

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Вплив типу ходової частини вантажних автомобілів на динаміку їх руху**

за освітньою програмою «Автомобілі та автомобільне господарство»

зі спеціальності: 274 Автомобільний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: АГ1811



(підпис студента)

/ Василь ЛАДЧУК /

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:



(підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:



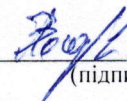
(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент



(підпис)

Дніпро – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering
(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science
(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Influence of truck chassis type on dynamics of their movement

according to educational curriculum «Cars and automotive industry»

in the Speciality: 274 Road transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group: АГ1811 / Vasyl LADCHUK /
(name, surname)

Scientific Supervisor:  / Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :  / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

**Explanatory Note
to Bachelor's Thesis**

on the topic:

Influence of truck chassis type on dynamics of their movement

according to educational curriculum «Cars and automotive industry»

in the Speciality: 274 Road transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group: АГ1811

/ Vasyl LADCHUK /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія
Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство
Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)
Освітня програма: Автомобілі та автомобільне господарство
Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
_____ **Сергій РАКША**
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу _____
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Ладчуку Василю Сергійовичу
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Вплив типу ходової частини вантажних автомобілів на динаміку їх руху**

Керівник роботи: Главацький Казимир Цезарович, к. т. н., доцент
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "10" 11 2022 р. № 15ст

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Дослідні машини – вантажівки ЗІЛ-130, КамАЗ, КрАЗ;
тип – бортові; вантажопідйомність – 5,5 т, 16 т; тип рами – лонжеронна; колеса дискові;
Бездискові, камерні, безкамерні; тип підвіски – задня ресорна, передня – ресорна.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: технічне обґрунтування роботи.

4.2 Основна частина: теорія руху автомобіля.

4.3 Науково-дослідна частина: дослідження металоконструкцій вантажівки під дією динамічних навантажень.

5. Перелік демонстраційного матеріалу:

Загальний вигляд ходової частини вантажівки; типи підвісок; несуча система
вантажівок; результати науково-дослідної частини; розрахункові схеми; графіки;
технічні рішення; стенди для дослідження елементів ходової частини, інші матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Технічне обґрунтування роботи	06.03.2022	
2	Теорія руху автомобіля	24.04.2022	
3	Дослідження металоконструкцій вантажівки під дією динамічних навантажень	20.05.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

_____ (підпис)

Василь ЛАДЧУК

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 91 сторінка

Найменування роботи: «Вплив типу ходової частини вантажних автомобілів на динаміку їх руху».

Ілюстрації: схем 8; рисунків 48;
графіків 20; фотографій 16;
таблиць 6.

Ключові слова: автомобіль, вантажівка, ходова частина, рух, динаміка, схема, навантаження, сила, параметри, режим, розрахунок, потужність, швидкість.

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є дослідження конструкцій ходових частин вантажівок і виявлення найбільш оптимальних та універсальних серед них для визначення напрямку оптимізації майбутніх конструктивних рішень з цього напрямку. Розгляд та аналіз сучасних методів дослідження несучих систем автомобіля з впровадженням ЕОМ і відповідного програмного забезпечення.

У кваліфікаційній роботі представлені технічні пояснення до необхідності сучасного і майбутнього розкриття та дослідження поставленої задачі. На основі аналізу і порівняння обрано найбільш оптимальну конструкцію ходової частини з трьох представлених вантажівок. Наведені відомості із загальної теорії руху автомобіля і розглянуті чинники, які впливають на економічні і динамічні характеристики автомобіля. Розглянуті методи дослідження ходової частини автомобіля на прикладі несучої системи за допомогою методу кінцевих елементів, спосіб створення реалістичної математичної моделі. На основі матеріалів, що надаються у кваліфікаційній роботі, зроблено висновки і надано пропозиції, щодо подальшого напрямку розвитку дослідження.

ЗМІСТ

ВСТУП	- 5
1 ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	- 6
1.1 Огляд типів ходових частин вантажівок	- 6
1.2 Співставний аналіз ходових частин вантажівок	- 25
1.3 Тенденції розвитку ринку ходових частин в Україні	- 27
1.4 Теорія руху автомобіля	- 31
1.5 Висновки за розділом	- 42
2. ТЕОРІЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ	- 43
2.1 Сили і моменти, що діють на автомобіль. Тяговий баланс автомобіля	- 43
2.2 Баланс потужності і загальний тяговий ККД автомобіля	- 45
2.3 Тягові характеристики автомобіля	- 47
2.4 Динамічна і економічна характеристика автомобіля	- 49
2.5 Способи економії палива і мастильних матеріалів	- 54
2.6 Висновки за розділом	- 58
3 ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖІВКИ ПІД ДІЄЮ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ	- 59
3.1 Стенди та прилади для експериментального дослідження металоконструкцій вантажівки під дією динамічних навантажень	- 59
3.2 Стенди та прилади для експериментального дослідження амортизаторів і коліс під дією динамічних навантажень	- 61
3.3 Постановка задачі	- 65
3.4 Результати досліджень	- 66
3.5. Висновки за розділом	- 76
3.6 Дослідження згину рами вантажного автомобіля в вертикальній площині методом КЕ	- 76
3.7 Результати досліджень	- 77
3.8 Висновки за розділом	- 83
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ	- 84
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	- 86

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.	Ладчук				Вплив типу ходової частини вантажних автомобілів на динаміку їх руху	Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.	Главацький						4	91	
Реценз.						УДУНТ, гр. АГ1811			
Н. Контр.	Посмітюха								
Затверд.	Ракша								

ВСТУП

Автомобільний транспорт є одним з найбільш важливих способів переміщення вантажу на наш час, тому дослідження впливу різноманітних факторів в тому числі і систем, вузлів і агрегатів самого транспортного засобу на його динамічні і економічні якості, буде актуальним доти, доки існує такий спосіб переміщення та транспортування, як автомобільні перевезення. В нашому випадку особливу увагу приділяють ходовій частині автомобіля.

Метою даної кваліфікаційної роботи є дослідження конструкцій ходових частин вантажівок з наступним виявленням найбільш гідних серед них для визначення напрямку, по якому йде загальна робота над оптимізацією і способів, якими цього досягають, під час дослідження сучасних ходових систем вантажівок.

Основними задачами роботи вважається дослідження факторів, які впливають на динамічні і економічні показники і які пов'язані з функціонуванням ходової частини автомобіля. Аналіз досліджень проведений з метою оптимізації та покращення самої методики оптимізації ходової частини з впровадженням ЕОМ. На основі аналізу зроблені висновки та рекомендації щодо подальшого розвитку цієї теми.

В межах першого розділу розібрано основи стандартних конструкцій ходової частини, їх призначення та способи їх взаємодії. Більш уважно розглянуто конструкції ходових частин трьох вантажних автомобілів: ЗІЛ – 130, КамАЗ – 5320, КраЗ – 6322 – 02. Наведені відомості є загальної теорії руху автомобіля.

В другому розділі зосередилися на розкритті чинників, які впливають на економічні та динамічні характеристики і на самій суті характеристик автомобіля. Наведені способи дослідження цих характеристик та побудови їх графічної складової. Детальніше досліджені економічні особливості експлуатації автомобіля.

Третій розділ надає аналіз досліджень, проведених з метою оптимізації конструкцій несучої системи, із використанням сучасних ЕВМ до цього процесу.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1.1 Огляд типів ходових частин вантажівок

Ходова частина автомобіля слугує для переміщення транспортного засобу по дорозі. Вона влаштована таким чином, щоб людині було якомога більш комфортно пересуватися по дорогах з різним дорожнім покриттям чи без нього.

Для того, щоб автомобіль пересувався, деталі ходової частини з'єднуються з рамою чи кузовом. Вони зменшують вплив оточуючого середовища на плавність руху шляхом гасіння вагань, пом'якшують та сприймають поштовхи і напруження. Для уникнення тряски та надлишкових вібрацій під час пересування ходова частина оснащена наступними механізмами та елементами: пружними елементами підвіски, колесами і шинами.

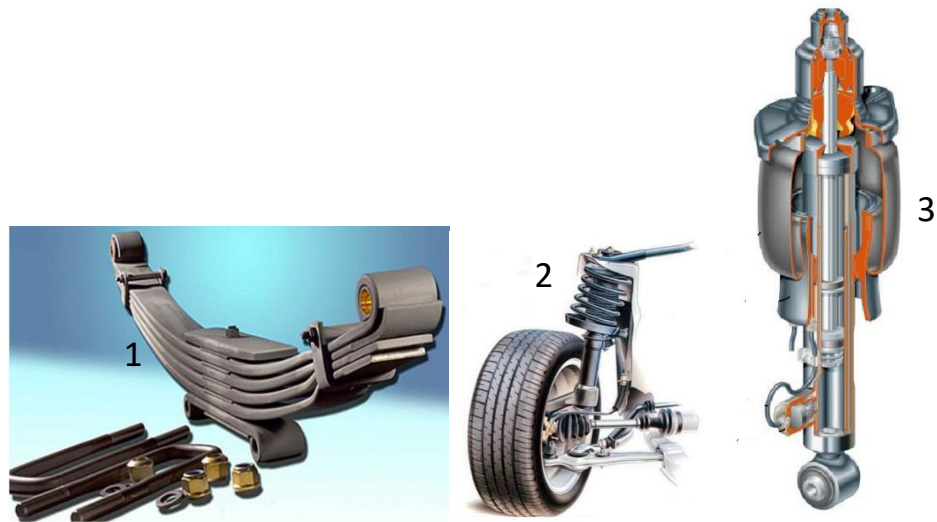
Ходова частина зазвичай складається з таких елементів:

- рама (несуча конструкція автомобіля);
- балки мостів;
- передня та задня підвіски мостів;
- колеса, (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Конструктивна база ходової частини, [1]

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6



1 – ресори; 2 – пружини; 3 – повітряна камера/подушка

Рис. 1.3. Пружні елементи підвіски

Керований міст – являє собою балку в котрій на шарнірах встановлені поворотні цапфи та з'єднувальні компоненти. Жорстка штампована балка представляє основу керованого моста. Відповідно передній керований міст - це поперечна балка з веденими колесами, яким передається крутний момент від двигуна. Керований міст слугує для підтримки несучої системи автомобіля і забезпечення його повороту.

Керуючий міст – є посередником між колесами та рамою/кузовом, він передає тягові або гальмівні зусилля від ведучих коліс на раму/кузов автомобіля.

Балка ведучого моста традиційно виконує функції картера (всередині балки розташовані головна передача, диференціал і піввісі ведучих коліс).

Пружні елементи підвіски автомобіля – призначені для пом'якшення поштовхів і ударів, а також зменшення вертикальних прискорень і динамічного навантаження, яке передається на конструкцію під час руху автомобіля. Завдяки пружним елементам є можливим уникнення прямої взаємодії нерівностей місцевості і кузова автомобіля і забезпечують потрібну плавність ходу.

1.1.1. Вантажівка ЗІЛ-130

Для прикладу розглянемо налаштування ходової частини автомобіля ЗІЛ – 431410 (рис. 1.4).

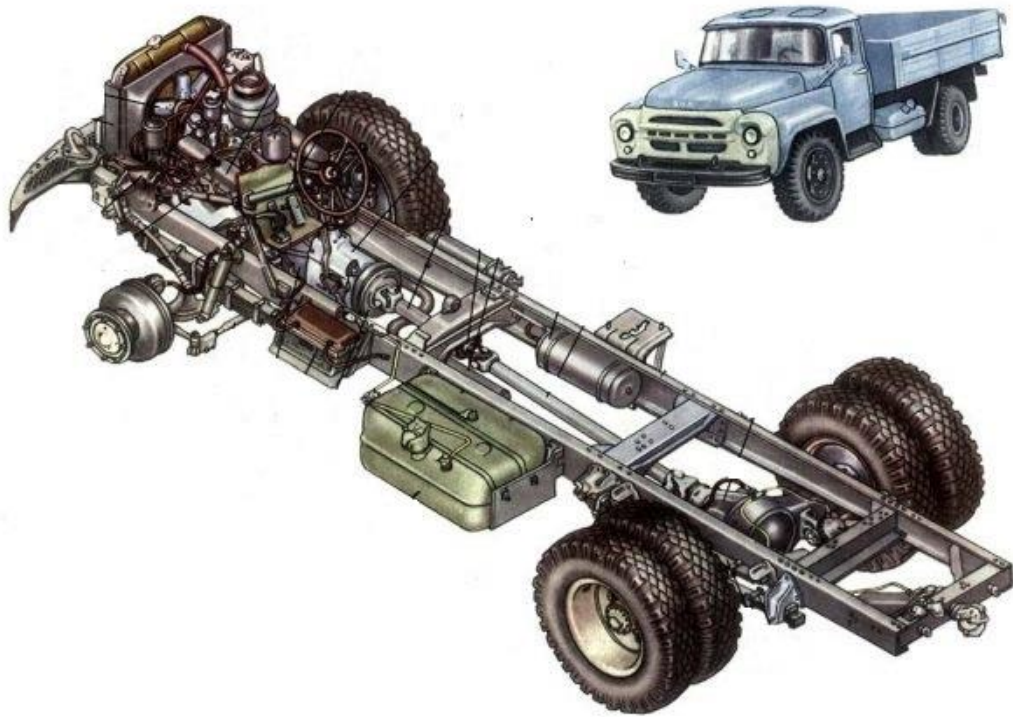


Рис. 1.4. Шасі вантажівки ЗІЛ, [2]

Ходова частина автомобіля складається з рами, двох мостів, з'єднаних з рамою підвіскою, і коліс.

Несуча конструкція. Рама являє собою конструкцію з двох подовжніх і чотирьох поперечних балок. Усі основні механізми та агрегати встановлені на ній. Балки швелерного перерізу штампують зі сталі. Подовжні балки у середній частині (де діють найбільші навантаження) мають ширший переріз відносно інших частин. Подовжні та поперечні балки з'єднані заклепками, для підвищення параметрів жорсткості рами встановлюються косинці. Для встановлення таких вузлів і агрегатів як крила, підніжки, паливний бак, ресори, передній буфер, буксирні гаки і буксирний пристрій позаду на рамі встановлені кронштейни.

Передня вісь виготовлена у вигляді двотаврової балки з відігнутими кінцями, на яких шворнями до провущин закріплені шарнірно-поворотні цапфи. Шворінь встановлений в провущинах осі нерухомо конічним стопорним штифтом з гайкою.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Поворотні цапфи мають по дві провусини з бронзовими втулками і вільно обертаються на шворні. Для полегшення обертання між провусиною і кінцем осі встановлено опорний підшипник. На осі цапф на двох конічних роликових підшипниках встановлена маточина колеса.

Шворні поворотних цапф мають поздовжній і поперечний нахил, що спрощує процес керування автомобілем через те, що колеса під час обертання намагаються встати в таке положення, за якого автомобіль рухається по прямій траєкторії. Маточини передніх коліс встановлені на двох конічних роликових підшипниках і кріпляться гайками, які потім шплінтуються або стопоряться і у деяких випадках накриваються ковпаком.

Задній міст. Задньою віссю у автомобіля ЗІЛ слугує картер головної передачі, відлитий з ковкого чавуну, з кожухами піввісей.

Маточини задніх коліс, встановлюються на двох роликових конічних підшипниках і кріпляться гайкою, що стопориться і утримується контргайкою.

Підвіска. Підвіска автомобіля складається з пружних елементів (листових ресор) і амортизаторів.

Передня підвіска виконана на 2-х поздовжніх напівеліптичних одноушкових ресорах та гідравлічних телескопічних амортизаторах, з гумовими буферами обмеження ходу, з ковзними задніми кінцями ресор. Вона має стабілізатор поперечної стійкості, який збільшує кутову жорсткість підвіски, знижуючи кут крену підресореної частини автомобіля під дією поперечної (бічної) сили, підвищує стійкість цієї вантажівки.

На листах ресор під час штампування залишають подовжні виступи та поглиблення, які перешкоджають їх непередбаченому переміщенню під час експлуатації. Також в листових ресорах між листами під дією зовнішніх навантажень виникає тертя, тому їх поверхню змазують графітним мастилом.

Задня підвіска також виконана на 2-х поздовжніх напівеліптичних одноушкових ресорах, гідравлічних телескопічних амортизаторах. Кінці ресор - ковзні. І також має стабілізатор поперечної стійкості.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пом'якшення ефекту коливань на автомобілі ЗІЛ використовуються рідинні амортизатори, які працюють за принципом опору перекачування рідини з однієї ємності в іншу через вузькі канали. Амортизатори телескопічні, двосторонньої дії та надають необхідний опір під час стискання і віддачі ресор.

У циліндрі знаходиться поршень 23 зі штоком 11. Шток у верхній частині має провущину, яка з'єднана з кронштейном рами. У поршні розміщені перепускний клапан та клапан віддачі з пружиною. При прогинанні ресори відбувається стиснення, поршень переміщається вниз і рідина через перепускний клапан перетікає в порожнину над поршнем. Так як у порожнині над поршнем поміщений шток, що займає певний об'єм, і вся рідина поміститися не може, то частина рідини з порожнини під поршнем, долаючи опір пружини, відкриває клапан стиснення і перетікає в порожнину між кожухом і стінкою циліндра. Опір перетіканню рідини, що створюється клапанами та каналами, забезпечує необхідний опір амортизатора при стисканні.

При віддачі ресори амортизатор розтягується, і в порожнині над поршнем створюється тиск, під впливом якого перепускний клапан закривається, і у поршні відкривається клапан віддачі. Рідина через отвір у поршні та клапан віддачі надходить до порожнини під поршнем. Крім того, частина рідини через впускний клапан надходить із резервуара в ту ж порожнину. Опір перетіканню рідини в амортизаторі при віддачі ресори більше ніж при стисканні.

