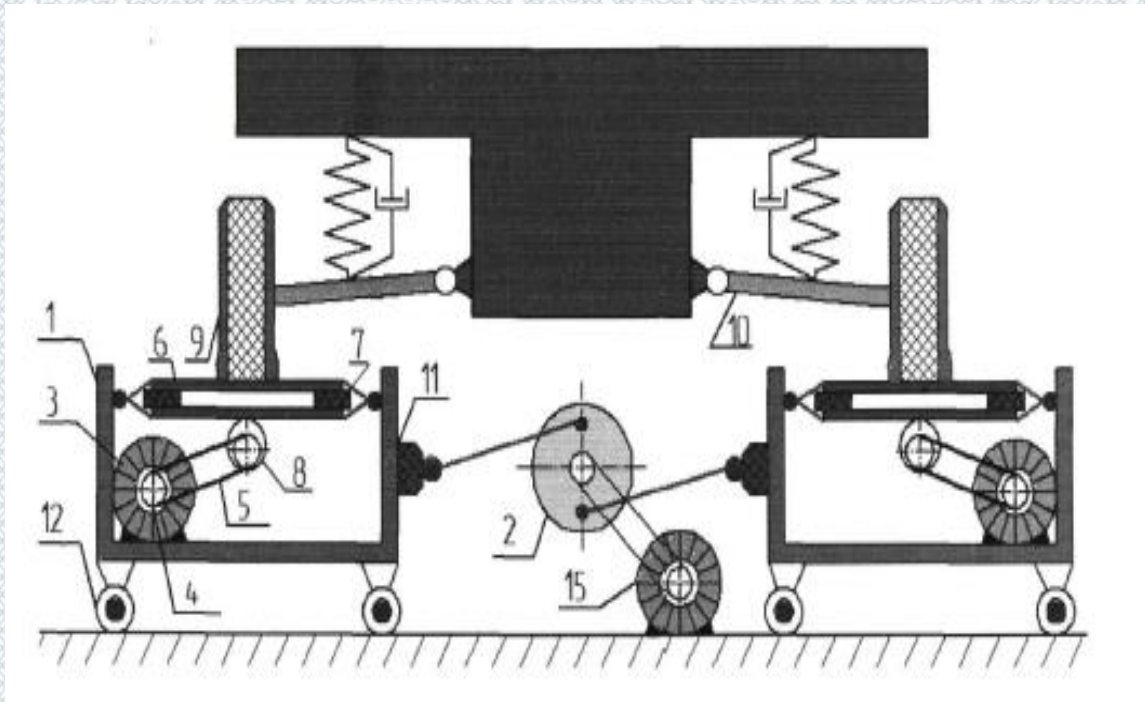


Рисунок 4.18 - Функціональна схема вібростенда з кривошипним механізмом рівних переміщень і активними опорними платформами

Вібростенд складається з двох однакових двокоординатних платформ 1 сполучених між собою кривошипним механізмом рівних переміщень 2, приведеним в дію від електродвигуна 15. Усередині двухкоординатної платформи вібростенда встановлений приводний електродвигун 3, сполучений з кулачковим валом 8 за допомогою ремінної або зубчастої передачі 5. Опорні платформи стенду 6 через датчики виміру нормального навантаження 7 взаємодіє з куркульками 8, які передають їй обурюючі вертикальні коливання.

Для діагностування технічного стану підвіски колеса 9 осі, що діагностується, 10 автомобіля встановлюють на опорні платформи 6 вібростенда. На двокоординатних платформах 1 встановлені датчики 11 для виміру бічної  $R_y$  сили.

Діагностичний вібростенд працює таким чином. Шків 4 електродвигуни 3, за допомогою ланцюгової передачі 5 обертає кулачковий вал 8, який впливає на опорну платформу 6 з частотою  $\nu_1$ . Таким чином, опорні платформи 6 і

встановлені на них колеса здійснюють вертикальні коливання з частотою  $u_2$ , імітуючи нерівності дороги. На опорних платформах встановлені датчики тензометрувань що 7, що вимірюють величину  $R_z$  нормального навантаження на колеса автомобіля, що діагностується.

Дві двокоординатні платформи 1 вібростенда переміщуються у бічному напрямі за допомогою механізму рівних переміщень 2. На них встановлені датчики 11 для виміру бічних сил  $R_y$  на колесах 9 автомобіля. Конструкція стенду забезпечує тестову дію на колеса автомобіля, що діагностується, у вигляді коливань нормального навантаження  $R_z$ , а також бічних переміщень. Вона також дозволяє вести безперервний вимір контрольованих параметрів : бічної сили  $R_y$  і нормальних реакцій  $R_z$  на колесах автомобіля, що діагностується.

Таким чином, ця конструкція дозволяє реалізовувати розроблений автором метод діагностування підвіски автомобіля з урахуванням впливу її технічного стану на зчпні властивості шин.

#### **4.5 Економічна ефективність методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів**

Розробка і вдосконалення нового методу і засобів технічного діагностування, вимагає оцінки їх економічної ефективності. Економічна ефективність розробленого методу діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді визначалася в порівняльному аналізі з існуючими методами і засобами технічного діагностування підвіски. Для визначення економічної ефективності розробленого методу були використані типові методики [20]. Відповідно до методики [25 ] визначення економічної ефективності виконувалося по різниці приведених витрат і величині додаткового економічного ефекту від підвищення якості діагностування технічного стану підвіски автомобіля. Визначення економічної ефективності виконувалося на підставі результатів експлуатаційної перевірки розробленого методу діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді.

#### 4.5.1 Визначення вартості діагностичного комплексу на базі вібростенда

Собівартість модернізованого діагностичного комплексу на базі вібростенда KDXG для оцінки технічного стану підвіски АТЗ складають фінансові витрати на матеріали (металопрокат, лакофарбні та ін.), на комплектуючі (комп'ютер, підшипники, датчики, електродвигун та ін.), на виготовлення вібростенда з урахуванням податків (інженерні та ін.), накладних витрат (транспорт, зв'язок, поштові витрати і ін.).

Таблиця 4.7 – Фінансові витрати на матеріали

Елементи та деталі	Кількість	Ціна за одиницю	Вартість Грн.
Вібростенд KDXD	1	1	60000 грн
Швелер №6	6,5м(58,89кг)	29,45грн/кг	1734,31
Труба	2м(2,96кг)	15,35грн/кг	46
Підшипникова опора	8	150	1200
Підшипник для кривошипа	4	75	300
Кривошип	1	450	450
Кріпильні болти (з гайками)	32	40	1280
Вісь кривошипа	2	80	160
Лакофарбові	-	-	400
Всього			74571

Таблиця 4.8 – Фінансових витрат на комплектуючі і компоненти

Елементи та деталі	Кількість	Ціна за одиницю	Вартість Грн.
Датчик бічної сили	2	7500	15000
Підсилювач сигналу бічної сили	2	500	1000
Підсилювач для датчиків виміру нормального навант.	2	700	1400

Продовження таблиці 4.8

АЦП	1	4530	4530
Електродвигун потужністю 1КВт	1	1600	1600
Експлуатація ЕОМ (ноутбука)	1	500	23000
Кабель 8-ми жильний, з екраном	6м	30	180
Алюмінієвий скоч	1 рулон	75	75
Сполучні роз'єми (9 контактів)	4	30	120
Сполучні роз'єми (37 контактів)	1	50	50
Кабель ВВГ (4-х жильний переріз 2,5 мм <sup>2</sup> )	8м	50	400
Автоматичний 3-х фазний вимикач (16 А)	1	60	60
РАЗОМ			47415

Накладні фінансові витрати (транспорт, зв'язок, поштові витрати і ін.) на загальну суму 7 000,00грн.:

Транспорт- 5000,00грн.;

Зв'язок - 1 000,00 грн.;

Поштові витрати - 1 000,00 грн.

#### 4.5.2 Розрахунок економічної ефективності методу діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді

Визначення річного економічного ефекту від застосування методу діагностування технічного стану підвіски АТЗ на вібростенді було виконане по наступній формулі [25, 26,]

$$\Xi = \left( Z_1 \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{P_1 + E_M}{P_2 + E_n} + \frac{(U_1 - U_2) - E_M \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_H} - Z_2 \right) \cdot N_2 \quad (4.5)$$

де  $Z_1$  і  $Z_2$ - приведені витрати у сфері виробництва, діагностування, що доводяться на одно базовий і новий технічний засіб;

$Q_1$  і  $Q_2$  - річні об'єми робіт (число діагност), вироблюваних при використанні базового і нового, в натуральних одиницях;  $\frac{P_1+E_M}{P_2+E_n}$  коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового в порівнянні з базовим;

$P_1$  і  $P_2$  - частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення (реновацію) базового і нового;  $\frac{(U_1-U_2)-E_H \cdot (K_2-K_1)}{P_2+E_H}$  - економія споживача на поточних витратах експлуатації і відрахуваннях від відповідних капітальних вкладень за увесь термін служби в порівнянні з базовим,  $U_1$  і  $U_2$  - річні експлуатаційні витрати споживача (без урахування амортизації на реновацію) при використанні базового, відповідно з розрахунку на річний об'єм роботи  $Q_2$ , що забезпечується,  $K_1$  і  $K_2$  - супутні капітальні вкладення споживача у сфері експлуатації (без урахування вартості даних) при використанні базового, відповідно з розрахунку на річний об'єм  $Q_2$ ;  $N_2$  - річний об'єм виробництва в розрахунковому році (натуральні одиниці).

Приведені витрати  $Z_i$ , визначали по наступній формулі [25, 26,]

$$Z_i = C_i + E_H \cdot K_i,$$

де  $Z_i$  - собівартість виготовлення і-го варіанту ТСД, ;

$E_H$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень в нове устаткування,  $E_H =$ , що приймається рівним, 0,15;

$K_i$  - капітальні вкладення на виготовлення і-го варіанту, ;

В якості допущень при розрахунку економічної ефективності методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів на вібростенді у формулі (5.1) були прийняті:

1. Рівні частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення (реновацію) базового :

$$P_1 = P_2 = 0.15;$$

2. Рівний одиниці коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби в порівнянні з базовим:

$$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} = 1;$$

3. Рівний одиниці річний обсяг виробництва в розрахунковому році:  $N_2 = 1$ ;

4. Приведені витрати у сфері виробництва, зважаючи на відсутність даних, рівні його гуртовій ціні:  $Z_2 = Ц_2$ ;

Річні експлуатаційні витрати при використанні і-го варіанту ТСД були визначені по формулі, [25, 26,]:



$$U_1 = C_{п1} + C_{тр1} + C_3 + C_{пр},$$

де  $C_{п1}$  - річні витрати на заробітну плату операторів-діагностів, включаючи витрати, пов'язані з відрахуваннями до фондів соціального і медичного страхування, пенсійного фонду і фонду зайнятості населення, ;

$C_{тр1}$  - витрати на поточний ремонт і зміст діагностичного устаткування,;

$C_3$  - витрати на електроенергію, грн;

$C_{пр}$  - інші накладні витрати, грн.

Річні витрати на заробітну плату оператора-діагноста разом з нарахуваннями, грн. [25, 26,]:

$$C_{зп1} = Q_i \cdot T_i \cdot C_d \cdot K_{доп},$$

де  $T_i$  - тривалість діагностування підвіски одного автомобіля г-м , ч.;

$C_d$ - годинна ставка оператора-діагноста, грн/ч.;

$K_{доп}$  - коефіцієнт, що враховує відрахування до фондів [25, 26,]:

$$K_{\Phi 3\Pi} = 1,235,$$

$K_{\Phi 3\Pi} = 1,235$ - коефіцієнт, що враховує відрахування на фонд заробітної плати.