Для заповнення даного типу амортизаторів рекомендується амортизаторна рідина АЖ-10, АЖ-12, масло веретенне АУ, суміш трансформаторного і турбінного мастил 50 % на 50 %.

Колеса складаються з диска і обода. Обод має пласку форму та два бортових кільця: зйомне бортове, нероз'ємне і закріплене на ободі замковим роз'ємним кільцем.

На задню вісь з кожного боку встановлюють по два колеса. Внутрішні колеса закріплені на шпильках ковпачковими гайками з внутрішньою та зовнішньою різзю, а зовнішні колеса - гайками з конусом. Для запобігання самовідпусканню

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гайок під час прискорення та гальмування автомобіля гайки лівої сторони мають ліву різь, а гайки правої сторони – праву різь.

Ресори та амортизатори не можуть вберегти автомобіль від дрібних поштовхів, що виникають під час контакту коліс із невеликими нерівностями. Для поглинання слабких поштовхів та пом'якшення ударів під час наїзду на перешкоди застосовують пневматичні шини. Пом'якшення ударів та поглинання дрібних поштовхів здійснюється за рахунок стислого повітря в шинах та їх пружності.

Пневматична шина складається з покриття, камери та ободної стрічки. Головною та найбільш складною частиною шини є покриття, яка захищає камеру від пошкоджень та забезпечує зчеплення колеса з дорогою. Основними матеріалами при виготовленні покриття є гума та спеціальна тканина (корд) з дуже міцних поздовжніх ниток (основи) та розріджених поперечних (качка).

Покриття складається з каркасу, бігової доріжки (протектора), бічної та бортової частин. Каркас виготовлений з декількох шарів тканин (корд) із гумовими прошарками між ними. У покриттях діагональної побудови нитки корда розташовані під кутом одна до одної. Вздовж кола по бігівій частині прокладено протекторний шар із міцної зносостійкої гуми. Для кращого зачеплення коліс з дорогою у поверхні протектора зроблено поглиблення, що утворюють протекторний малюнок. Форма малюнку визначається умовами роботи автомобіля. Для якісних доріг застосовують шини з дрібним дорожнім рисунком, а для доріг з дефектами покриття та бездоріжжя – з великим спрямованим рисунком.

Камера виготовлена у вигляді еластичного кільцевого гумового рукава. Для наповнення камери повітрям та видалення його у разі потреби, камера має вентиль, який складається з корпусу, золотника та ковпачка. Корпус вентиля виготовлений з латуні у вигляді трубки з фланцем і закріплений у камері за допомогою спеціальних шайби та гайки.

Золотник – це клапан, що пропускає повітря лише усередину камери; складається він з ніпелю, клапана з гумовим кільцем, стрижня та пружини. Золотник загорнуть усередину корпусу вентиля і зверху закритий ковпачком.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Гальмівна система призначена для зниження швидкості руху автомобіля та до повної його зупинки, забезпечення його нерухомості під час стоянки. У процесі гальмування кінетична енергія автомобіля переходить у роботу тертя між фрикційними накладками та гальмівним барабаном або диском, а також між шинами та дорогою. Робоча гальмівна система - з барабанними механізмами (діаметр 420 мм, ширина передніх накладок 70, задніх - 140 мм, кулачковий розжим) з двоконтурним пневматичним приводом, з регулятором гальмівних сил. Гальмівні камери: передні – типу 16, задні – типу 24/24 з пружинними енергоаккумуляторами. Гальмо стоянки - на гальма задніх коліс від пружинних енергоаккумуляторів, привід – пневматичний. Запасна гальмівна система - поєднана зі стоянковою.

1.1.2. Вантажівка КамАЗ-5320

Рама КамАЗ штампована, клепана, складається з двох лонжеронів швелерного перерізу, змінних по довжині, з'єднаних поперечками. Лонжерони виготовлені з низьколегованої смугової сталі товщиною 8 мм. Максимальний перетин лонжерону 262x80 мм (рис. 1.6).

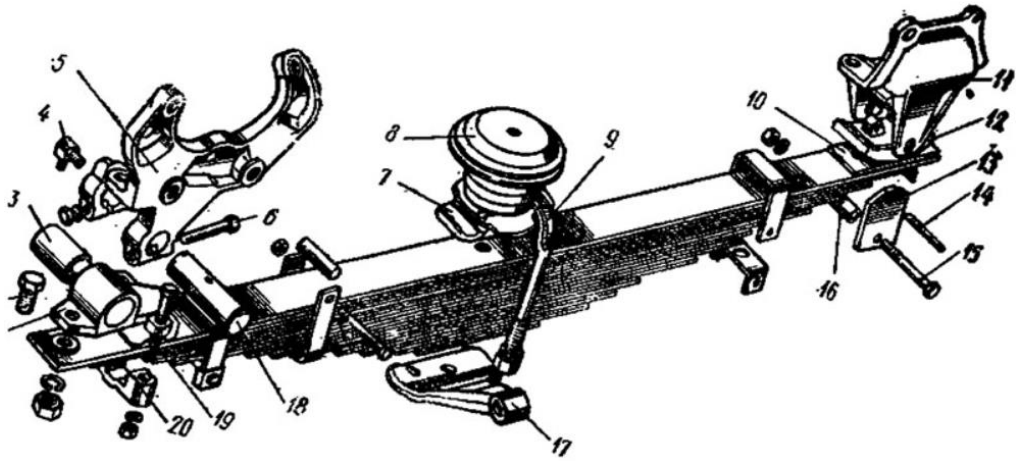
У передній частині рама має передній буфер з двома буксирними вилками.

На задній поперечці рами автомобілів КамАЗ-5320, встановлено тягово-зчіпний пристрій з гумовими пружними елементами, що забезпечують двосторонню амортизацію.

Підвіска. Передня підвіска автомобілів складається з двох листових ресор та двох телескопічних амортизаторів.

Ресора передньої підвіски автомобіля КамАЗ-5320 (рис. 1.7) набрана з 15 листів. Корінний лист ресори прямокутного перерізу, інші ж Т-подібного що призводить до зменшення маси ресори на 7...10 % за збереження її характеристик. Передній кінець ресори за допомогою вушка 1 і пальця 18 з'єднаний з кронштейном 5 рами. Відокремлене вушко 1 прикріплене до корінного листа ресори болтом 2 і накладкою 20, яка закріплена на вушці двома болтами 19.

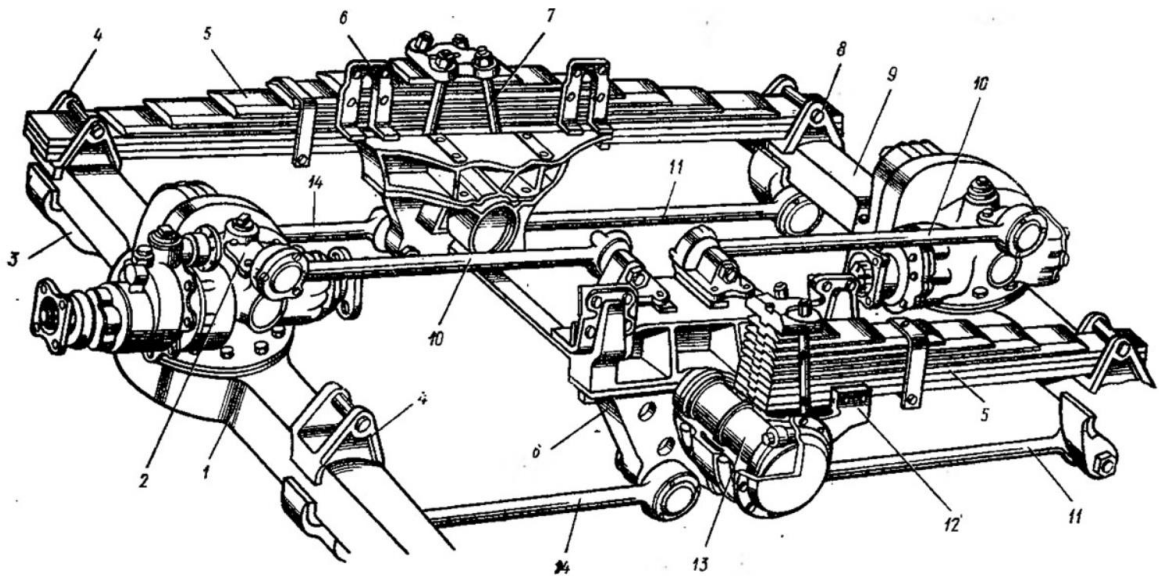
					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14



1 - зйомне вушко; 2 - болт; 3 - втулка; 4 - прес-маслянка; 5 - передній кронштейн 6 - болт; 7 - накладка передньої ресори; 8 - чашка основного буфера; 9 – стремянка; 10 - накладка листа; 11 - задній кронштейн; 12 – сухар; 13 - вкладиш заднього кронштейна; 14 - палець сухаря; 15 - болт; 16 - втулка розпору; 17 - кронштейн амортизатора; 18 - палець; 19 - болт; 20 - накладка вушка;
 Рис. 1.7. Ресора передньої підвіски автомобіля КамАЗ-5320, [8]

Для виключення жорстких ударів переднього моста по рамі до нижніх полиць лонжеронів прив'язані гумові буфери 8.

Задня підвіска автомобіля КамАЗ-5320 представлена на рисунку 1.8.



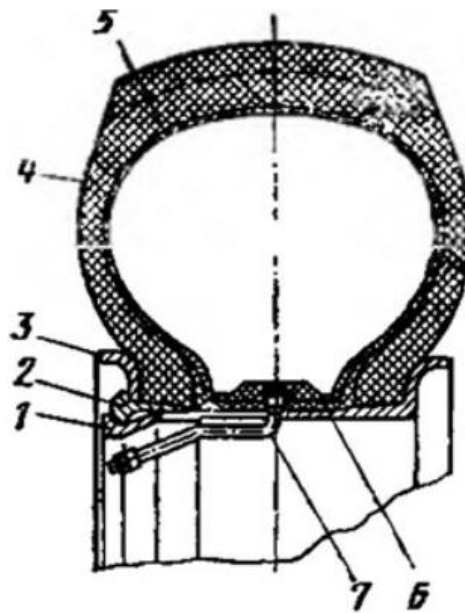
7 - середній міст; 2 - кронштейн верхньої реактивної штанги; 3 - кронштейн нижньої реактивної штанги; 4, 8 - кронштейни встановлення ресори; 5 - ресора; 6 - кронштейн підвіски; 7 - стремянки ресори; 9 - задній міст; 10 - верхня реактивна штанга; 11 - нижні реактивні штанги; 12 - хитка опора; 13 - вісь опори;
 Рис. 1.8. Задня підвіска автомобіля КамАЗ-5320, [9]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Хитка опора 12 вільно (на втулці) встановлена на осі 13, закріпленій в кронштейні 6. До опори 12 стремлянками 7 прикріплена ресора 5. Своїми кінцями ресора через кронштейни 4 і 8 спирається на балки середнього та заднього мостів. Оскільки поздовжнє переміщення кінців ресори в кронштейнах 4 і 8 необмежено, вона розвантажена від передачі поздовжніх зусиль та моментів, що діють у поздовжній площині, але сприймає бічні зусилля.

Поздовжні сили і моменти передаються системою реактивних штанг - верхніх 10 і нижніх 11 і 14. Кожна зі штанг шарнірно з'єднується з балкою мосту та з рамою автомобіля. Таким чином балансирна підвіска утворює складну багатоланкову систему, необхідна кінематика якої забезпечується великою кількістю шарнірних з'єднань.

Колеса. До передньої осі та задніх мостів кріпилися бездискові колеса зі зйомними бортовими та замковими кільцями (рис. 1.9).



1 - обід; 2 - замкове кільце; 3 - бортове кільце; 4 - покриття;
5 - камера; 6 - стрічка ободу; 7 - вентиль;

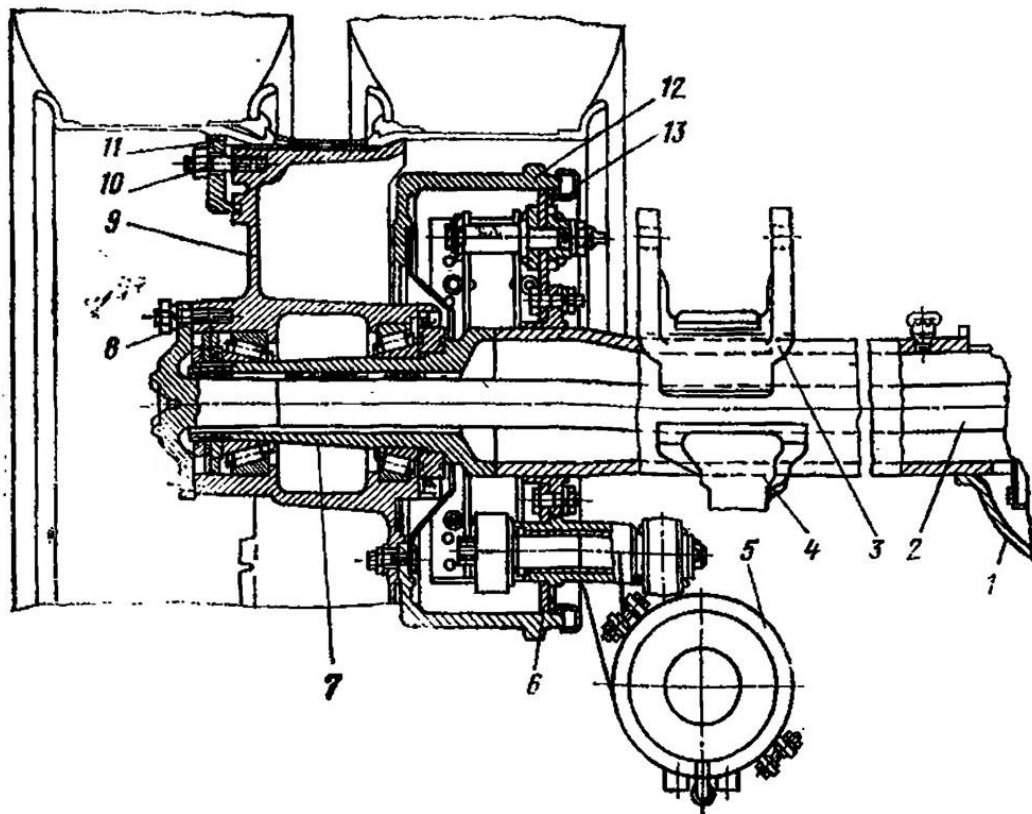
Рис. 1.9. Колесо автомобіля КамАЗ-5320, [10]

На автомобілі КамАЗ-5320 встановлені пневматичні камерні шини типу 260*508Р з універсальним рисунком протектора. Радіальне (Р) розташування ниток каркасу шини підвищує їх еластичність, зменшує нагрівання та втрати при коченні колеса. Ширина профілю шини при номінальному тиску повітря в ній 260 мм,

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

внутрішній діаметр шини 508 мм. Номінальний тиск повітря в шинах передніх коліс 730 кПа (7,3 кгс/см²) середніх та задніх осей 500 кПа (5.0 кгс/см²). Максимальне статичне навантаження на шину не повинно перевищувати 22 500 Н (2250 кгс). Для зменшення зносу шин, поліпшення керованості та зниження динамічних навантажень колеса балансуються за допомогою вантажів, що встановлюються на бортових кільцях обода. Дисбаланс не повинен перевищувати 30 Н*см (3 кгс*см).

Колеса зйомні, бездискові зі шпичевими маточинами, розбірні, встановлюються на конічні поверхні п'яти шпичь (рис. 1.9) і кріпляться за допомогою гайок 10 і притисків 11. Між ободами здвоєних коліс середньої та задньої осей встановлюються розпірні кільця. Кожне колесо складається з обода та шини. Обід 1 (рис. 1.9) колеса має конічну поверхню, що забезпечує щільну посадку шини, і оснащений замковим 2 та бортовим 3 кільцями.



1 - кришка картера головної передачі; 2 - піввісь; 8 - опора ресори; 4 - кронштейн реактивної штанги; 5 - гальмівна камера; бсупорт з гальмівним механізмом у зборі; 7 - цапфа маточини колеса; 8 - шпилька кріплення півосі; маточина; 10 гайка кріплення коліс; 11 - притиск; 12 - гальмівний барабан; 13 – щиток;

Рис. 1.10. Ведучі (середній та задній) мости автомобіля КамАЗ-5320, [11]

						ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			18

При плавній віддачі шток із поршнем переміщається вгору. Рідина перетікає в простір під поршнем через отвори в ньому і калібровані отвори в клапані 7. Крім того, частка рідини повертається з компенсаційної порожнини через клапан віддачі 4. При різкій віддачі перетікання рідини забезпечується відкриттям клапана віддачі 7. Ступінь відкриття клапана віддачі залежить від різкості ходу віддачі: що більш різка віддача, то більше відходить клапан від свого сідла.

Гальмівна система. Бортова вантажівка КамАЗ-5320 отримала кілька систем гальм: робочу, допоміжну та запасну. Гальмівні механізми всіх коліс – барабанного типу із двома колодками. Привод робочого гальма – пневматичний, двоконтурний, з роздільною дією для коліс передньої осі та коліс заднього візка.

На стоянці вантажівка утримувалась гальмівними механізмами коліс заднього візка, які в цьому випадку приводилися в дію від пружинних енергоаккумуляторів, встановлених на мосту.

Механізми допоміжного гальма КамАЗ-5320 встановлені у приймальних трубах глушника. Їхня дія заснована на створенні протитиску в системі випуску газів за допомогою заслінок, які перекривають прохідні перерізи.

Управління робочими гальмами водій здійснював із кабіни за допомогою підлогової педалі, яка пов'язана важелями та тягами із двосекційним гальмівним краном.

1.1.3. Вантажівка

Рама автомобіля клепано-зварна, лонжерони швелерного типу з'єднані між собою штампованими поперечками. Спереду рами прикріплені кронштейни зі шворнями для можливості приєднати жорсткий буксир типу трикутник, а посередині першої поперечки встановлений палець для можливості приєднати м'який або жорсткий буксир.

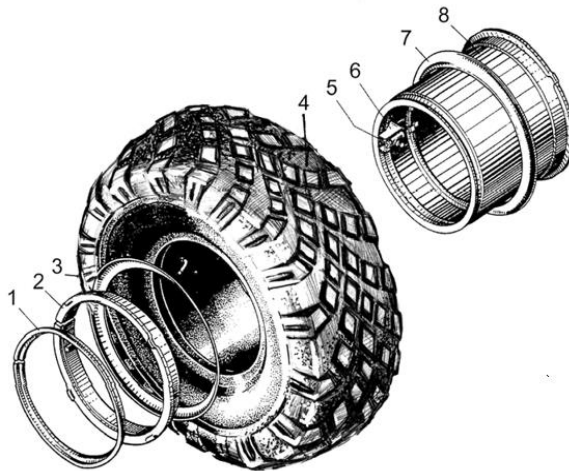
На задній поперечці у двосторонньому амортизаційно-поглинальному пристрої встановлено тяговий гак. У задній частині рами до лонжеронів прикріплено буфери. Для роботи автомобіля з причепом необхідно на тяговий гак

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проміжний та задній мости утворюють візок, пов'язаний з рамною системою з шести реактивних штанг, по три на кожен міст: двох нижніх 8 та однієї верхньої 3, які сприймають зусилля від реактивного та гальмівного моментів та передають на раму штовхаючі зусилля. Реактивні штанги з'єднуються з кронштейнами кульовими пальцями 23.

Колеса. На автомобілі встановлено бездискові колеса з широко профільними камерними шинами.

Колеса (рис. 1.14) встановлюються на конічні поверхні бездискових маточин і кріпляться до них шістьма притисками.



1 - кільце замкове; 2 - зйомне посадкове кільце; 3, 7 - бортові кільця; 4 - шина з камерою та ободною стрічкою; 5 - колісний кран; 6 - кожух захисний; 8 - обідні колеса;

Рис. 1.14. Колесо, [14, с. 76]

Болти і гайки всіх коліс мають праве різьблення. При затягуванні гайок кріплення коліс необхідно спочатку затягнути верхню гайку, а потім діаметрально протилежну їй. Інші гайки потрібно затягувати також попарно (хрест-навхрест). Рекомендується затягувати гайки в кілька прийомів, намагаючись не перекосити колесо.

Шини 4 являють собою пневматичні балони низького тиску з спрямованим рисунком протектора підвищеної прохідності.

Гальмівна система. Автомобіль обладнаний робочою гальмівною системою, що діє на гальмівні механізми всіх коліс, запасною гальмівною системою, функцію якої виконують контури робочої гальмівної системи (попарно),

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

гальмівною стоянковою системою, що діє на колеса заднього та проміжного мостів. встановленої у системі випуску відпрацьованих газів.

На автомобілі може встановлюватися антиблокувальна система (ABS).

Робоча гальмівна система. Гальмівні механізми барабанного типу з двома внутрішніми симетричними колодками та кулачковим розтиском. До зовнішніх поверхонь колодок приклепані фрикційні накладки. Колодки гальмівних механізмів передніх коліс спираються на одну вісь, встановлену в супорті, а задніх гальмівних механізмів на дві осі. У стані спокою колодки стягуються пружинами, внаслідок чого вони завжди притиснуті до розтискного кулачка, а при гальмуванні розсуваються кулаком і притискаються до внутрішньої поверхні гальмівного барабана. На шліцевих кінцях розтискних кулаків встановлені регулювальні важелі, з'єднані вилками зі штоками гальмівних камер.

Криволінійна поверхня розтискного кулака забезпечує можливість плавного регулювання зазору між барабаном і колодками до повного зношування (до головок заклепок) фрикційних накладок.

Допоміжна гальмівна система. Дросельного типу, компресійна з пневматичним приводом, призначена для зменшення енергонавантаженості гальмівних механізмів робочої гальмівної системи. При її використанні гальмування автомобіля здійснюється непрацюючим двигуном (коли подача пального вимкнена) за рахунок підвищення протитиску у випускному такті двигуна.

Вона встановлена в системі випуску газів, що були відпрацьовані, і складається з чавунного корпусу із заслінкою, яка вільно обертається в підшипниках. Заслінка з'єднана з вилкою штока циліндра включення допоміжної гальмівної системи.

Управління здійснюється педаллю. При натисканні на педаль відкривається пневмоклапан і повітря надходить в силовий циліндр двигуна і в циліндр увімкнення допоміжної гальмівної системи. Зв'язок між силовим циліндром зупинки двигуна та циліндром увімкнення допоміжної гальмівної системи

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

виконано так, що при натисканні на педаль спочатку вимикається подача пального, а потім закривається гальмівна заслінка. При відпущеній педалі спочатку відкривається заслінка, а потім вмикається подача пального.

Стоянкова гальмівна система. Призначена для фіксації автомобіля в нерухомому стані під час зупинок та на стоянці, а також для гальмування під час руху у разі відмови приводу робочої гальмівної системи. Гальмування здійснюється за допомогою робочих гальмівних механізмів заднього та проміжного мостів автомобіля. Привід гальмівних механізмів здійснюється за допомогою попередньо стиснених енергією повітря пружин енергоакумуляторів гальмівних камер. Управління стоянковою (запасною) гальмівною системою здійснюється за допомогою крана з ручним керуванням, встановленого з лівого боку сидіння водія. Кран зворотної дії. Гальмування відбувається під час випуску повітря з енергоакумуляторів.

1.2 Співставний аналіз ходових частин вантажівок

В підрозділі 1.1 розглянуто ходові частини трьох вантажних автомобілей, виготовлених різними заводами для різних цілей, та з певним проміжком у часі. В цьому підрозділі буде проведено певний аналіз відмінностей та збігів у конструкції ходових частин цих автомобілів.

Рама. Конструкція рами у всіх представлених автомобілях не дуже різниться. За способом виготовлення вони штамповані, клепані, зі швелерним поперечним перерізом, який збільшує свою площу в тих частинах, де потребується компенсація більших навантажень, що виникають під час експлуатації.

Перевагами несучих конструкцій рам вантажівок КамАЗ та КрАЗ в порівнянні із ЗІЛ є наявність гумових буферів між рамою на нижніх полицях лонжеронів та мостами для зменшення ударних навантажень, що виникають через взаємодію рами, коліс та кузова. Також до переваг відноситься наявність тягово-зчіпного пристрою, що надає ходовій частині цих вантажівок ще більшого функціоналу. Особливо уважно до цього питання поставилися інженери, що розробляли конструкцію ходової частини вантажівки КрАЗ.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підвіска розглянутих вантажівок загалом складається з пружних елементів (ресор) та амортизаторів, певним чином відрізняючись у деяких конструктивних рішеннях що до їх використання.

Передня підвіска автомобілей складається з двох поздовжніх напівеліптичних ресор та двох телескопічних гідравлічних амортизаторів. Ресори вантажівок КамАЗ і КраЗ складаються з одного корінного листа прямокутного перерізу і всіх інших Т-подібного, що обумовлено зменшенням маси ресор. Передня підвіска ЗІЛ має стабілізатор поперечної стійкості, що робить його більш стійким.

Задня підвіска ЗІЛ також має стабілізатор поперечної стійкості. Підвіски КамАЗ та КраЗ не сприймають поздовжні навантаження через особливості свого розташування на мостах. В обох вантажівках ресори мають якомога меншу жорсткість встановлення та експлуатації. Створюються умови для того, щоб ресори сприймали лише вертикальні навантаження, уникаючи чи сприймаючи не в повній мірі поздовжні та поперечні напруження, за рахунок хитких опор, вільного спірання, реактивних штанг та багатоланкової системи балансірів.

Колеса. Вантажівки КамАЗ та КраЗ оснащені бездисковими широко профільними колесами з пневматичними шинами і високопрохідним рисунком протектора. Колеса ЗІЛ складаються з диска і обода. Бездискові колеса в порівнянні з дисковими мають меншу масу (на 10...15 %) більш зручні при монтажі та демонтажі в разі виконання ремонтних робіт з шинами, забезпечують найкращі умови охолодження гальмівних механізмів. В даний час такі колеса дедалі ширше застосовують на великовантажних автомобілях і автобусах, [8].

Гальмівна система ЗІЛ у порівнянні з двома іншими розглянутими вантажівками має доволі примітивний устрій. Різноманіття режимів та пристосувань гальмівних системи КамАЗ та КраЗ відкривають більший спектр функцій, якими можна скористатися у різноманітних ситуаціях, що можуть трапитися на дорозі. Зокрема можна прослідкувати переваги робочих та стоянкових гальм під час аналізу конструктивних рішень, що були прийняті,

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

наприклад, криволінійність поверхні розтискного кулака, що дозволяє плавне регулювання зазору між гальмівним барабаном і колодками.

1.3 Тенденції розвитку ринку ходових частин в Україні

Для точного розгляду подібної теми необхідна повноцінна статистика, яка показувала б яку кількість автомобілів використовують на цей час в Україні. Проте такої статистики на цей момент часу не існує, що ускладнює справу. Проте зробити певні висновки можливо за допомогою деяких способів.

Розпочнемо з того, що не піддається сумніву, а саме: майже повна відмова від використання однострубних амортизаторів (рис. 1.15, а) в якості елемента, призначеного для гасіння коливань, які викликані дорожніми нерівностями і реакцією на них пружних елементів підвіски. Це зумовлено нездатністю однострубних амортизаторів протидіяти коливанням під час розтягування, на відміну від двотрубних (рис. 1.15, б), які здатні виконувати свої функції як під час стискання, так і під час розтягування.

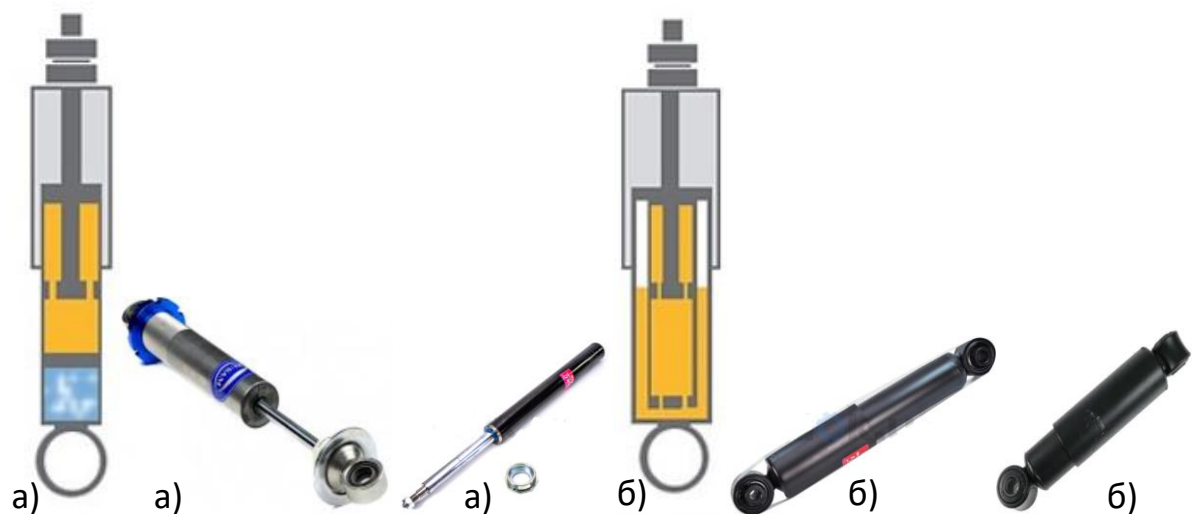


Рис. 1.15. Амортизатори однострубні (а) і двотрубні (б), [44]

Лонжеронні (а) і хребтові (б) рами (рис. 1.16). З розділу 1.2 бачимо, що хребтові рами не використовувалися на жодній з розглянутих вантажівок. Схожа ситуація проглядається і на сучасному ринку вантажних автомобілів. Так хребтова рама завдяки своїй конструкції має більший опір крученню. Проте через ту саму конструкцію вона має проблеми з обслуговуванням механізмів трансмісії, які

проходять через основну трубу несучої частини, що значно підвищує вартість експлуатації вантажівок з подібною несучою частиною.



Рис. 1.16. Рами вантажівок лонжеронні (а) і хребтові (б), [37], [38]

Підвіска автомобілів ділиться на два основних типи: залежна (рис. 1.17) і незалежна (рис. 1.18). На вантажівках в переважній кількості використовуються залежна підвіска, через простоту конструкції та обслуговування і надійності. Незалежна підвіска надає більшої плавності ходу та стійкості автомобілю, завдяки своїй конструкції, коли колеса не з'єднані між собою мостом, а кріпляться до рами чи кузова незалежно одне від одного, але подібні конструкції на даний момент дуже складні і коштовні для масового впровадження, тому використовуються в більшості в якості передньої підвіски легкових автомобілів.

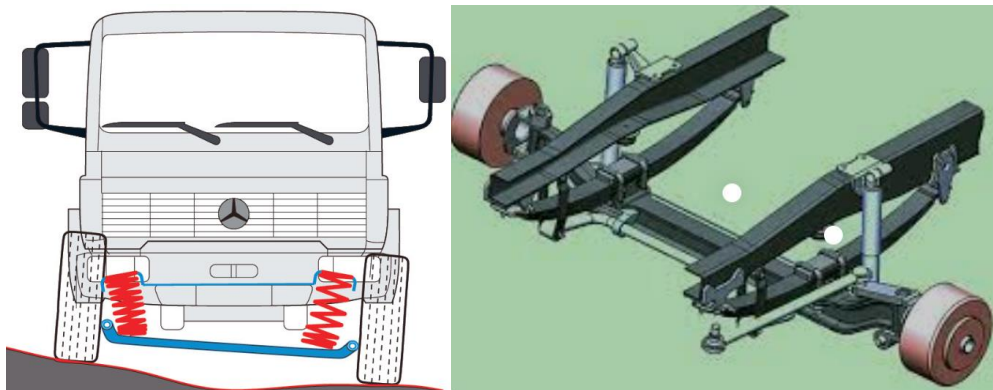


Рис. 1.17. Залежна підвіска, [34]



Рис. 1.18. Незалежна підвіска, [35], [36]

Тепер ми переходимо до питань, на які не можливо відповісти однозначно – які підвіски в залежності від пружних елементів найбільш розповсюджені (рис.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

1.17, рис. 1.18) і які типи коліс використовуються частіше дискові (рис. 1.19) чи бездискові (рис. 1.20).



Рис. 1.19. Дискове колесо і диски колеса, [40]



Рис. 1.20. Бездискове колесо і складальний обід колеса, [39]

Для відповіді на ці запитання звернемося до долі ринку лідерів постачальників вантажівок в Україні. За даними джерела [33] бачимо, що лідерами є такі постачальники як МАЗ, MAN, Scania, Ford Trucks, записані в порядку зменшення частки ринку. Для визначення частки вітчизняного виробництва подивимося на кількість виробленої і проданої продукції заводом КрАЗ, [32]. Щоб не перевіряти всі автомобілі, які є на продаж у постачальників на використання у конструкції їх ходових частини тих елементів, які нас цікавлять, розглянемо

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

наприклад 30 вантажних автомобілів, і в процентному відношенні визначимо, на якій частині вантажівок ті чи інші елементи використовуються.

На основі подібного аналізу джерел [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32] складено таблицю 1.1 і рисунки 1.21 та 1.22.