Витрати на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування і-го діагностичного устаткування, грн. [25, 26,]:

$$C_{\text{тpі}} = \frac{B_i \cdot K_{\text{тp}}}{100},$$

де  $K_{\text{тp}}$  - коефіцієнт, що враховує відрахування на поточний ремонт і зміст г-го діагностичного устаткування.

Витрати на електроенергію [25, 26,]:

$$C_{\text{э1}} = g_i \cdot T_{\text{э}} \cdot Q_i,$$

де  $g_i$  - витрата електроенергії на діагностування підвіски одного автомобіля при використанні і-го ТСД, кВт;

$T_{\text{э}}$  - відпускний тариф, грн/кВт.

Інші накладні витрати [25, 26,]:

$$C_{\text{кpі}} = \frac{C_{\text{зпi}} \cdot K_{\text{доп}}}{K_{\text{пp}}},$$

де  $K_{\text{пp}}$ - коефіцієнт, що враховує інші накладні витрати.

Супутні капітальні витрати [25, 26,]:

$$K_i = \frac{B_i}{T_{\text{слі}}},$$

де  $T_{\text{слі}}$  - середній термін служби  $\tau$ -го ТСД.

Для визначення очікуваного річного економічного ефекту від впровадження розробленого методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів на вібростенді були визначені приведені до річної продуктивності нового ТСД експлуатаційні витрати і супутні капітальні вкладення споживача. Результати розрахунків приведені в таблицю. 4.9, 4.10.

Таблиця 4.9 - Основних техніко-економічних показників річних витрат на діагностування технічного стану підвіски автомобіля на вібростенді KDXG і діагностичному комплексі з вібростендом KDXG

Найменування показника	Позначення	Одиниця виміру	KDXD	Діагностичний комплекс
1	2	3	4	5
Оптова ціна	$C_1$ $C_2$	грн. грн.	180000	249839
Коефіцієнт, що враховує витрати на транспорт. і монтаж устаткування	$K_0$	-	1,2	1,2
Балансова вартість устаткування	$B_1$ $B_2$	грн. грн.	216000	
Кваліфікація і розряд робітника	-	-	оператор діагност 4 розр.	оператор діагност 4 розр.
Кількість операторів-діагностів	$n$	люд.	1	1
Годинна тарифна ставка	$C_{\text{ч}}$	грн/люд	89	89
Трудомісткість діагностування	$t_{\text{д}}$	хв.	20	20
Коефіцієнт, що враховує відрахування до фондів	$K_{\text{доп}}$	-	1,42	1,42
Плановий річний фонд робочого часу	$\Phi_n$	год.	2086	2086
Коефіцієнт використання устаткування	$K_{\text{ц}}$	-	0,8	0,8



## Продовження таблиці 4.9

1	2	3	4	5
Дійсний річний фонд робочого часу	$\Phi_d$	год.	1668,8	1668,8
Річні об'єми робіт ТСД	$Q_1$ $Q_2$	од.	5006	5006
Коефіцієнт відрахування на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування ТСД	$K_{пр}$	-	0,05	0,05
Середній термін служби ТСД	$T_{сл}$	років	6	6
Коефіцієнт реновації	$K_p$	-	0,15	0,15
Тариф за електроенергію	$T_э$	грн/кВт	2,8	2,8
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	$E_n$	-	0,12	0,12
Коефіцієнт, що враховує інші накладні витрати	$K_{нр}$	-	1,89	1,89

1. Річні витрати на заробітну плату з нарахуваннями:

$$C_{зп1} = 5006 \cdot \left(\frac{20}{60}\right) \cdot 89 \cdot 1,42 = 210886,1 \text{ грн};$$

$$C_{зп2} = 5006 \cdot \left(\frac{20}{60}\right) \cdot 89 \cdot 1,42 = 210886,1 \text{ грн}$$

2. Відрахування на поточний ремонт і обслуговування :

$$C_{тр1} = 216000 \cdot 0,05 = 10800 \text{ грн};$$

$$C_{тр2} = 299806,8 \cdot 0,05 = 14990,34 \text{ грн};$$

## 3. Витрати на електроенергію:

$$C_{э1} = 3 \cdot 2,8 \cdot 5006 = 42050,4 \text{ грн};$$

$$C_{э2} = 4 \cdot 2,8 \cdot 5006 = 56067,2 \text{ грн};$$

де 3 - сумарна потужність KDXG, кВт;

4 - сумарна потужність, споживана діагностичним комплексом, кВт.

## 4. Інші накладні витрати:

$$C_{нр1} = 210886,1 \cdot \frac{1,42}{1,89} = 158443,5 \text{ грн};$$

$$C_{нр2} = 210886,1 \cdot \frac{1,42}{1,89} = 158443,5 \text{ грн};$$

## 5. Супутні капітальні витрати:

$$K_1 = \frac{216000}{6} = 36000 \text{ грн};$$

$$K_2 = \frac{299806,8}{6} = 49967, \text{ грн};$$

## 6. Річні експлуатаційні витрати:

$$U_1 = 210886,1 + 10800 + 42050,4 + 158443,5 = 422180 \text{ грн};$$

$$U_2 = 210886,1 + 14990,34 + 56067,2 + 158443,5 = 440387,14 \text{ грн}.$$

Таблиця 4.10 - Результатів розрахунку річних експлуатаційних витрат на діагностування технічного стану підвіски автомобіля на вібростенді KDXG і діагностичному комплексі з вібростендом KDXG

№	Елементи витрат	Позн.	Одиниці виміру	Показники діагностування на базі:	
				KDXG	Діагностичного комплексу
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$C_{зп1}$ $C_{зп2}$	грн. грн.	210886,1	210886,1
2	Витрати на поточний ремонт і зміст устаткування	$C_{тр1}$ $C_{тр2}$	грн. грн.	10800	14990,34
3	Витрати на електроенергію	$C_{э1}$ $C_{э2}$	грн. грн.	42050,4	56067,2
4	Інші накладні витрати	$C_{нр1}$ $C_{нр2}$	грн. грн.	158443,5	158443,5
5	Супутні капітальні витрати	$K_1$ $K_2$	грн. грн.	36000	49387,14
6	Річні експлуатаційні витрати на діагностування підвіски	$U_1$ $U_2$	грн. грн.	422180	440387,14

Річні експлуатаційні витрати на діагностування підвіски автомобіля на вібростенді KDXG складає 422180 грн, а на діагностичному комплексі з вібростендом KDXG складає 440387,14 грн.