Таблиця 1.1

Марка автомобіля	Частка ринку,%	Колеса		Підвіска		
		Дискові,%	Бездискові,%	Ресорна,%	Пневматична,%	Пружинна,%
МАЗ	21,5	22	78	72	28	-
MAN	10	100	-	-	87,5	12,5
Ford Trucks	7,5	100	-	15	79	4
Scania	9	100	-	-	92	8
КрАЗ	4,5	10	90	98	2	-

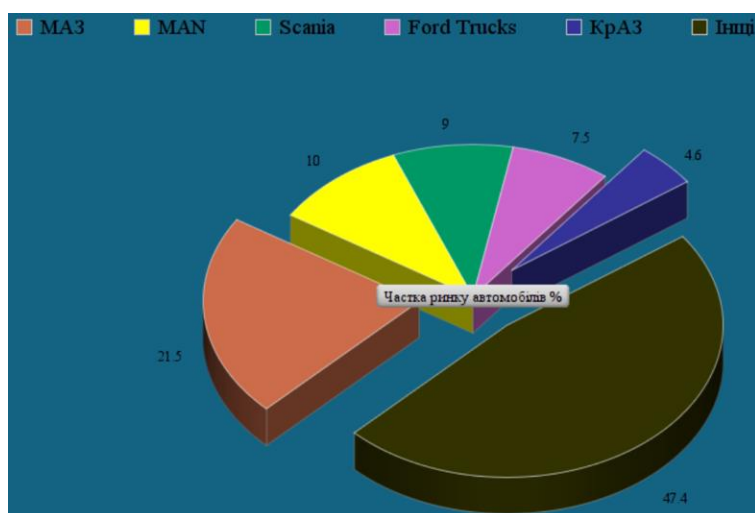


Рис. 1.21. Діаграма часток ринку постачальників вантажівок

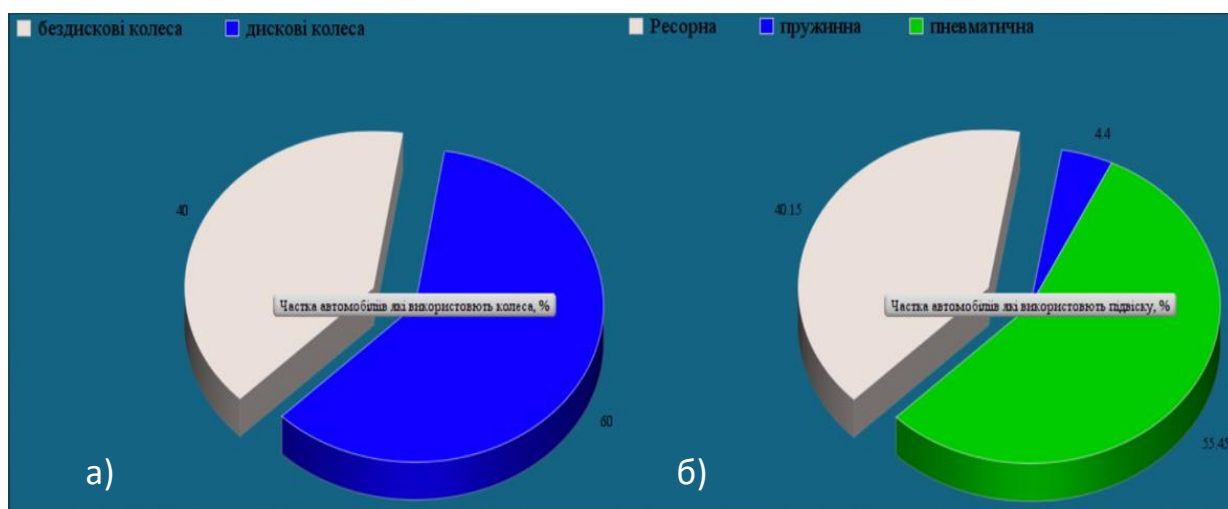


Рис. 1.22. Частки коліс (а) і підвісок (б), які пропонуються лідерами постачальниками

Ми не можемо сподіватися на точність результатів, оскільки спираємося не на офіціальну статистику, проте точність не є самоціллю. Метою аналізу є прослідити загальну ситуацію. Як ми можемо бачити найбільший постачальник вантажівок МАЗ має більшу частину автомобілів, оснащених бездисковими колесами та ресорами, як пружним елементом підвіски. І хоча, якщо скласти частки ринку вантажівок, де переважно застосовуються дискові колеса з пневматичною підвіскою, ми і побачимо перевагу над вітчизняним виробником Вона буде не критична. Це свідчить, що наше сучасне економічне становище не дозволяє нам перейти на більш комфортні і дорогі західні стандарти в напрямку внутрішнього споживання продукції вантажного транспорту, як, наприклад, використання пневматичної підвіски і дискових коліс, які дозволяють ефективно використовувати безкамерні шини (рис. 1.23). Проти широкого застосування пневматичної підвіски також виступає її вразливість перед забрудненням, що є суттєвим недоліком в країні, велику економічну ділянку якої займає аграрний сектор промисловості.

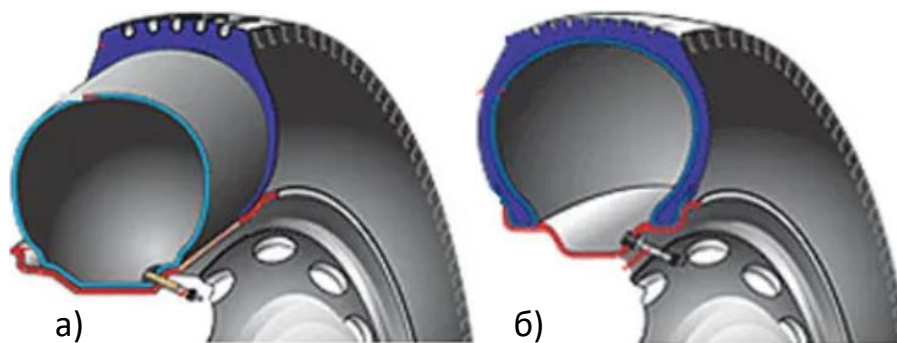


Рис. 1.23. Камерні (а) та безкамерні (б) шини, [41]

1.4 Теорія руху автомобіля

Рух автомобіля на дорозі — це система, яка складається з поступального руху на прямих, обертання навколо вертикальної та горизонтальної осей під час руху на кривих, коливання у поздовжньому і поперечному напрямках, зумовлених нерівностями покриття, тощо. Режим руху визначають динамічні якості автомобіля, дорожні умови та індивідуальні особливості водіїв. Якісне освоєння прийомів безпечного керування можливе лише за умови знання і уявлення суті процесів, які відбуваються під час його руху за різних дорожніх умов, [15].

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Під час роботи ДВЗ крутний момент двигуна передається через трансмісію на колеса автомобіля. В результаті виникнення сил, які штовхають транспорт вперед, виникають сили протидії, які намагаються його відкинути назад, наприклад колові сили, які виникають під час обертання коліс, що контактують з дорожнім покриттям. В результаті подолання автомобілем сил протидії руху, виникає сила тяги, яка змінюється залежно від крутного моменту двигуна, способу його зміни і особливостей трансмісії.

Від сили тяги автомобіля залежить, буде рухатись транспорт з прискоренням чи з уповільненням. Це залежить від того, перебільшує вона сили опору руху автомобіля чи ні відповідно. Якщо сила тяги урівноважує сили опору руху, тоді автомобіль буде рухатись з постійною швидкістю.

Сила тяжіння автомобіля впливає на силу зчеплення коліс з дорожнім покриттям, яка, в свою чергу, є однією з найважливіших умов (зчеплення коліс з дорогою) для пересування автомобіля. На неї впливають: вертикальні навантаження на колеса, стан дорожнього покриття, тиск в камерах, рисунок протектора шин, їх стан.

Перелік сил, які потрібно здолати для пересування автомобіля: сила опору коченню опорно-ходових пристроїв, повітря, сила інерції, сила опору підйому і відцентрова сила. Під дією прикладеного до ведучих коліс крутного моменту створюється сила обертання, спрямована на переміщення назад верхнього шару дорожнього покриття. З боку дороги на колесо діє така сама за величиною сила, спрямована на подолання сил опору і зрушення колеса. Від коліс передається на ведучий міст тягова сила, яка, в свою чергу, пов'язана з несучою конструкцією, що змушує автомобіль рухатись. Чим більший крутний момент двигуна і передавальні числа коробки передач і головної передачі, тим більше сила тяги (якщо порівнювати на ідентичних навколишніх умовах).

Маса автомобіля — головний чинник, який впливає на силу опору коченню: чим більша маса, тим більший і опір дороги. Другим важливим фактором, який визначає силу опору коченню, можна вважати дорожнє покриття. Рух автомобіля

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

грунтовою дорогою вимагає значної сили тяги, оскільки під час руху ґрунт піддається деформації і опір коченню зростає. Під час такого руху колеса автомобіля ущільнюють ґрунт, частина якого розповзається по краях колії і колеса починають «втопати» у ґрунті, що призводить до контакту коліс із значно більшою площею ґрунту, що призводить до збільшення тертя між шинами коліс і краями колії, а значить, до збільшення опору кочення. Рухаючись по дорогах з твердим покриттям шини деформуються, що створює сили внутрішнього тертя, що перешкоджає рухові і долається силою тяги.

Опір повітря залежить від його густини, швидкості з якою переміщуються повітряні маси, швидкості руху автомобіля, його аеродинамічних параметрів. Сила опору повітря може змінитися, якщо на автомобілі розташований певний вантаж (що сприяє зміні його аеродинамічних якостей) та зі зміною швидкості руху. Внаслідок завихрення потоків повітря між причепом і тягачем суттєво збільшиться сила опору автомобіля під час використання причепів, а також збільшення зовнішньої поверхні тертя. Причепи збільшують опір повітря на чверть порівняно з поодиноким автомобілем. На етапі конструювання автомобіля зменшити опір повітря можна підвищивши обтічність кузова автомобіля.

Сила інерції на пряму залежить від фактичної маси автомобіля, на неї впливає і маса багажу, і маса пасажирів, і маса самого автомобіля. Сила інерції має найбільший вплив під час спроби автомобіля вийти з урівноваженого стану, а саме: під час початку руху, під час прискорення та уповільнення, для прикладу: під час прискорення виникає сила інерції, яка перешкоджає розвитку швидкості, перетворюючись на силу опору руху. Ступінь прискорення руху автомобіля прямо впливає на силу інерційного опору руху. Вміння правильно відчувати та обережно ставитися до автомобіля під час початку руху, звертаючи увагу на вплив інерційних сил, є показником досвідченості та професіоналізму водія. Багатьом доводилось спостерігати, як водії з незначним стажем керування намагаються різко стартувати від світлофора, що призводить до пробуксовування чи зупинки автомобіля. Такі необережні дії можуть призвести до пошкодження вантажу або навіть деяких

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перевантажень спряжних деталей автомобіля. Як правило, прискорення не перевищують $0,5 \dots 1,5 \text{ м/с}^2$ під час розгону, а максимального значення досягають під час виходу з небезпечних ситуацій, під час інтенсивного обгону, подолання крутих підйомів.

Під час подолання підйому витрачається велика кількість енергії двигуна через силу опору підйому і кут нахилу дороги відносно горизонталі. Через нерівномірність дороги, різні елементи якої мають різний нахил, рух автомобіля теж перестає бути рівномірним. Насамперед це стосується пересіченої місцевості.

Рух автомобіля на прямолінійних ділянках дороги відрізняється від руху на криволінійних тим, що виникає відцентрова сила, яка прямо пропорційна квадрату швидкості та обернено пропорційна радіусу кривої. Під дією відцентрової сили в автомобілі виникають такі явища, як перерозподіл тиску між правими та лівими колесами, що призводить до підвищеної витрати пального, зносу протектора шин, що, у свою чергу, впливає на керованість автомобіля. Під дією відцентрової сили виникає ризик зсунення або перекидання автомобіля на зовнішній бік кривої.

Основними експлуатаційними властивостями автомобіля є: динамічність, стійкість, керованість, прохідність, плавність і паливна економічність, [15].

Динамічність — властивість автомобіля рухатися з максимально можливою середньою швидкістю, яка характеризується максимальною швидкістю руху, інтенсивністю розгону до заданої швидкості та інтенсивністю гальмування. Насамперед динамічність автомобіля залежить від його тягових і гальмівних властивостей, [15].

Як вже було розглянуто, головною рушійною силою автомобіля є сила тяги. Від неї залежить перевищення сили опору руху і темп пересування.

Для визначення сили тяги автомобіля необхідно мати уявлення про швидкісну характеристику двигуна, передаточне відношення і коефіцієнт корисної дії трансмісії.

На швидкісну характеристику двигуна впливає зміна потужності і крутного моменту двигуна, які залежать від частоти обертання колінчастого вала. Коли

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автомобіль розвиває максимальний крутний момент, він здатний долати максимальний опір руху, який закладено у конструкції автомобіля. Якщо автомобіль досягає максимальної потужності, то він рухається з максимально можливою для нього швидкістю.

Сила тяги регламентується відносно коефіцієнта зчеплення шин з дорогою для уникнення буксування. Коефіцієнт зчеплення шин характеризує відносну миттєву нерухомість точки контакту шин з дорогою. Коефіцієнт зчеплення на дорогах з твердим покриттям залежить від тертя ковзання між шиною і покриттям.

Під час пересування по вологій дорозі між колесом і покриттям виникає плівка рідини, бруду, абразивів, через що коефіцієнт зчеплення різко зменшується. В такій ситуації гальмування може викликати ковзання колеса по покриттю при заблокованому колесі. І буксування при розгоні, і ковзання при гальмуванні є екстремальними видами руху коліс, допускати які небажано, та небезпечно.

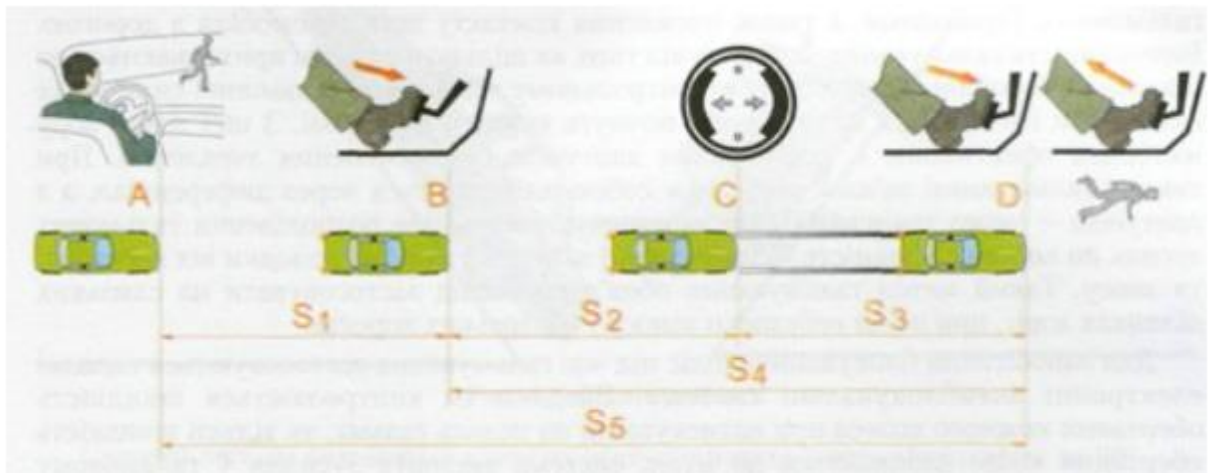
Разом з силою тяги на динаміку руху, і тим самим на середню швидкість руху, великий вплив має інтенсивність гальмування — спроможність автомобіля швидко зменшувати швидкість, його готовність до екстреної зупинки у випадку раптової появи перешкоди чи небезпеки на дорозі.

Розглянемо процес гальмування з урахуванням психофізіологічних можливостей водія і технічного стану гальмової системи автомобіля. Побачивши перешкоду, водій оцінює дорожні умови, приймає рішення про гальмування і переносить ногу на гальмову педаль.

На гальмовій діаграмі (рис. 1.25) цим діям відповідає відрізок між точками О — момент виявлення перешкоди і А — початок дії на гальмову педаль; відрізок О А означає час реакції водія. Він залежить від віку, стажу роботи, втомленості водія, швидкості руху та дорожніх умов і становить 0,3...1,5 с.

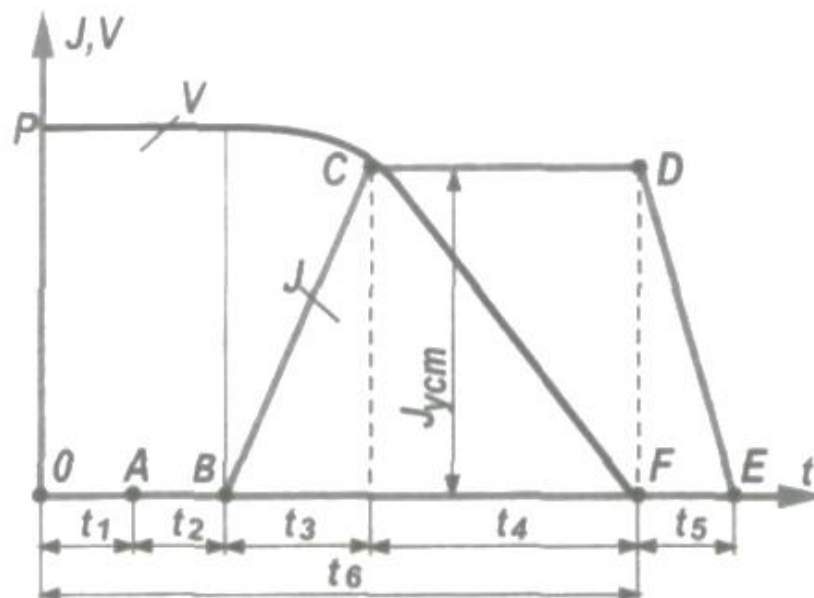
Для початку гальмування після натискання педалі необхідно, щоб спрацював гальмівний привод. Час, який на це витрачається, виражено у відрізку АВ. Тривалість спрацьовування гальмового приводу залежить від типу останнього: пневматичний привід спрацьовує через 0,5...0,7 с, гідравлічний — через 0,1...0,3 с.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



А – водій виявив небезпеку; В – водій натискує на гальмівну педаль; С – початок ефективного гальмування; D – зупинка автомобіля; s_1 – шлях, який проходить автомобіль за час реакції водія; s_2 – шлях, який проходить автомобіль за час спрацювання гальм; s_3 – шлях ефективного гальмування; s_4 – гальмівний шлях; s_5 – зупинний шлях;

Рис. 1.24. Схема гальмування, [15]



P – тиск у гальмовому приводі; J - уповільнення; V – швидкість руху; t_1 – час реакції водія; t_2 – час затримки спрацювання; t_3 – час наростання тиску; t_2+t_3 – час спрацювання гальмівного приводу; t_4 – час руху із встановленим уповільненням; t_5 – час зниження тиску в трубопроводі; t_6 – час гальмування;

Рис. 1.25. Гальмівна діаграма, [15]

Час, який на це витрачається, залежить від маси автомобіля і стану дороги. Відрізок OB виражає час реакції водія і спрацювання гальмівного приводу. Потім за час t_3 збільшується тиск у гальмовому приводі до точки C . Відрізок BC - виникнення постійного гальмування зі стійким уповільненням.

Рух зі стійким уповільненням (відрізок СО) характеризується зниженням швидкості до нульового значення (точка Р) і зупинкою автомобіля. Після припинення гальмування (гальмова педаль відпущена) уповільнення автомобіля знижується (відрізок ОЕ). Час уповільнення слід враховувати, якщо гальмування здійснюється не до повної зупинки, оскільки гальмові системи не дають змоги миттєво знизити тиск у трубопроводі. Для автомобіля із пневматичним гальмовим приводом цей час триває 1,5...2 с, а з гідравлічним — 0,2...0,3 с, [15].

Гальмування – процес під час якого кінетична енергія автомобіля перетворюється на теплову у процесі тертя між гальмівними накладками і гальмівними барабанами, а також посилення тертя коліс автомобіля з дорогою. Чим щільніше притискаються гальмівні накладки до барабанів, тим більший ефект гальмування, проте надмірне застосування гальмівної сили може призвести до блокування коліс, що призведе до ковзання коліс по дорозі, а саме - «юз». Тому з точки зору ефективності найкращим рішенням буде гальмування без вимкненого зчеплення. Під час подібного варіанту гальмування, узгодження гальмівних зусиль коліс між собою, бере на себе диференціал, а колеса зв'язуються з двигуном — через трансмісію, що забезпечує рівномірне розподілення гальмових зусиль по колесах, плавність гальмування і захищає гальмові колодки від перегріву та зносу. Це пріоритетний вид гальмування на слизьких ділянках дороги, на гірських дорогах та при наближенні до небезпечного зносу.

Блокування колі — це серйозна проблема, тому це завдання в наш час беруть на себе складні електронні системи керування, наприклад, ABS. Вони контролюють ступінь гальмування кожного колеса окремо під час тиску на педаль гальма; для запобігання блокування коліс, коли їх швидкість обертання наближується до нуля, система зменшує зусилля гальмівного приводу.

Стійкість автомобіля. Однією з найголовніших властивостей автомобіля, є здатність залишатися в стабільному положенні. На стабільність впливають як конструктивні елементи самого автомобіля, так і вміння та досвід водія в керуванні транспортним засобом.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрізняють стійкість поздовжню, поперечну і бокову, [15].

Здатність автомобіля втримувати рівновагу та не перекидатися через задню чи передню вісь називається поздовжньою стійкістю. Основні виклики поздовжній стійкості автомобіля виникають під час пересування автомобіля на підйомі або схилі, при різкому розвороті або гальмуванні, зміщенні вантажу на одну з осей, під час попадання коліс у вибоїни та під дією поздовжніх сил за великої швидкості.

Здатність автомобіля втримувати рівновагу без перекидання відносно правих чи лівих коліс і за відсутності бокового ковзання являє собою поперечну стійкість.

Під час руху по прямій поздовжня і поперечна стійкість автомобіля забезпечується за умови, що лінія дії сили ваги не виходить за межі параметрів точок опори (рис. 1.26), [15].

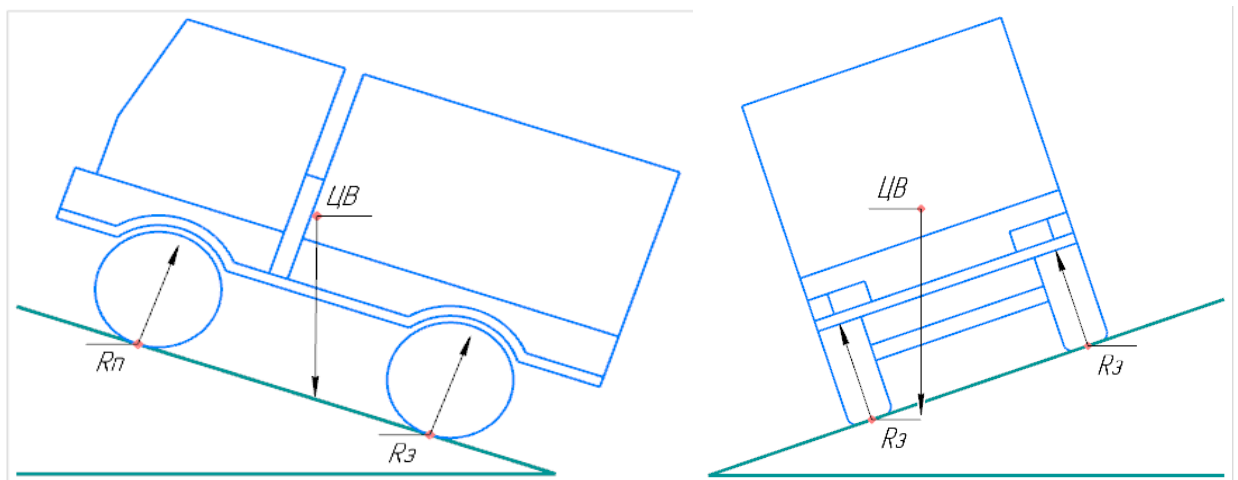


Рис. 1.26. Забезпечення стійкості, [15]

ЦВ – центр ваги автомобіля. Якщо лінія дії сили ваги G_a перетинається з поверхнею дороги за межами площі, обмеженої точками опори коліс, то автомобіль може втратити стійкість і перекинутися (рис. 1.27), [15].

Слизька дорога — головний і найбільш небезпечний чинник втрати бокової стійкості під час розгону і різкого гальмування.

Головними параметрами автомобіля, що визначають стійкість автомобіля, є маса, центр ваги, розміри, форми і кузова і шасі, стан шин та їх форма, конструкції і регулювання гальм.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

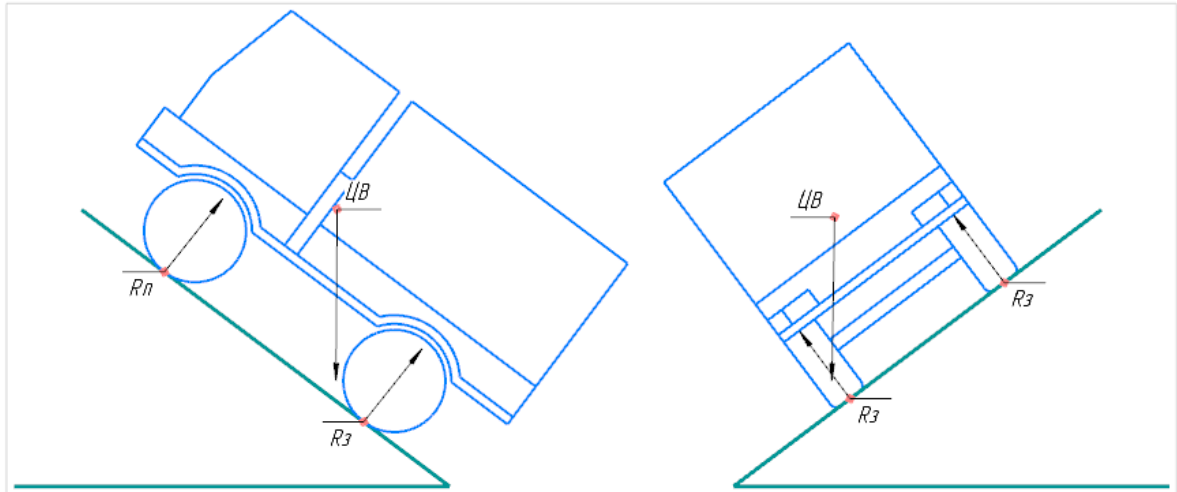


Рис. 1.27. Втрата стійкості, [15]

Стійкість автомобіля особливо важливо враховувати під час та при підготовці автомобіля до транспортування вантажів. Водії під час перевезення вантажів приділяють увагу усім заходам безпеки пересування, що були розглянуті вище. Особливо це стосується поворотів, як ділянок дороги з одним з найбільш високих рівнів небезпеки. Ось на що звертають увагу водії ті системи електронного керування автомобілем під час виконання повороту: швидкість руху, радіус повороту, швидкість повороту керованих коліс.

Керованість автомобіля — здатність забезпечувати рух у заданому напрямку і рухатись по траєкторії, яка задається поворотом керма. Вона оцінюється за такими ознаками: критична швидкість руху, керованість, співвідношення кутів повороту коліс, стабілізація керованих коліс, кутові коливання, [15].

Критична швидкість – це максимальна швидкість під час повороту за умови керованості за якої автомобіль може рухатися без ковзання коліс по дорожньому покриттю. Нерівність дорожнього покриття, поперечний ухил дороги, буксування одного з ведучих коліс — ці чинники впливають на порушення керованості.

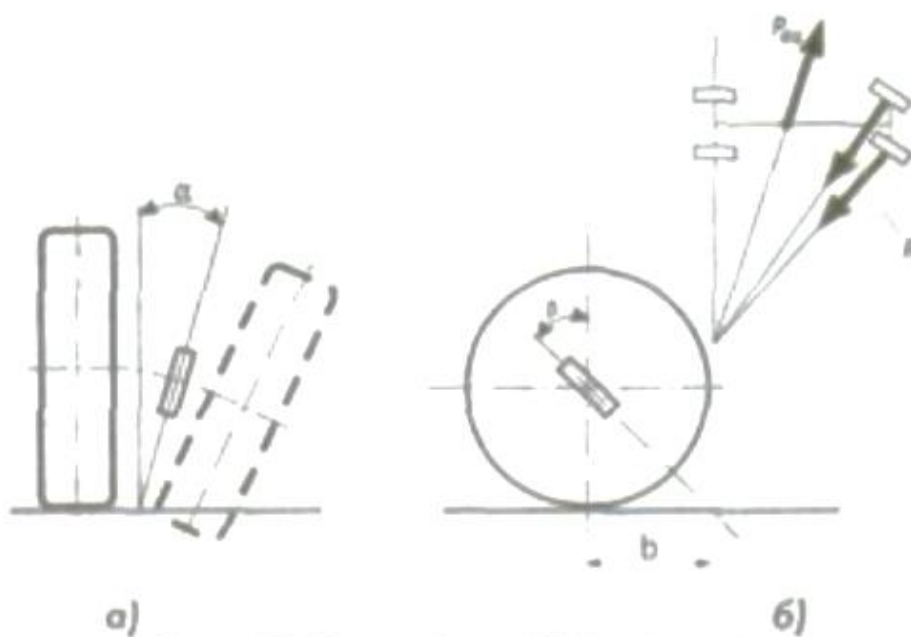
Поворот лівого та правого коліс під час повороту на різний кут забезпечує кочення керованих коліс без бокового кочення. При повороті праворуч праве колесо має бути повернуте на більший кут порівняно з лівим, а при повороті ліворуч — навпаки. Чим менша крива повороту, тим більша різниця між кутами повороту коліс. Належне співвідношення кутів повороту коліс забезпечується

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

конструкцією рульової трапеції. Порушення форми трапеції внаслідок деформації спричиняє перекошування коліс і прискорене спрацювання шин.

Нерівності дорожнього покриття постійно впливають на колеса і виводять їх з нейтрального положення. Стабілізація керованих коліс — це їх здатність протидіяти впливу дороги на колеса, здатність зберігати нейтральне положення і повертатися у нього після повороту. Розрізняють вагову і швидкісну стабілізацію керованих коліс. Вагова стабілізація забезпечується поперечним нахилом шкворневих пальців передньої підвіски (рис. 1.28, а).

Під час повороту колеса навколо шворня з поперечним нахилом (штрих-пунктиром), підіймається передня частина автомобіля через те, що колесо намагається опуститися нижче від опорної поверхні, після чого колеса під масою автомобіля повертаються у початкове положення.



а) за рахунок поперечного нахилу шворня; б) за рахунок поздовжнього нахилу шворня; β – кут поздовжнього нахилу шворня; $P_{вц}$ – відцентрова сила; R – поперечної реакції; P – повна сила;

Рис. 1.28. Способи стабілізації коліс, [15]

Поздовжній нахил шворнів призводить до швидкісного стабілізуючого моменту. Шворінь верхнім кінцем спрямований назад, а нижнім — уперед. Вісь шворня перетинає поверхню дороги перед точкою контакту колеса з дорогою на відстані b (плече стабілізації — рис. 1.28, б). Поперечні реакції R виникають в результаті дії відцентрової сили $P_{вц}$ у зонах контакту шини і дороги. Під дією

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

реакційних сил на плече стабілізації виникають моменти, що повертають передні колеса у нейтральне положення після виходу з повороту.

Дестабілізовані колеса автомобіля, коливання курсу автомобіля, є факторами, що вказують на неправильно відрегульований рульовий механізм або на великі зазори в рульовому приводі. Це виражається у самостійному повертанні та зміні напрямку руху автомобіля, що змушує водія повертати кермо то в одну, то в іншу сторону. В результаті прискорюється знос шин, деталей рульового приводу, зростає фізичне напруження водія.

Неправильне встановлення шворнів може призвести до їх коливання. Коливання можуть виникати також через неврівноваженість (дисбаланс) коліс. При значному дисбалансі коліс водій змушений зменшувати швидкість.

Поворотність автомобіля буває шинна і кренова.

Шинна поворотність ґрунтується на повороті еластичного колеса, тобто його відхиленні при коченні від вертикальної площини, що проходить через середину колеса у площині обертання. Бокова сила, що діє на колесо, викликає його асиметричну деформацію в точці контакту шин з дорогою.

Кут бічного відведення — це кут, на який відхиляється слід колеса від сліду вертикальної площини. Коли кут повороту передньої осі більше за кут повороту задньої, автомобіль рухається по кривій великого радіуса, якщо ситуація дзеркальна, то крива повороту буде менша за того ж кута повороту керованих коліс. До надмірної поворотності може призвести зниження тиску у шинах задніх коліс. Більшість прикладів вказують на те, що для навантажених машин характерна надмірна поворотність, для ненавантажених недостатня.

Кренова поворотність пов'язана з конструкцією підвіски. Вона зумовлюється зміною перпендикулярності розташування осей переднього і заднього мостів до поздовжньої осі автомобіля за рахунок роботи пружних елементів підвіски (ресор, пружин). За аналогією до шинної поворотності, кренова поворотність може бути надмірною або недостатньою залежно від того, кут повороту якої осі в результаті крену буде більшим, [15].

На керованість автомобіля в першу чергу впливають конструкція і технічний стан шин і підвіски. Радіальні покриття більш піддатливі в боковому напрямку.

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут відведення в них більший порівняно з діагональними. У цьому випадку автомобіль постійно відхиляється у бік шини з меншим тиском. Збільшені зазори в деталях рульового приводу зумовлюють виникнення довільних коливань передніх коліс. Причиною коливання автомобіля і позбавлення водія зворотного зв'язку є також надмірне затягування підшипників і робочої пари рульового механізму.

Прохідність автомобіля — це експлуатаційно-технічна властивість, яка визначає його здатність рухатися в навантаженому стані по нерівній і важко прохідній місцевості, не торкаючись нерівностей своїм нижнім контуром. Прохідність автомобіля характеризується двома групами показників — геометричними та опорно-зчіпними. Першу характеризують можливості торкання нерівностей частинами автомобіля, а другу — можливості руху по важко прохідних ділянках доріг і бездоріжжю, [15].

З додатковою інформацією про прохідність автомобіля та паливну економічність можна ознайомитись розглянувши відповідні підрозділи з [15].

1.5 Висновки за розділом

У даному розділі продемонстровано, що ходова частина автомобіля виступає у якості механізмів і агрегатів, що забезпечують зчеплення автомобіля з дорогою, його пересування, а також відповідають за комфорт та швидкість втрачання моторесурсу автомобіля.

Розділ 1.3 вказує різницю між шляхами розвитку західних і вітчизняних виробників, розглядаючи насиченість нашого спектру вантажних перевезень автомобілями з ресорними підвісками і бездисковими колесами. Можна зробити висновок, що десь з економічних, десь з практичних причин ми не можемо вважати оптимальними для вітчизняних виробників повний перехід на західні стандарти з цього питання.

З підрозділів 1.2 і 1.3 з впевненістю можна сказати, що на даний момент часу найбільш актуальним та оптимальним типом ходової частини з розглянутих вище прикладів є конструкція ходової частини, яка застосовується у вантажівці КрАЗ.

Основні пункти теорії руху автомобілів, розглянуті у пункті 1.3 будуть слугувати теоретичною базою для подальших розрахунків динаміки руху.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

2. ТЕОРІЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Сили і моменти, що діють на автомобіль. Тяговий баланс автомобіля

Далі буде наведена схема дії різноманітних сил, які діють на автомобіль під час руху. Для надання аналізу дії цих сил встановимо такі умови:

- стан дорожнього покриття під правими та лівими колесами автомобіля однаковий, що дозволить звести усі сили, які діють на міст автомобіля звести до середини;
- автомобіль симетричний відносно поздовжньої вісі;
- складові реакції дороги прикладаються до середини поверхонь контакту, а зміщення враховане в моментах опору коченню коліс.