Експлуатаційні витрати на діагностування підвіски автомобіля на діагностичному комплексі з вібростендом KDXG підвищуються в порівнянні з базовим варіантом на 18207,14 грн в рік.

Враховуючи результати досліджень, приведених четвертому розділі, одній із складових величини економічного ефекту являється повернення працездатних підвісок в експлуатацію за рахунок підвищення якості діагностування. Розрахунок цієї величини робиться по наступній формулі [25, 26,]:

$$\mathcal{E}^n = C_{тс} \cdot Q' \cdot \frac{(\beta_1 - \beta_2)}{100},$$

де  $C_{тс}$  - середня вартість ремонту підвісок автомобіля, грн.;

$Q'$  - кількість непрацездатних підвісок при перевірці;

$\beta_1$  і  $\beta_2$  - вірогідність помилок I роду "неправдивих відмов" і II роду "пропуск відмов" при використанні, відповідно, базового і нового методу діагностування підвіски автомобіля, грн.

Економія матеріальних ресурсів (повернення в експлуатацію необґрунтовано відбракованих підвісок) при використанні діагностичного комплексу на базі вібростенда KDXG складі:

$$\mathcal{E}^n = 9620 \cdot 273 \cdot \left[ \frac{15.05}{100} \right] = 395332.7 \text{ грн};$$

Загальний річний економічний ефект від використання діагностичного комплексу на базі вібростенда марки KDXG:

$$\mathcal{E} = 395332,7 - 145032,7 = 250300 \text{ грн};$$

Приведені розрахунки очікуваної економічної ефективності розробленого методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів на вібростендах підтверджуються результатами його впровадження на СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» (м. Тульчин).

Оцінюючи ефективність нового методу, слід зазначити, що на відміну від існуючих методів, він дозволяє кількісно оцінювати вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з дорогою, що дозволяє значно підвищити безпеку автомобілів в умовах експлуатації і дає значний соціальний ефект.

## 4.6 Висновки до четвертого розділу

1. Аналіз результатів розрахункових і експериментальних досліджень процесів функціонування підвіски і зчіпних характеристик шин АТЗ на вібростенді, дозволив встановити, що математична модель системи "Кузов - підвіска - шина - стенд" значимо описує результати експериментальних досліджень і придатна для вирішення поставлених в роботі завдань;

2. Математичне моделювання дозволяє розраховувати характеристики процесу функціонування підвіски і зчіпних характеристик шин АТЗ на вібростенді у вигляді наступних функціональних залежностей:  $R_z=f(v)$ ;  $R_y=f(v)$ ;  $\varphi_{ymin}=f(v)$ ;  $K=f(v)$ ;  $K=f(K_{потб})$ ; ( $\varphi_{ymin}=f(K_{потб})$ ) і кількісно оцінювати вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення коліс з опорною поверхнею;

3. В ході досліджень встановлено, що:

- при  $\varphi_{ymin} > [\varphi_{ymin1н}=0,17]$ , якість зчеплення шин з опорною поверхнею є хорошою;

- при  $[\varphi_{ymin2н}0,09] < \varphi_{ymin} < [\varphi_{ymin1н}=0,17]$ , якість зчеплення шин з опорною поверхнею є задовільним;

- при  $\varphi_{ymin} < [\varphi_{ymin2н}=0,09]$ , якість зчеплення шин з опорною поверхнею є незадовільною;

4. Встановлено що коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса  $K$  (по методу EUSAMA) інформативно характеризує демпфуючі властивості підвіски, але при цьому він не дозволяє оцінювати якість зчеплення шин з опорною поверхнею, а мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення  $\varphi_{ymin}$  дозволяє кількісно оцінювати якість зчеплення шин з опорною поверхнею, але при цьому він не дозволяє однозначно оцінювати технічний стан підвіски.

Таким чином, для підвищення ефективності діагностики підвіски, необхідно використати обидва параметри  $K$  і  $\varphi_{ymin}$ ;

5. На відміну від існуючих методів, розроблений метод дозволяє кількісно оцінювати вплив технічного стану підвіски на якість зчеплення шин з дорогою,

тобто враховує вплив підвіски на керованість і стійкість автомобілів, що дозволяє значно підвищити їх безпеку в умовах експлуатації і дає значний соціальний ефект.



## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

При виконанні робіт в зоні ТО і ПР виникають небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- фізичні: рухомі машини та механізми; розлиті на підлогу рідини; підвищена температура поверхонь агрегатів; гострі кромки та шорсткість поверхні; підвищена запиленість, загазованість повітря; мікроклімат, який не відповідає нормативам; недостатня освітленість; підвищений рівень шуму і вібрації в приміщенні; ультрафіолетове випромінювання при проведенні короткочасного підварювання безпосередньо на робочих столах; враження електричним струмом;
- хімічні: відпрацьовані гази та розчинники;
- психом-фізіологічні: монотонність праці.

### 5.1 Технічні рішення з безпеки в зоні ТО і ПР

#### 5.1.1 Техніка безпеки

В зоні ТО і ПР площею 175 м<sup>2</sup> технологічне обладнання, пристосування підлягають технологічному періодичному огляду. Слюсарями-авторемонтниками працюють особи віком старшим 18 років, які пройшли спеціальне навчання та інструктажі з ТБ та ПБ.

Колеса з шипами знімають за допомогою спеціального підйомно-транспортного обладнання.

Автомобілі заїжджають самоходом, гальмуються, включається найнижча передача і під колеса встановлюють не менше 2-ох опорів, які попереджують кочення автомобіля.

Для колективного захисту від дії електричного струму напругою 380/220 В передбачено занулення (захисне заземлення), ізоляція та недоступність струмонесучих частин.