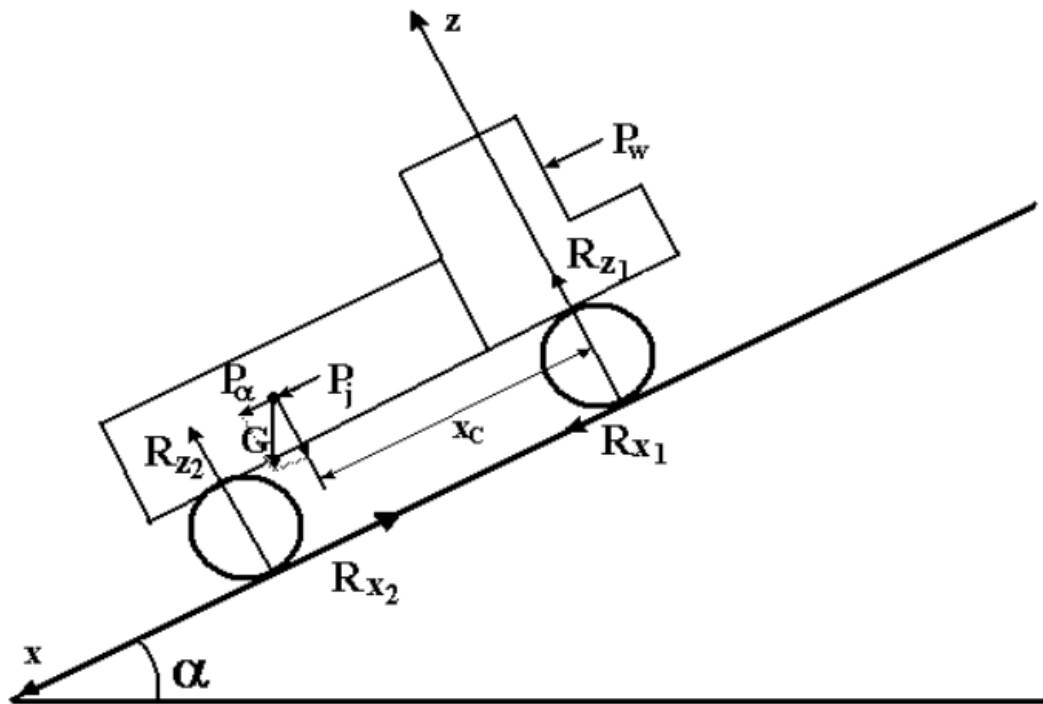


Рис. 2.1. Схема сил, що діють на автомобіль, [16]

Основою для розрахунків тягово–швидкісних властивостей є рівняння руху автомобіля, яке представлено диференціальне рівняння:

$$P_K = P_w + P_\psi + P_j, \quad (2.1)$$

де P_K - тягове зусилля на ведучих колесах; P_w - сили опору повітря; P_ψ - сила сумарного опору дороги; P_j - сила інерції.

Надалі розглянемо складові рівняння.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Сила тяги на ведучих колесах P_K - фактично є складовою сили тертя ведучих коліс з опорною поверхнею. Може визначатися крутним моментом, який подається через трансмісію до коліс і зчепленням коліс з дорожнім полотном.

$$P_K = \begin{cases} \frac{M_K}{r_0}; \text{якщо } \frac{M_K}{r_0} \leq \sum R_{z2} \cdot \varphi_x; \\ \sum R_{z2} \cdot \varphi_x; \text{якщо } \frac{M_K}{r_0} > \sum R_{z2} \cdot \varphi_x; \end{cases} \quad (2.2)$$

Тут r_0 - динамічний радіус колеса; $\sum R_{z2}$ - сумарна нормальна реакція на ведучих колесах; φ_x - коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Крутний момент на ведучих колесах:

$$M_K = M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m, \quad (2.3)$$

де M_e - крутний момент валу двигуна; u_k - передавальне число; u_0 - передавальне число головної передачі; η_m - коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Сила опору повітря P_w суттєво впливає на тягово-швидкісні характеристики автомобіля та його паливну економічність. Основним складником опору повітря є так званий лобовий опір, обумовлений стисненням повітря автомобілем під час руху, розрідженням повітря за автомобілем, тертям у повітряних шарах, що прилягають до автомобіля, вихроутворенням у шарах повітря, що оточують автомобіль, [16].

Сила опору повітря:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot F_a \cdot \rho_n \cdot V^2, \quad (2.4)$$

де F_a - лобова площа автомобіля (площа проєкції на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі); V - швидкість руху автомобіля; ρ_n - щільність повітря; C_x - безрозмірний коефіцієнт аеродинамічного опору.

Сила сумарного опору дороги P_ψ - складається з сили опору підйому P_a та сили опору коченню P_f .

$$P_\psi = P_a + P_f, \quad (2.5)$$

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де - P_a - поздовжня складова ваги автомобіля, спрямована паралельно опорній поверхні, [16]. Її величина:

$$P_a = G \cdot \sin \alpha , \quad (2.6)$$

де $G = m_a g$ - повна вага автомобіля; α - кут нахилу дороги, додатній під час підйому і від'ємним у разі спуску.

Сила опору кочення P_f :

$$P_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha , \quad (2.7)$$

де f - коефіцієнт опору коченню.

Сила сумарного опору дороги P_ψ має вигляд:

$$P_\psi = G \cdot \psi , \quad (2.8)$$

де коефіцієнт сумарного опору дороги ψ (якщо зазвичай ухил дороги невеликий приймемо $\cos \alpha \approx 1, \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha \approx 0$) визначається так:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + \operatorname{tg} \alpha = f + i , \quad (2.9)$$

де $i = \operatorname{tg} \alpha$ - величина ухилу дороги.

Сила інерції

$$P_j = m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \delta ; \quad (2.10)$$

де δ - коефіцієнт урахування обертових частин. Під час розрахунків зазвичай приймають для k -тої передачі:

$$\delta_k = 1 + \frac{J_\delta \cdot (u_0 \cdot u_k)^2 \cdot \eta_{mp} + J_{mp} + \sum J_k}{m_a \cdot r_k^2} , \quad (2.11)$$

де $J_\delta, J_{mp}, \sum J_k$ - моменти інерції відповідно обертових частин двигуна і трансмісії та сумарний момент інерції всіх коліс; r_k - радіус кочення колеса.

2.2 Баланс потужності і загальний тяговий ККД автомобіля

Рівняння руху автомобіля може бути представлене потужносним балансом, який дозволяє аналізувати витрати потужності на подолання опорів руху, що зумовлені зовнішніми впливами. Це надає нам можливість оцінити ефективність

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використання потужності двигуна, аналізувати економічність автомобіля та виявляти вплив різних факторів на витрати палива.

Враховуючі формулу потужності:

$$N = P \cdot V \quad (2.12)$$

Рівняння силового балансу можна записати як баланс потужностей:

$$N_K = N_W + N_\psi + N_j, \quad (2.13)$$

де N_K - потужність, що розвивається на ведучих колесах автомобіля;

N_W, N_ψ, N_j - потужності, що йдуть на подолання опору повітря, сумарного опору дороги і розгін автомобіля відповідно.

Вказані складники рівняння потужнісного балансу мають вигляд:

$$N_K = N_e \cdot \eta_m = \frac{M_e \cdot u_k \cdot \eta_m}{r_\delta} \cdot V; \quad (2.14)$$

$$N_\psi = k_n \cdot F \cdot V^3; \quad (2.15)$$

$$N_j = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot j \cdot V. \quad (2.16)$$

На основі рівняння (2.13) будують графік потужнісного балансу.

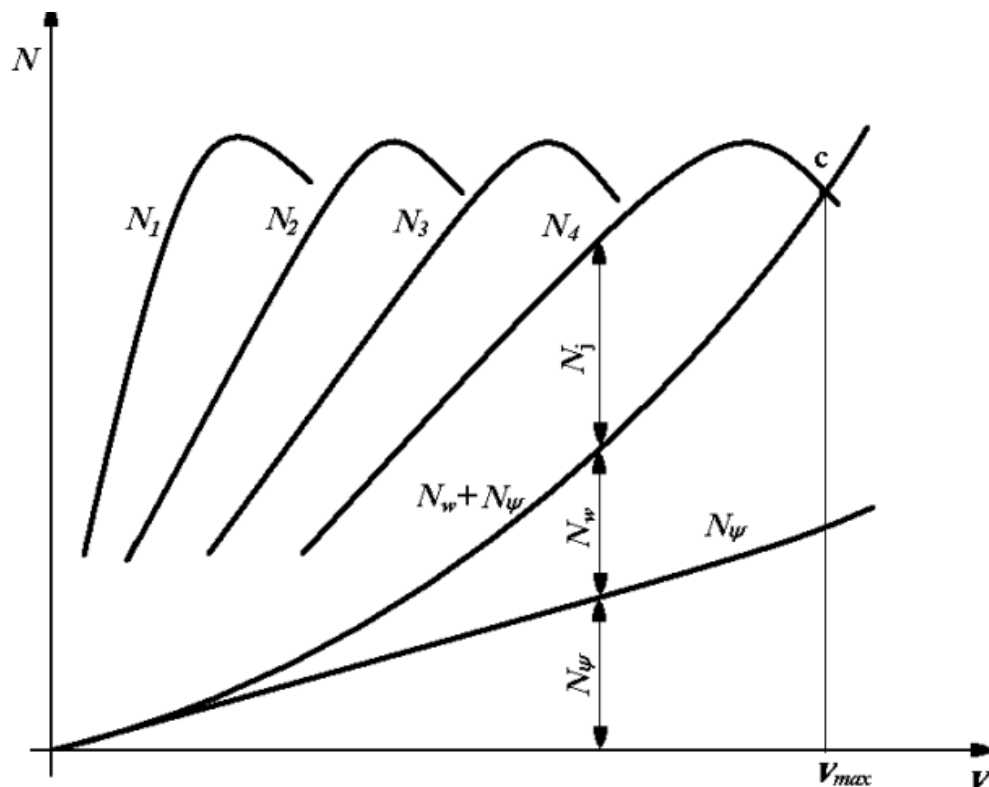


Рис. 2.2. Графік балансу потужності, [16]

Для цього спочатку будують графіки потужності N_K для кожної передачі, а потім – графік суми $N_W + N_\psi$. Величина N_j , яка на графіку зображується відрізком вертикальної прямої між графіками $N_W + N_\psi$ і N_K , визначає запас потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля в заданих дорожніх умовах. Зі збільшенням швидкості потужність опору $N_W + N_\psi$ зростає або в певний момент швидкості запас потужності стає нульовим (точка с на рис. 2.2). Прискорення автомобіля в цьому випадку також дорівнює нулю і він рухається з постійною швидкістю, що є максимальною у даних дорожніх умовах ($V = V_{\max}$). Зрозуміло, що отримана в такий спосіб максимальна швидкість має збігатися зі швидкістю, знайденою методом тягового балансу або динамічної характеристики.

Під час руху автомобіля у його пересуванні приймає участь багато механізмів та устаткувань, які для зручності можна об'єднати у блоки, які, у свою чергу, можна представити як передавальні ланки приводу: система приводу та система трансмісії. Відповідно, ККД всього механізму, тобто і всього приводного механізму визначається:

$$\eta_{\text{авто}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{двиг}} , \quad (2.17)$$

де η_m - ККД трансмісії автомобіля; $\eta_{\text{двиг}}$ - ККД двигуна.

2.3 Тягові характеристики автомобіля

Тягова характеристика автомобіля являє собою зображення графічної залежності сили тяги автомобіля від швидкості автомобіля. Графіки тягової характеристики будують за результатами стендових та дорожніх випробувань автомобіля і за розрахунковими даними.

Для проведення стендових випробувань автомобіль встановлюють приводними колесами на бігові барабани стенда і прикріплюють за допомогою троса через динамометр до нерухомої стійки. При повністю відкритій дросельній заслінці за допомогою гідравлічного або електричного гальма створюють такий опір обертання бігових барабанів, при якому їхня кутова швидкість залишається постійною. Заміливши тахометром кутову швидкість сок провідних коліс і знаючи

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

їхній радіус, визначають швидкість (в м/с), з якою рухався б автомобіль при тій же швидкості ω_K по дорозі.

$$v = \omega_K \cdot r. \quad (2.18)$$

Кутові швидкості ведучих коліс ω_K і колінчатого валу ω_e пов'язані один з одним рівнянням:

$$\omega_e = \omega_K u_{mp} = \omega_K \cdot u_k \cdot u_\delta \cdot u_0, \quad (2.19)$$

де u_k, u_δ, u_0 - передаточні числа коробки передач, додаткової передачі (якщо вона присутня) і головної передачі відповідно; u_{mp} - загальне передавальне число системи.

З цього слідує:

$$v = \frac{\omega_e r}{u_{mp}}. \quad (2.20)$$

Якщо знехтувати втратою енергії під час кочення ведучих коліс по барабанам стенду, можна враховувати, що сила тяги дорівнює показникові який вказує на завантаженість динамометра.

Якщо експериментальні данні відсутні, то величину сили P_T розраховують на базі швидкісної характеристики двигуна;

$$M_T = M_e u_{mp} - M_{mp} = M_e \cdot u_k \cdot u_\delta \cdot u_{z1} - M_{mp}, \quad (2.21)$$

де M_e - крутний момент колінчатого валу; M_{mp} - момент опору коченню.

Силу тяги в такому випадку розраховують так:

$$P_T = \frac{M_T}{r} = \frac{M_e u_{mp} - M_{mp}}{r}. \quad (2.22)$$

Визначається M_e або M_{mp} і v і для декількох значень ω_e знаходять залежність сили тяги від швидкості автомобілю на всьому проміжку зміни кутової швидкості ω_e і моменту M_e і будують тягову характеристику.

Кількість кривих відповідає кількості ступенів в коробці передач.

У нижній частини можемо бачити шкали кутових швидкостей на різних передачах.

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

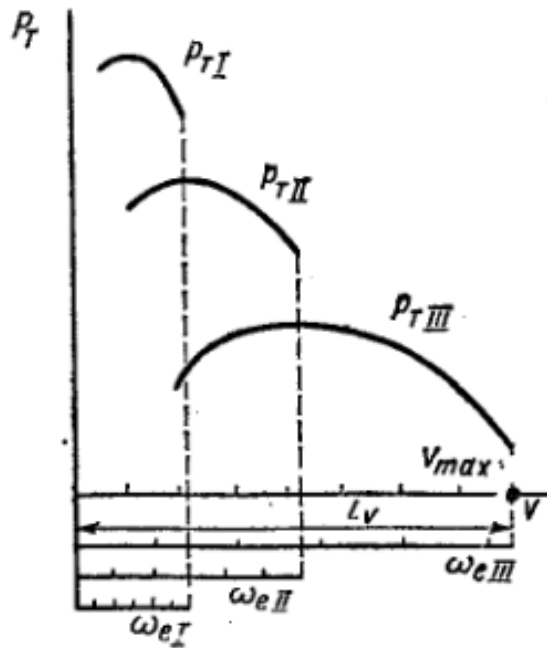


Рис. 2.3. Графік тягової характеристики автомобіля, [15]

Спочатку, визначають довжину l_v - шкали швидкості, відповідно до значення максимальної швидкості. На різних передачах, під час постійної кутової швидкості двигуна, швидкість автомобіля обернено пропорційна передаточним числам коробки передач:

$$v_I : v_{II} = u_I : u_{II}. \quad (2.23)$$

Тому розмір ділення шкали кутової швидкості для першої передачі в i_1 разів менше від розміру шкали для прямої передачі.

2.4 Динамічна і економічна характеристика автомобіля

Тягова діаграма дає наглядне уявлення про баланс сил, що впливають на автомобіль. Проте для співставної оцінки тягових властивостей автомобіля не є зручною, через те, що при одній і тій самій окружній силі у автомобілів з різною загальною вагою G_a тягові властивості будуть різними.

Для співставлення характеристик автомобілей, що мають різну вагу, буде більш зручно використовувати безрозмірну величину D , що являє собою відношення сили $(P_k - P_w)$ до ваги автомобіля:

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} = \frac{P_k - P_w}{m_a \cdot g}. \quad (2.24)$$

Виразивши у цьому співвідношення значення $P_k - P_w$ з рівняння балансу і враховуючи формули (2.1.7) і (2.1.9) отримаємо:

$$D = \frac{P_\psi - P_i}{G_a} = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (2.25)$$

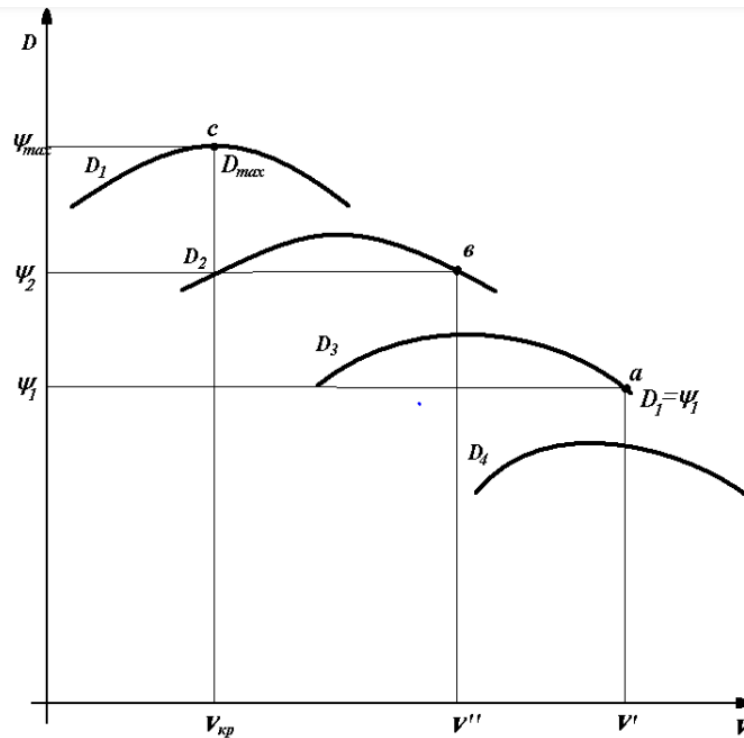


Рис. 2.4. графік динамічної характеристики АТЗ, [16]

Можемо бачити, що під час сталого руху $V = const$ величина динамічного фактору дорівнює коефіцієнту сумарного опору дороги:

$$D = \psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (2.26)$$

Графічне зображення залежності динамічного фактору на кожній передачі від швидкості АТЗ називається динамічною характеристикою автомобіля.

Динамічна характеристика дозволяє розв'язувати такі задачі:

- із заданими дорожніми умовами (величина ψ) визначити швидкість усталеного руху і передачу, на якій можливий рух;
- із заданою швидкістю усталеного руху V знайти передачу і дорожні умови, за яких можливий рух автомобіля;

- визначити максимальний підйом, що може подолати автомобіль на будь-якій передачі.

Паливна характеристика

Паливна характеристика автомобіля є залежністю витрати палива при рівномірному русі автомобіля від швидкості руху, дорожнього опору і включеної передачі. Графік характеристики (рис. 2.5) дозволяє за швидкістю V і коефіцієнтом дорожнього опору визначити витрату палива при русі автомобіля на заданій передачі. Наприклад, під час руху автомобіля зі швидкістю V_i дорогою, якість якої характеризується коефіцієнтом ψ витрата палива дорівнює Q .

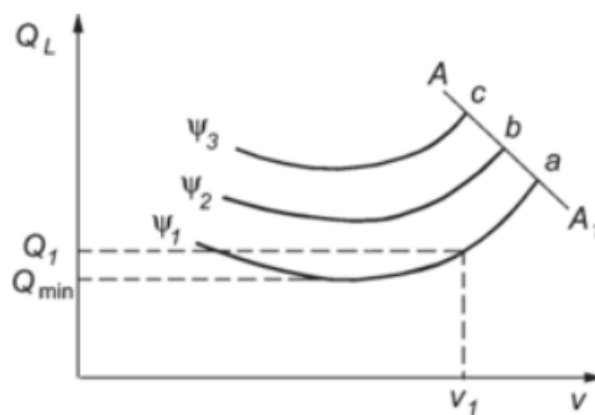


Рис. 2.5. Паливно-економічна характеристика автомобіля, [18]

Можна вирішувати і обернену задачу: визначати максимально можливу швидкість, яку може розвинути автомобіль при даній витраті палива. Завдання подібного роду виникають у разі виявлення економічно доцільної швидкості руху автомобіля на автомагістралях.

Інші характерні точки кривих (кінцеві) визначають витрату палива при повному навантаженні двигуна, що відповідає максимально можливій при даному коефіцієнті швидкості руху автомобіля (точки a, b, c). Огинаюча крива A—A_x, проведена через ці точки, є зміною колійної витрати палива при повному навантаженні двигуна на дорогах з різними значеннями ψ .

Економічна характеристика автомобіля може бути побудована за даними дорожніх випробувань автомобіля.

У цьому випадку витрата палива на 100 км пробігу вимірюється безпосередньо для різних значень дорожнього опору.

Економічна характеристика може бути побудована аналітичним шляхом на підставі швидкісної характеристики двигуна.

Економічна характеристика автомобіля не враховує витрату палива при пуску та прогріві двигуна, витрата палива в пунктах навантаження та розвантаження, де автомобіль маневрує та простоює. Ці витрати враховуються спеціальними нормами витрати пального.

Витрата палива автопоїздом на одиницю транспортної роботи розраховується за формулою:

$$q_{ep} = \frac{Q \rho_T 1000}{m_{ep} L_{ep}}; \quad (2.27)$$

де Q - витрата палива; m_{ep} - маса перевезеного вантажу; L_{ep} - пробіг автомобіля з вантажем.

Виходячи з того, що шляхова витрата палива $Q_L = 100 \frac{Q}{L_{заг}}$,

де $L_{заг}$ - загальний шлях, пройдений автопоїздом, маємо:

$$q_{ep} = \frac{Q_L \rho_T L_{общ} 10}{m_{ep} L_{ep}}; \quad (2.28)$$

Відношення $L_{ep} / L_{общ}$ називається коефіцієнтом використання пробігу РГР.

Маса вантажу розраховується за формулою:

$$m_{ep} = \frac{G_{ep}}{g \cdot 10^3} \approx G_{ep} \cdot 10^4; \quad (2.29)$$

де G_{ep} - вага вантажу,

тоді:
$$q_{ep} = \frac{Q_L \rho_T \cdot 10^5}{g_{ep} \beta_{ep}}; \quad (2.30)$$

Підставимо в рівняння (6.4) вираз Q_L з формули (6.3) і, нехтуючи силами P_j та P_ψ , отримаємо:

$$q_{ep} = \frac{100 g_e \psi G \cdot 10^5}{36 \eta_{ep} G_{ep} \beta_{ep}}; \quad (2.31)$$

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила тяжкості автопоїзда становить $G + G_{гр}$, отже:

$$q_{ep} = \frac{100 g_e \psi}{36 \eta_{ep} \beta_{ep}} \cdot \frac{G}{G_{ep}} + 1; \quad (2.32)$$

Таким чином, витрата палива транспортної роботи q_{ep} більшою мірою залежить від відношення сили тяжіння автопоїзда та вантажу, тобто витрата палива зменшуватиметься при зменшенні значення цього відношення. Маса причепа набагато менша за масу автомобіля тієї ж вантажопідйомності, і при використанні причепа маса вантажу, що перевозиться, зростає приблизно в два, а маса автопоїзда тільки на 50...60 %.

Відомо, що енергія палива в результаті згоряння витрачається на ефективну роботу, теплові та механічні втрати. Перша використовується для пересування автомобіля, причому її величина зростає зі збільшенням маси вантажу, що перевозиться, і зі зростанням дорожнього опору.

Отже, витрата палива для пересування автомобіля разом із витратою палива для перевезення вантажу (виконання транспортної роботи) становитиме:

$$Q_n = K_1 L / 100 + K_2 P / 100; \quad (2.33)$$

де K_1 - норма витрати палива на 100 км пробігу автомобіля, пов'язана з його пересуванням та внутрішніми втратами у двигуні; K_2 - норма витрати палива на 100 км транспортної роботи; P - транспортна робота.

Крім того, слід врахувати, що якщо автомобіль зайнятий на вантажоперевезеннях, пов'язаних з періодичними простоями під завантаженням та розвантаженням, то очевидно, що буде потрібна додаткова витрата палива на прогрів двигуна перед кожним початком руху. Маневрування на знижених передачах на майданчиках завантаження та вивантаження також спричинить додаткову витрату палива. Тому у формулу (2.33) вводять ще один член, тоді витрата палива буде:

$$Q_n = K_1 L / 100 + K_2 P / 100 + K_3 n; \quad (2.34)$$

де K_3 - норма витрати палива на одну їзду з вантажем; n - число поїздок з вантажем.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вплив дорожніх та кліматичних умов враховується надбавками до норм. Тоді остаточно формула витрати пального набуде:

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D) + K_2(P/100) + K_3n; \quad (2.35)$$

де D - Поправочний коефіцієнт (надбавки до норм).

Значення K_1 , K_2 та K_3 залежать від типу автомобіля.

При перевезеннях на великі відстані коефіцієнт K_3 у формулі (2.36) не враховується:

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D) + K_2(P/100); \quad (2.36)$$

Якщо розрахунок проводиться для самоскидів, які перевозять вантаж тільки в одному напрямку та на короткій відстані, формула (2.35) набуде вигляду:

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D) + K_3n; \quad (2.37)$$

Для легкових автомобілів і автомобілів, маса вантажу, що перевозиться, невелика в порівнянні з масою самого автомобіля, витрата палива розраховується за формулою:

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D); \quad (2.38)$$

Якщо розрахунок витрати палива проводиться для автопоїзда, то використовується формула (2.36), але коефіцієнт K_2 входить ще й норма на додаткову масу причепа.

2.5 Способи економії палива і мастильних матеріалів

Для економного використання палива і мастильних матеріалів (ПММ) важливе значення має їх якість. Якщо воно не відповідає вимогам, то неминуче збільшується їх витрата і погіршуються показники роботи автомобіля в цілому.

Великим впливом на витрати ПММ є структура розподілення рухомого складу, тобто. в автопарках повинні бути малотонні автомобілі для внутрішньо міських перевезень та великовантажні автопоїзди – для міжміських.

Основними факторами, що впливають на витрату ПММ в автомобільному підприємстві, є: • економічність двигуна;• маса автомобіля;• витрати енергії на подолання сил тертя у трансмісії;• сила опору коченню коліс автомобіля;• сила

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

опору інерції;• умови руху;• стиль керування автомобілем;• технічний стан автомобіля.

Від правильної організації перевезень залежить ефективне використання вантажопідйомності та пробігу автомобілів. Ступінь використання вантажопідйомності автомобіля визначається ставленням маси вантажу, що перевозиться, до номінальної вантажопідйомності, тобто коефіцієнтом використання вантажопідйомності – ρ_T . Зі його збільшенням зменшується питома витрата палива на одиницю транспортної роботи, і при стовідсотковому використанні вантажопідйомності, коли $\rho_T=1,0$, питома витрата палива буде мінімальною. Збільшення на 1% знижує питому витрату палива на 1,6 %, [19].

Повну масу автомобіля бажано знижувати шляхом зменшення його маси. Це можна здійснити шляхом раціонального компоновання схеми автомобіля, широкого застосування прогресивних полегшених та високоміцних матеріалів, створення рівноміцних конструкцій. При цьому економію палива слід визначати з урахуванням збільшення енерговитрат виробництва нових матеріалів.

Для вантажних дизельних автомобілів під час руху рівною дорогою зі швидкістю 60...80 км/год. зниження маси на 10 % дає економію 5...6 % палива, а для автомобілів з карбюраторними двигунами — 6...8 %. При русі гірськими дорогами економія палива становить 10% і більше.

Тип і параметри трансмісії впливають не тільки на швидкісні характеристики, а й на економіку палива автомобіля. За даними досліджень оптимізація параметрів силової передачі та вантажних автомобілів та автобусів дозволяє підвищити їхню паливну економічність на 10...15 % (без зниження продуктивності, а іноді підвищуючи її).

Втрати енергії на тертя у вузлах трансмісії знижуються шляхом підвищення якості обробки поверхонь, між якими виникає тертя, поліпшення умов мастила. Наприклад, в зимовий час в'язкість олії в агрегатах трансмісії підвищується і ККД трансмісії падає. Таке зменшення ККД можна частково запобігти, утеплити агрегати трансмісії шляхом встановлення спеціальних теплових екранів, які запобігають інтенсивному відводу теплоти у навколишнє середовище.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Опір кочення залежить від величини сил внутрішнього тертя в шині колеса, а ці сили збільшуються зі зростанням товщини протектора шини. Водночас збільшення товщини протектора підвищує термін служби шини. Для усунення цієї суперечності використовують шини нових конструкцій.

Встановлено, що шини з радіальним розташуванням корду (радіальні) мають майже на 25 % менше опір коченню, ніж шини з діагональним розташуванням корду. Ще найкращі показники мають шини з металокордним бреккером або повністю металокордною конструкцією.

Значна перевитрата палива викликає зниження тиску повітря в шинах. Наприклад, зниження тиску в шинах вантажних автопоїздів на 10 % призводить до перевитрати палива до 5,5 %, а на 20 % - до 7,5 %.

Непогані результати дає і правильно обраний режим руху: при зниженні швидкості руху на 10 % опір коченню знижується приблизно на 15 %, а витрата палива, як мінімум на 3 %.

Аеродинамічний опір для вантажних автомобілів та автобусів при швидкості руху до 60 км/год. незначний; при швидкості 70...80 км/год. воно прирівнюється до сили опору коченню, при більш високих швидкостях стає домінуючим. Частка витрати палива на подолання опору повітря може досягати 30 % загальної витрати палива. Шляхом покращення обтічності вантажних автомобілів можна зменшити витрату палива на 7...10 %. Шляхи покращення аеродинаміки автомобілів були розглянуті раніше.

Інерційний опір найбільше істотно при інтенсивному розгоні автомобіля на нижчих передачах, де прискорення розгону найбільші. Так, наприклад, складова витрата палива, обумовлена подоланням опорів інерції, при розгоні автопоїзда з дизелем (повна маса 28 т) з місця становить 21 %, а при розгоні в інтервалі 40...90 км/год. - до 5 %. Зменшити цю складову можна за рахунок зменшення маси автомобіля, [17].

Навколишнє середовище, тобто атмосферні та дорожні умови впливають на роботу двигуна, силової передачі та ходової частини, а отже, і його паливну економічність.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Так при підвищенні температури відпрацьованих газів на 10 °С потужність двигуна знижується на 1,8...2,2 % (більше у дизелів). Зміна температури навколишнього середовища на 10 °С призводить до того, що сумарний опір руху змінюється приблизно на 8...10 %, витрата палива на 6...7 %. При зниженні температури навколишнього повітря на 30 °С витрата палива може збільшитись на 25 %, [17].

Тип і складність маршруту впливають на середнє передавальне число трансмісії, число перемикачів коробки передач, і завантаження нижчих щаблів трансмісії, а отже, і витрати палива. Характерно, що міські маршрути впливають на витрати пального навіть більше, ніж у гірській місцевості.

У гірських та міських умовах значний вплив радіусів повороту доріг та швидкостей руху ними. Так, при проходженні вантажним автомобілем із колісною формулою 6 х 4 зі швидкістю 25 км/год. поворотів радіусом 20 та 40 м різниця у витраті палива становить 40 %; якщо поворот радіусом 30 м проходити зі швидкостями 25 та 35 км/год., то різниця у витраті палива становитиме 45 %, [17].

При погіршенні профілю дорожнього покриття від асфальто-бетонного до бруківки швидкість вантажного автомобіля знизиться приблизно на 35...40 %, а витрата палива збільшиться на 30...40 %.

Таким чином, підвищення паливної економічності автомобільного транспорту досягається не лише шляхом удосконалення рухомого складу, а й покращенням доріг.

П'ятиденне навчання малодосвідчених водіїв економічному водінню автомобіля дозволяє досягти економії палива не менше ніж на 5 %, а місячне навчання - до 15...25 %, [17].

Для полегшення вибору оптимальних режимів роботи двигуна та автомобіля використовуються електронні пристрої, які або самі здійснюють керування двигуном та трансмісією, або видають інформацію, на основі якої таке керування виконує водій. Набув широкого поширення приладу «Стоп-старт», який автоматично вимикає двигун при переході на холостий режим роботи під час нетривалих стоянок. При торканні прилад здійснює швидкий пуск двигуна, натиснувши водієм на педаль подачі палива. Це виключає непродуктивну витрату

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива під час стоянок, які особливо часті під час руху автомобіля у міських умовах.

Технічний стан автомобіля впливає непродуктивні енергетичні витрати автомобіля. Найбільший вплив на економічність автомобіля надають несправності двигуна. До несправностей шасі автомобіля, здатних збільшити витрату палива, відносяться неправильне регулювання зубчастих коліс головної передачі, радіально-упорних підшипників та гальмівних механізмів, невеликий тиск повітря в шинах, неправильно відрегульоване сходження коліс. Дані несправності можуть збільшити витрати палива на 10...20 %.

2.6 Висновки за розділом

Підсумовуючі цей розділ можемо зробити декілька висновків:

Основними зовнішніми факторами, які впливають на динаміку пересування автомобілю є сила опору повітря і місцевість по якій вимушений пересуватися транспорт, останній фактор у свою чергу виражається у коефіцієнті сумарного опору дороги. Також немалий вплив на економічні характеристики має сама логістична схема пересування, тобто пересування у різних населених пунктах з різною численністю населення та світлофорів або по звичайним міжміським дорогам чи по автомагістралям, що було у тому числі розглянуто у розділі 2.5.

Червоною ниткою через усі виміри, досліди та розрахунки проходить вага автомобілю. Вона впливає на все, як ми можемо бачити з представлених формул та теоретичних відомостей, Одним з основних напрямів дослідження сучасної автобудівельної галузі є створення більш легких конструкцій матеріалів при збереженні параметрів жорсткості конструкції.

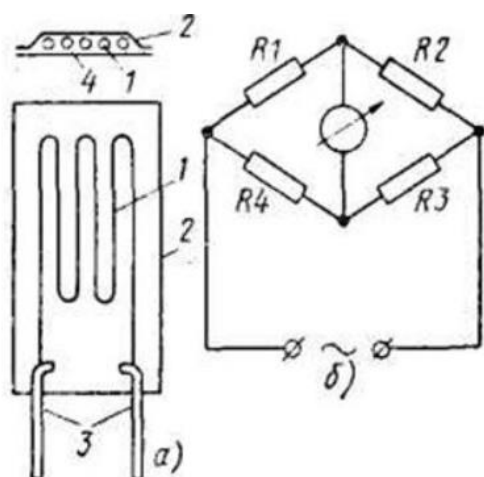
Розглянувши ті властивості автомобілю які являють собою динамічні, тягові, економічні, характеристики та фактори, які напряду впливають на них і які процеси цьому сприяють, ми зможемо спробувати розробити стратегію з удосконалення певних недоліків у стандартній схемі компонування або вироблення ходової частини автомобіля.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖІВКИ ПІД ДІЄЮ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

3.1 Стенди та прилади для експериментального дослідження металоконструкцій вантажівки під дією динамічних навантажень

Для визначення величини деформацій, особливо в найбільш напружених ділянках, може використовуватися метод елетротензометрування, який заснований на використанні тензорезисторів (рис. 3.1).