Зняття та встановлення клапанних пружин та гальмівних пружин проводиться тільки з застосування спец. пристосування та інструменту.

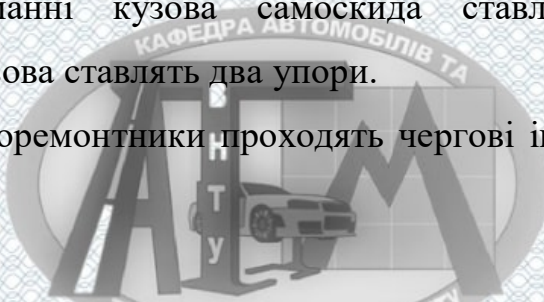
Ресори знімають тільки після їх розвантаження за допомогою підкатного підйомника.

Розливи мінеральних мастил своєчасно прибирають тирсою.

Роботи на двигуні проводяться, коли температура його поверхні менше 45°C.

При підніманні кузова самоскида ставлять упор, а при зміні гідропідіймача кузова ставлять два упори.

Слюсарі-авторемонтники проходять чергові інструктажі з ТБ один раз у квартал.



### **5.1.2. Електробезпека**

Приміщення зони ТО і ПР за класифікацією відноситься до особливо небезпечних. Оскільки там є такі чинники небезпечних факторів:

- струмопровідна підлога;
- можливість одночасного дотику до корпусів обладнання та заземлених частин;
- наявність хімічно-активних речовин спроможних роз'їдати ізоляцію.

Враження електричним струмом може статися в результаті:

- випадкового дотику до струмонесучих частин, які знаходяться під напругою;
- виникнення напруги на металевих конструкціях електрообладнання (корпусах, кожухах тощо) внаслідок пошкодження ізоляції;
- порушення правил безпечної експлуатації електроустановок.



Згідно з ГОСТ 12.1.013-78 повинні бути виконані наступні вимоги:

- струмопровідні частини повинні бути ізольовані, огорожені або розміщені в місцях недоступних для доторкання до них;
- світильники загального освітлення приєднанні до джерела живлення (електромережі) напругою 220В повинні встановлюватись на висоті не менше 2.5 м від рівня підлоги. В нашому випадку в зоні ТО і ПР вони розміщені на висоті 4.3 м;
- світильники місцевого освітлення та в оглядових канавах повинні приєднуватись до мережі напругою не більше 42 В;
- під час роботи ручними машинами без подвійної ізоляції, для захисту працюючих від ураження електричним струмом застосовують захисно-відключаючі автоматичні пристрої, які автоматично відключають електроінструмент від мережі у випадку виникнення аварійної ситуації.

Зона ТО і ПР відповідає вимогам .

## 5.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

Згідно санітарним нормам  $V=15$  м<sup>3</sup>/люд,  $S=4,5$  м<sup>2</sup>/люд. Реальні показники площі і об'єму знаходяться в межах допустимих значень.

Санітарні вимоги до приміщення та обладнання.

Приміщення в якому знаходиться зона ТО і ПР відповідає чинним будівельним, санітарним та протипожежним нормам і правилам.

Приміщення дільниці використовується тільки за своїм призначенням - для проведення технічного обслуговування та поточного ремонту автомобілів.

Виробничі відходи, сміття, непридатні деталі й вузли своєчасно прибираються з дільниці для накопичення на спеціально відведених площадках.

Підлога в приміщенні рівна з твердим покриттям (залізобетон), непроникна для ґрунтових вод, без виступів і вибоїн.

### 5.2.1 Мікроклімат в виробничому приміщенні

Мікроклімат нормується в залежності від категорії робіт та періоду року, від того постійне чи непостійне робоче місце. Параметри мікроклімату та гігієнічні нормативи в робочій зоні нормуються згідно ГОСТ 12.1.005-88. Цей стандарт встановлює санітарно-гігієнічні заходи до показників мікроклімату. Мікроклімат по цьому ГОСТУ характеризується наступними показниками:  $T$  - температура повітря, °С;  $I$  - відносна вологість повітря, %;  $V$  - інтенсивність теплового опромінення, Вт/м<sup>2</sup>; - швидкість руху повітря, м/с. Параметри мікроклімату наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 - Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура					Відносна вологість %		Швидкість руху пов. м/с	
		Оптимальна	Допустима верхня		Допустима нижня		Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
			Пост. роб. місце	Непост. роб. місце	Пост. роб. місце	Непост. роб. місце				
Холодний	ІБ	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	≥0,4
Теплий	ІБ	20-22	27	29	16	15	40-60	70 при 25°С	0,3	0,2-0,5

Категорія робіт ІБ - енерговитрати 200-250 ккал/год (233-290Вт). Норми інтенсивності теплового опромінення беремо з ГОСТ 12.1.005-88 (табл.5.4)

Таблиця 5. 4 - Норми інтенсивності теплового опромінення

Відсоток опромінення поверх тіла людини	Більше 50	25-50	Менше 25
Допустима інтенсивність теплового опромінення, Вт/м <sup>2</sup>	35	70	100

Підводячи висновок, можна сказати, що параметри мікроклімату відповідають нормам.

### 5.2.2. Склад повітря робочої зони

Деякі роботи виконуються з працюючим двигуном, також можливі випаровування технічних рідин

Вентиляція зони приточно-витяжна з механічним та природним сполучанням. Система вентиляції дозволяє підтримувати концентрацію шкідливих речовин в межах, які не перевищують гранично-допустимі, що наведені в табл. 5.2. На постах є шлангові відсмоктувачі.

Таблиця 5.2 - ГДК шкідливих речовин в повітрі зони

Назва речовин	ГДК мг/м <sup>3</sup>	Діючі значення ГДК мг/м <sup>3</sup>	Агрегатний стан	Клас небезпеки
Азота диоксид	2	0,2	П	3
Акролеїн	0,2	0,09	П	2
Бензин паливний	100	74	П	4
Бензопірен	15·10 <sup>-5</sup>	3·10 <sup>-5</sup>	А	1
Вуглицю оксид	20	14	П	4
Масло мінеральне	5	2	А	4
Кислота сірчана	1	0,08	А	2
Марганець у зварюв. аерозолях	0,2	0,08	А	2
Пил з гальмівних колодок	4	1,5	А	3
Мінеральний пил	2	1,2	А	4

Пости додатково обладнані вентиляційними відсмоктувачами, які приєднуються за допомогою гнучкого шлангу.

### 5.2.3 Освітлення

Освітлення здійснюється природнім та штучним освітленням. Коефіцієнт освітленості нормується з врахуванням найменшого розміру об'єкта розрізнення, характеристики зорової роботи, системи освітлення фону і контрасту об'єкта з фоном.

У діючих нормах проектування виробничого освітлення (СНП 11-4-79) задаються кількісні (розмір мінімальної освітленості) і якісні характеристики (показник осліпленості і дискомфорту, глибина пульсації освітленості) штучного освітлення.

Таблиця 5.1 - Вибір коефіцієнта сонячності клімату

Пояс світлового клімату	Коефіцієнт сонячності клімату		
	При світлових проймах, що орієнтується по сторонах горизонту (азимут, град)		
	136-225	226-315, 46-135	316-45
IV 50 с.ш.	0,7	0,75	0,95

Таблиця 5.2 – Параметри штучного та природного освітлення

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір розрізною чого об'єкта мм	Розряд зорової роботи	Під розряд зорової роботи	Контраст об'єкта відмінного від фону	Характеристика фону	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення	
						Освітленість, лк		КЕОн, %		КЕОн, %	
						При Комбін. освітлені	При верхньому освітлені	При верхньому	При боковому	При верхньому	При боковому
Високі точності	0,3-0,5	II		Середній	Малий	1000	300	5	2	2,3	0,7-1,2

Природне освітлення регламентується нормами СНП 11-4-79: Коефіцієнт природної освітленості

$$e_H^{IV} = e^{III} \cdot m \cdot c = 0,4 \cdot 0,9 \cdot 1,5 = 0,54,$$

де  $e^{III}$  – розряд зорової роботи;

$m$  - коефіцієнт світлового клімату;

$c$  - значення КПО.

Для загального освітлення в системі комбінованого необхідно встановити газорозрядні лампи, освітленість яких складає близько 300 лк.

#### 5.2.4 Виробничий шум

Шум нормується за СН 3223-85.

До організаційно-технічних засобів і методів колективного захисту відноситься: застосування малошумного технологічного процесу; оснащення шумних агрегатів засобами дистанційного керування й автоматичного контролю; застосування малошумних агрегатів; удосконалювання технології ремонту й обслуговування; використання раціональних режимів праці і відпочинку робітників.

Таблиця 5.5 - Рівні звукового тиску

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньо геометричними частотами Гц								Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку в дБ(А)	
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000		8000
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях і на території	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Зона ТО і ПР відповідає нормам виробничого шуму.

### 5.2.5 Вібрації

Норми вібрації вибираються за ГОСТОМ 12.1.012-90.

При роботі з установкою працюючий може піддаватися дії вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева - окремі частини тіла. Локальної вібрації піддаються працюючі з ручним електричним. Працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації ("комбінована вібрація")

Таблиця 5.6 - Категорія вібрацій

Категорія вібрації по санітарним нормам критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрацій
Тип «а» Границя зниження рівня виробничої праці	Технологічна вібрація діє на операторів стаціонарних машин і обладнання або на робочі місця від інших джерел вібрації	Верстати, електричні машини, насосні агрегати, вентилятори

Таблиця 5.7 - Характеристики вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/сМо <sup>-2</sup>	дБ	м/с <sup>2</sup> -10 <sup>-2</sup>	дБ
Локальна	-	Хл, Ул, Зл	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	ZQ. YQ. XQ	0,1	100	0,2	92

Підводячи підсумок, можна сказати, що параметри вібрації відповідають нормам.

### 5.3 Пожежна безпека

Зона ТО і ПР відноситься до категорії В. Будівельні конструкції та елементи приміщення виготовлені з негорючих матеріалів і мають II ступінь вогнестійкості.

Основні причини можливих пожеж:

- відкритий вогонь та іскри, коли не передбачено спец. засобів захисту;
- паління на робочих місцях;
- самозапалення промаслених обтирочних матеріалів;

- короткі замикання в електромережах;
- негерметичність систем живлення автомобілів;
- короткі замикання акумуляторних батарей;
- загоряння бензину при відкритих пробках бензобаку;
- порушення правил безпеки ПБ;
- розряди блискавки на приміщення.

Запобігання виникнення пожежі досягається наступними шляхами:

- запобігання заборони застосування відкритого вогню та паління на робочих місцях;
- встановлення в електромережах струмового захисту (плавкі вставки, автомати);
- прокладанням електропроводки в металевих трубах;
- ремонт систем живлення двигунів у відповідних місцях;
- відключенням або зняттям з авто;
- виконання правил ПБ.;
- спорожнення ящиків від промасляного ганчір'я кожної зміни;
- встановлення на території блискавкозахисту II категорії.

У приміщенні передбачено такі первинні засоби пожежогасіння:

- вогнегасники хімічні пінні, ОХП-10;
- вогнегасники порошкові, ОП-5;
- ящики з піском (0,5 м<sup>3</sup>) і лопатою;
- порожні крани, продуктивність 3,3 л/с.

На території підприємства витримуються протипожежні розриви між будівлями, спорудами та групами автомобілів в зоні їх зберігання.

Для пожежогасіння на території підприємства передбачені пожежні гідранти, продуктивність 15 л/с і пожежні резервуари.



## 5.4 Захист в надзвичайних ситуаціях

На кожному підприємстві необхідно вживати заходів для захисту працівників, адже надзвичайна ситуація може трапитися будь-де. Саме тому важливо забезпечити працівників засобами колективного й індивідуального захисту.

Види надзвичайних ситуацій. Надзвичайні ситуації можуть призвести до загрози життю або здоров'ю працівників, значних матеріальних збитків, а також до неможливості проводити на підприємстві господарську діяльність. Їх класифікують за характером походження, ступенем поширення, розміром людських втрат та матеріальних збитків.

Залежно від характеру походження розрізняють надзвичайні ситуації: техногенного характеру; природного характеру; соціальні; воєнні.

Залежно від обсягів наслідків надзвичайної ситуації, обсягів технічних і матеріальних ресурсів, необхідних для їх ліквідації, виділяють чотири рівні надзвичайних ситуацій: державний; регіональний; місцевий; об'єктовий.

Засоби індивідуального захисту працівників у надзвичайних ситуаціях.

Фільтрувальні засоби захисту очищають вдихуване повітря від шкідливих речовин за допомогою фільтрів, що входять у конструкцію цього засобу і містять поглинальні чи фільтрувальні матеріали. До фільтрувальних ЗІЗ органів дихання належать: фільтрувальні протигази; респіратори; ватно-марлеві пов'язки. Фільтрувальні протигази застосовують для захисту органів дихання, очей та обличчя від отруйних і радіоактивних речовин та бактеріальних засобів. Протигаз складається із шолом-маски та фільтрувально-поглинальної коробки. Вони з'єднуються між собою безпосередньо або за допомогою трубки. Шолом-маска захищає обличчя й очі. Вона підводить до органів дихання очищене повітря й викидає в атмосферу видихуване повітря. Ця маска складається із корпусу, окулярного вузла, клапанної коробки та системи кріплення на голові. До комплекту протигаза також входять сумка й незапітнівальні плівки. Сумка призначена для носіння, захисту та збереження протигаза. Незапітнівальна плівка

захищає окулярний вузол від запітнівання. Респіратори застосовують для захисту органів дихання від радіоактивного і ґрунтового пилу. При цьому він не здатний захистити від токсичних газів і парів. Пам'ятайте, знявши цей засіб, потрібно провести його дезактивацію. Для цього потрібно видалити пил із зовнішньої частини напівмаски щіткою або витрусити, внутрішню поверхню напівмаски протерти тампоном і просушити. Після цього респіратор потрібно покласти в поліетиленовий пакет і закрити його кільцем. Ватно-марлева пов'язка захищає органи дихання від радіоактивного пилу і деяких видів бактеріологічних засобів. Однак вона не захищає від отруйних речовин. Ватно-марлеву пов'язку виготовляють зі шматка марлі розміром 100 × 50 см. Його розстеляють на столі. Посередині на площі 30 × 20 см кладуть шар вати завтовшки 1—2 см (якщо вати немає, її замінюють марлею в 5—6 шарів). Вільний край марлі по довжині загинають з обох боків на вату. Пов'язка має добре закривати ніс і рот. Тому верхній її край має бути на рівні очей, а нижній — заходити за підборіддя. Нижні кінці зав'язують на тім'ї, верхні — на потилиці. Для захисту очей надягають спеціальні окуляри, які щільно прилягають до обличчя.

## **5.5 Висновки до п'ятого розділу**

В цьому розділі розглянуто питання присвячені охороні праці та безпеці у надзвичайних ситуаціях, а саме проаналізовано умови праці та питання виробничої санітарії, розглянуто техніку безпеки, рівень шуму в приміщенні, розглянуто техніку електробезпеки та пожежну безпеку, також описано захист в надзвичайних ситуаціях. Всі вказані вимоги щодо охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях на підприємстві виконуються.

## ВИСНОВКИ

1. Зниження технічного стану підвісок призводить до погіршення зчеплення шин з опорною поверхнею, і як наслідок, до порушення стійкості і керованості автомобілів. Існуючі методи діагностування автомобільних підвісок не здатні контролювати вплив їх технічного стану на характеристики зчеплення шин з опорною поверхнею.

2. СТОА ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» має великі потенційні можливості. Завдяки відносно великій виробничій практиці, наявності на підприємстві висококваліфікованих робітників підприємство має змогу надавати роботи по ремонту та сервісному обслуговуванню автомобілів. Завдяки цьому при застосуванні на СТО прогресивних технологій, сучасного обладнання, надання нових видів послуг, підприємство матиме цілком реальні можливості залишатися на вагомому місці в сфері автосервісу м. Тульчина.

3. Обґрунтований високоінформативний метод діагностування технічного стану підвіски, який дозволить оцінювати якість зчеплення шин з дорогою і тим самим підвищить активну безпеку в умовах експлуатації АТЗ. Метод повинен мати малу трудомісткість, високу інформативність і оперативність, забезпечувати тестові режими при діагностуванні, максимально наближені до реальних режимів функціонування підвіски при експлуатації АТЗ.

4. Розроблена математична модель системи "Кузов - підвіска - шина - стенд", що включає математичні описи : процесу бічного переміщення опорних платформ вібростенда; вертикальних коливань підресореної і безпружинної мас автомобіля на вібростенді; процесу зміни бічних реакцій на колесах при їх бічних переміщеннях, дозволяє виконувати аналітичні дослідження бічних реакцій на колесах АТЗ при зміні технічного стану підвіски і характеристик шин, виявляти взаємозв'язки між діагностичними параметрами і параметрами технічного стану.

5. Результати технологічного розрахунку розрахунку показують, що загальна трудомісткість робіт складає 17840 люд.-год, кількість постів становить 4 одиниці, кількість працівників штатних – 9 чоловік, явочних – 8 чоловік. Також

було розраховано площі виробничо-складських приміщень, сплановано виробничий пост діагностування підвіски. Роботи з діагностування підвіски будуть проводитися на спеціалізованому посту ПР. Описано загальну характеристику виробничого поста та підібрано технологічне обладнання для діагностування підвіски та ремонту автомобіля в цілому.

6. На основі аналітичного дослідження системи "Кузов - підвіска - шина - стенд" науково обґрунтований метод діагностування технічного стану підвіски на вібростендах, а також режими тестової дії на колеса що діагностується АТЗ. Встановлено, що високоефективний контроль технічного стану підвіски можливий в процесі одночасної дії двох тестових дій : коливань нормального навантаження на колесах і бічного переміщення платформ.

7. Науково обґрунтовані діагностичні параметри для контролю технічного стану підвісок на вібростендах:  $\varphi_{ymin}$ - коефіцієнт мінімального бічного зчеплення шин і  $K$  - коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса (розрахований по методу EUSAMA). Ефективне діагностування підвіски на вібростендах можливе при спільному вимірі коефіцієнтів  $K$  і  $\varphi_{ymin}$  в режимі коливань нормального навантаження на колесах з резонансною частотою коливань безпружинних мас.

8. Приведені розрахунки очікуваної економічної ефективності розробленого методу діагностування технічного стану підвіски автомобілів на вібростендах підтверджуються результатами його впровадження на СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС» (м. Тульчин). Річний економічний ефект від використання діагностичного комплексу на базі вібростенда марки KDXG становить 250300грн;

9. Були розглянуті питання присвячені охороні праці в зоні ТО і ПР, а саме проаналізовано умови праці та питання виробничої санітарії, розглянуто техніку безпеки, рівень шуму в приміщенні, розглянуто техніку електробезпеки та пожежну безпеку, та захист в надзвичайних ситуаціях.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В. В. Автомобілі та автомобільне господарство. Дипломне проектування : навчальний посібник / В. В. Біліченко, В. Л. Крещенецький, В. В. Варчук. Вінниця : ВНТУ, 2010. 171 с.
2. Вахламов В. К. Техніка автомобільного транспорту / Володимир Кирилович Вахламов. М. : «Академія», 2004. 348 с.
3. Газарян А. А. Техническое обслуживание автомобилей / А. А. Газарян. [ 2-е изд., перераб. и допол.] М. : «Третий Рим», 2000. 272 с.
4. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н.Я. Говорущенко. М.: Транспорт, 1970. 254 с.
5. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Н.Я. Говорущенко. Харьков: Вища школа, 1984. -312 с.
6. Дербаремдикер А.Д., Соловьев И.К. Комбинированный двухрежимный стенд для испытаний подвески автомобиля при неустановившихся колебаниях. Автомобильная промышленность, 1972, № 2, с. 41-44.
7. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам : ГОСТ 2.105-95. К. : Госстандарт Украины, 1996. 29 с. (Нормативные директивные правовые документы).
8. Жигарев В.П. Исследование влияния характеристик автомобильных сидений и его подвески на комфорт автомобиля / В.П. Жигарев, А.А. Хачатуров М.: ОНТИ НАМИ. Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 13. 1967.
9. Жигарев В.П. Исследование плавности хода автомобиля и выбор некоторых его параметров: Дис.. канд. техн. наук. М., 1969. 252с.
10. Коньков В.А. Исследование и разработка рациональной организации и технологии диагностирования элементов ходовой части и рулевого управления в процессе ТО. Автореферат дис. М., 1977.
11. Кукурудзяк Ю. Ю. Дипломне проектування виробничих підрозділів підприємств автомобільного транспорту. : навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, О. В. Рудь, Л. В. Кукурудзяк Вінниця : ПП "Едельвейс і К", 2010. 336 с.

12. Кобилянський О.В. Основи охорони праці. Навчальний посібник. Вінниця: ВДТУ, 2003. 100 с.
13. Малюков, А.А. Научный основы стендовых испытаний автомобилей на активную безопасность: дис. докт. техн. наук / А.А. Малюков. М. 348с.
14. Напольский Г. М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания / Г. М. Напольский. М. : Транспорт, 1993. 271 с.
15. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта : ОНТП-01-91. М. : Гипроавтотранс, 1991. 184 с. (Нормативные директивные правовые документы).
16. Пахарева С.О. Посібник з дисципліни «Автомобільна техніка» Загальна будова автомобіля: навчальний посібник / За ред. С.О. Пахарева. К. : Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2010 392 с.
17. Раймпель Й. Шасси автомобиля./Сокр.перЛ.Тома с нем. Изд. В.П. Агопова; Под ред. И.Н.Зверева. М.Машиностроение, 1983. 356с.
18. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески./ Пер. С нем. А.Л. Карпухина;
19. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2е. / Р.В. Ротенберг. М.: Машгиз, 1970. 356 с.
20. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: машиностроение. 1972г.-392с, Ил. Изд.3е перераб. И дол.
21. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшицкий. Главная редакция физико-математической литературы, 1971. 192 с.
22. Рябчинский А.И., Русаков В.З., Козырева Е.А. Устойчивость и управляемость автомобиля, и безопасность дорожного движения.
23. Терещенко О. П. Методичні вказівки до опрацювання розділу "Безпека життєдіяльності" в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівних спеціальностей / Уклад. О. П. Терещенко, О. В. Кобилянський. Вінниця: ВНТУ, 2007. 46 с.

24. Харазов А.М. Диагностирование легковых автомобилей на станциях технического обслуживания / А.М. Харазов, Е.И. Кривенко. М.: Высш. школа, 1982. 272с.

25. Методика визначення економічної ефективності від впровадження заходів, нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій на підприємства і організації : Міністерство автомобільного транспорту РРФСР. М.: Минавтотранс РРФСР, 1978. 76 с.

26. Методика (основні положення) визначення економічної ефективності застосування в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій : ГКНТ, Держплан СРСР : Академія наук СРСР. М.: Госкомизобретений, 1977. 56 с.

27. Види підвісок автомобіля. Режим доступу: <http://autopark.pp.ua/5240-vidi-pdvsok-avtomoblya-vse-pro-avto.html> Назва з екрана.

28. Варіанти конструкції підвісок автомобілів. Режим доступу: <https://alimoto.ru/uk/dvigatel/varianty-konstrukcii-podvesok-avtomobilei-iz-chego-sostoit/> Назва з екрана.

29. СТО ТОВ «АВТОЕКСПРЕССЕРВІС». Режим доступу: <http://autoexpert-consulting.com/sto-base-ukraine/vinnitskaya/9436-avtoekspresservis.html> Назва з екрану.