1 – константанова нитка; 2, 4 – папір;
3 – мідні виводи;

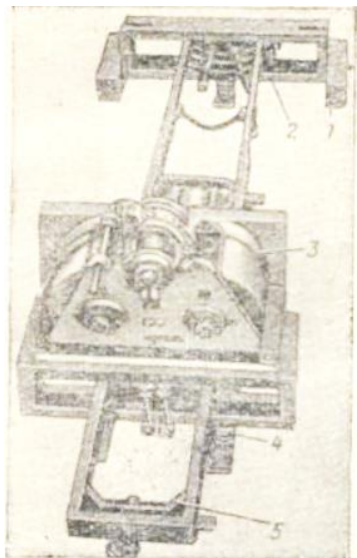
Рис. 3.1. Конструкція і схема підключення тензорезистора, [24]

Основною частиною приладу є зигзагоподібна константанова (зазвичай) нитка - 1, із дроту 30 мкм або із фольги, товщиною приблизно 10 мкм. Застосування константану обумовлено великою чутливістю до деформації і малою чутливістю до коливань температури. Зверху і знизу нитка закрита папером 2 і 4; до кінців нитки припаяні мідні висновки 3, до яких підводиться електричний струм, [24].

Під час досліджень тензорезистор наклеюють на поверхню деталі. Під час деформування поверхні деталі будуть змінюватися довжина і поперечний переріз нитки тензорезистора, що викликає зміну опору і як результат зміну величини сили струму. Таким чином можна досліджувати процес деформації слідкуючи за змінення сили струму впродовж випробувань.

На втомну міцність рами проводять випробування на стендах–пульсаторах з механічним, електромагнітним і інерційним збудженням; приклад останнього можна побачити на рисунку 3.2.

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59



1 – спеціальні вантажі; 2 – ярмо;
3 – вібратори; 4 – резинові опори; 5 – рама;

Рис. 3.2. Стенд для втомних іспитів
рам на кручення, [24]

Основними елементами інерційних стендів є двовальні вібратори, встановлені на рамі і здійснюючі зусилля або момент, які змінюються по синусоїдальному закону. Рама 5 встановлена на пружинних або резинових опорах 4, являє собою пружну ланку в коливальній системі, вібратори 3, пов'язані з рамою, за допомогою спеціальних вантажів 1, закріплених на ярмі 2, виконують роль інерційних елементів.

Переміщаючи по рамі вібратор та змінюючи вагу вантажів можна створювати різні схеми навантажень. Статичні та динамічні реакції, що сприймаються опорами стендів, фіксуються за допомогою динамометричних елементів з тензодатчиками, які вказують навантаження, що діють на раму. Регулюючи частоту обертання та величину ексцентриситету неврівноважених мас вібратора змінюють режим випробувань, [24].

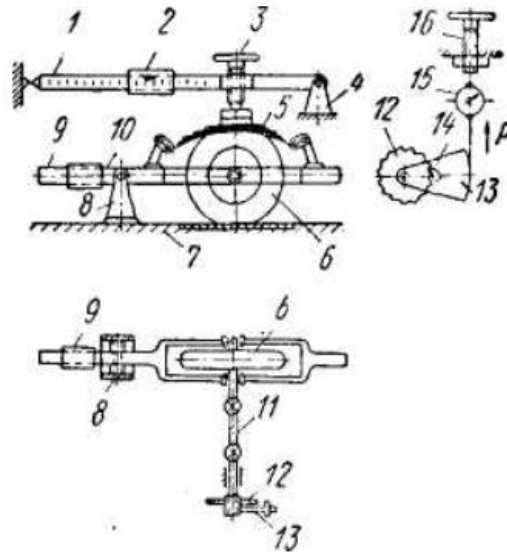
Для випробувань в реальних умовах використовують установи для дослідження навантажень та деформацій несучої системи під час руху автомобіля в різних умовах.

На рисунку 3.3 представлена схема розміщення вимірювальної апаратури для поточного збору під час випробувань.

Роботу підсилювача 4 підтримує блок живлення, який складається з акумуляторної батареї 5 і перетворювача – генератора 1, який виробляє живлення для роботи підсилювача. Від нього напруження подається на тензодатчик 3.

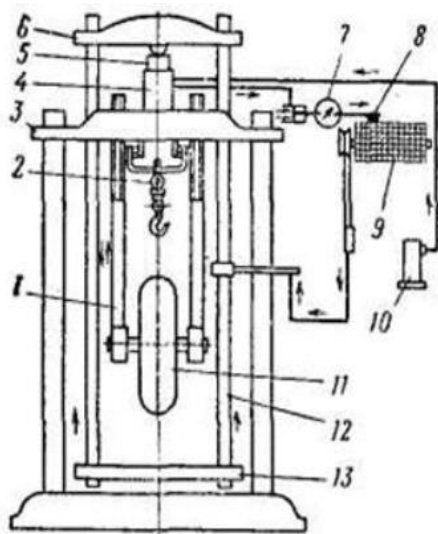
					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тягами 1 до траверсе 3. Крюк підійомної талі 2 встановлено на цій траверсі для встановлення колеса. Насос 10 створює тиск в гідроциліндрі і вимірюється приладом 7, показання якого пропорційні діючим навантаженням. Стенд оснащений записним пристроєм, барабан якого з'єднаний з тягою 12 тросиком і повертається на кут пропорційний деформуванню шин, а перо 8 викреслює криві навантаження радіальної деформації шин, переміщуючись по дотичній барабана 9 в залежності від діючих навантажень.



1 – верхня штанга; 2, 9 - вантаж; 3, 16 – гвинт; 4 – кріплення штанги; 5 – ресора; 6 – колесо;
7 – опорна плита; 8 – стійка; 10 – балка; 11 – карданний вал; 12 – храповий пристрій;
13 – сектор; 14 – собачка храпового пристрою;

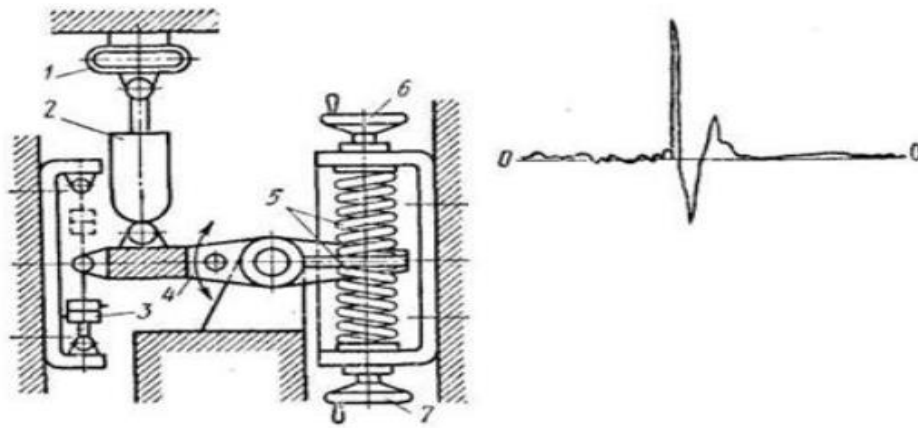
Рис. 3.4. Стенд для визначення тангенціальної жорсткості шин, [24]



1, 12 – тяги; 2 – підійомний крюк;
3 – нерухома траверса; 4 – гідроциліндр;
5 – плунжер; 6 – рухома траверса;
7 – силомірний пристрій; 8 – перо;
9 – барабан; 10 – насос; 11 – шина; 13 – стіл;
Рис. 3.5. Стенд ОПШ – 30 для визначення радіальної жорсткості шини. [24]

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

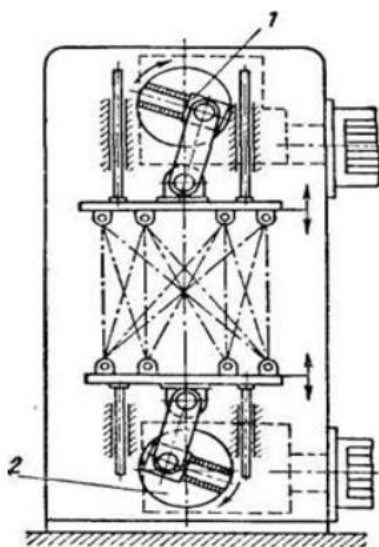
Шини в зборі з ободами піддають випробуванням міцності в броньованій камері під тиском, доводячи його до значення, при якому руйнується шина або обід. Для запобігання вибуху замість повітря в шину нагнітається вода, [24].



1 – динамометрична скоба; 2 – амортизатор; 3 – запірний пристрій;
4 – двосторонній важіль; 5 – пружини; 6,7 – гвинти;

Рис. 3.8. Схема стенду для випробувань амортизаторів на ударні навантаження і зразок знятих результатів, [24]

Для виміру сили удару, якому піддається амортизатор 2, застосовується динамометрична скоба 1. Ударну масу представляє з двостороннім важелем 4, з яким амортизатор з'єднується нижнім кінцем. Миттєве прикладання навантаження здійснюється спеціальним запірним пристроєм 3, а регулювання сили удару вгору і вниз здійснюється пружинами 5 і гвинтами 6 і 7.



1 – низькочастотний привід;
2 – високочастотний привід.

Рис. 3.9. Схема стенду для випробувань амортизаторів на надійність, [24]

Плита, до якої прикріплений верхній кінець амортизатора, має низькочастотний привод 1, імітуючий підресорні коливання, а з нижньої плити пристроєм 2 передаються високочастотні коливання, характерні для непідресореної частини.

3.3 Постановка задачі

Будь яка нова конструкція автомобіля, не важливо, вантажівки чи легкового автомобіля, повинна відповідати ряду вимог, наприклад: необхідна жорсткість конструкції, міцність, ресурс за мінімальної маси. Впродовж періоду експлуатації автомобіль неодноразово буде зіштовхуватись з необхідністю перенесення екстрених ситуацій, що призводить до роботи його механізмів в екстрених режимах. У такій ситуації можливі появи наднормових деформацій несучої системи, які призводять до суттєвого погіршення нормального функціонування вузлів і агрегатів, що входять до її складу, і напружень, які можуть спричинити появи тріщин і навіть руйнувань. Найбільш небезпечним, з цієї точки зору, є режим експлуатації, під час якого, з'являється резонанс на нижніх частотах коливань несучої системи і системи підресорення, [23] який супроводжується великими амплітудами переміщень і великими значеннями прискорення.

Мета роботи складається у визначенні граничних розрахункових динамічних навантажень, які діють на несучу систему і ходову частину автомобіля, які будуть відповідати в тому ж числі і розглянутим вище екстремальним режимам експлуатації, і в оціненні параметрів несучої системи вантажного автомобіля за цих навантажень.

Для початку необхідно визначитись з параметрами та умовами оцінки. Для цього необхідно скласти імітаційну кінцево-елементну модель (КЕМ) автомобіля, та прийняти деякі припущення:

- 1) колеса моделі машини мають точковий контакт з дорожнім покриттям;
- 2) вантажні характеристики пружних елементів підвіски і амортизаторів лінійні, коефіцієнти жорсткості і опору постійні;

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

- 3) шини ідеалізовані у вигляді пружно-демпферної моделі з постійним коефіцієнтом жорсткості і демпфування (гасіння коливань);
- 4) підвіска шин правих та лівих коліс однакова за параметрами;
- 5) немає відриву коліс від дорожнього покриття і відсутня пробуксовка;
- 6) ґрунт не демпферний.

Ці припущення потрібні для отримання лінійної моделі. При прийнятті цих припущень враховується, що автомобіль рухається з відносно малою швидкістю і об'єктом дослідження є його несуча система.

3.4 Результати досліджень

В якості об'єкта дослідження обраний автомобіль марки КамАЗ – 55111, який має достатню розповсюдженість як і інші вантажівки, виконані на цій конструкторській базі. Також такий вибір зроблений завдяки деяким властивостям автомобіля, які можна вважати цікавими з огляду на це дослідження, а саме його багатоплановість (висока вантажопідйомність, можливість експлуатації як на дорогах з твердим покриттям, так і на ґрунтових, просторова рама та ін.).

Не дивлячись на те, що основана задача зводиться до визначення динамічних впливів на раму, є важливим не вдаватися до нехтування реальними об'єктами, пов'язаними з нею, і змодельовати не тільки її, а і двигун, кабінку, кронштейни і навісні пристрої (тим самим отримати відповідні дійсності жорсткість вузлів, розподіл мас, для опор – їх жорсткість) елементи системи підресорювання (шарніри, важелі, пружні, демпфуючі елементи) і колеса.

КЕМ коліс, мостів і елементів підвіски автомобілів змодельовані за допомогою балочних кінцевих елементів КЕ маси мостів змодельовані КЕ у вигляді зосереджених мас типу (MASS) що прикладаються до центру мас агрегатів. Пружні і демпферні елементи приймаються з лінійними характеристиками та змодельовані за допомогою спеціальних КЕ (типу COMBI). Колеса змодельовані із оболонкових КЕ таким чином, щоб шини мали жорсткість, наближену до реальних аналогів. В

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

результаті збудована імітаційна система КЕМ КамАЗу, яка складається з 9255 вузлів і 9116 елементів переважно оболонкового типу, (рис. 3.10).

Для екстремальних режимів (резонансних) встановлено за відомими власними частотами елементів КМ, через це, на першому етапі вираховувались власні частоти і коливальні форми елементів КМ на нижніх частотах.

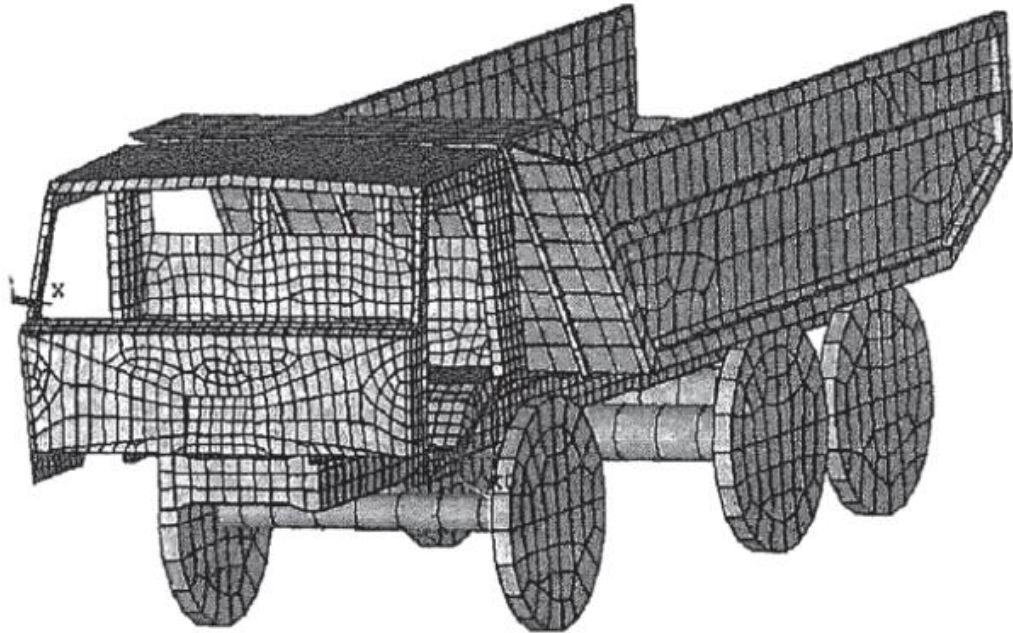


Рис. 3.10. Імітаційна КЕМ автомобіля КамАЗ – 55111, [22]

Для визначення граничних динамічних режимів задано зовнішнє навантаження як кінематичне переміщення точок контакту коліс з синусоїдальним профілем дороги в двох варіантах: симетрично відносно поздовжній площині автомобіля для лівого і правого бортів і несиметрично (за рахунок зсуву фази зовнішніх збуджень одного борта відносно другого на 180°). Параметри нерівностей і швидкість руху задаємо так, щоб викликати резонанс рами і підвіски, [22]:

$$v_a = 3,6fl_a, \quad (3.1)$$

де v_a - швидкість автомобіля; f - власна частота коливань агрегату, а сам рами; l_a - відстань між нерівностями дороги (найближчими) (відповідають періоду коливань).

Для більшої зручності задано l_a рівним відстані між віссю передніх коліс і віссю балансира задньої підвіски.

Для подальших досліджень необхідно врахувати висоту нерівностей.

Її підбирають з огляду на виникнення граничних прискорень на місці водія для переміщення по заданому профілю на цих швидкостях.

Максимальне прискорення підресованої частини автомобіля під час руху по безперервно чергувальними гармонійними нерівностями однакових розмірів, [22]:

$$\ddot{z} = y_{\max} q_{\max}, \quad (3.2)$$

де y_{\max} - максимальна амплітуда відносних прискорень, визначається із амплітудно-частотної характеристики підвіски; $y_{\max} = 300 - 1000 \frac{1}{c}$ - з [23], граничні по відчуттям водія прискорення $\ddot{z}_{ee\max} = 15 \text{ м/с}^2$. Зв'язок між значеннями середньоквадратичної і максимальної висоти визначається виразом:

$$2q_{\max} = \frac{2q_{ck}}{\sqrt{0,5}}. \quad (3.3)$$

Використовуючи ці значення отримана орієнтовна величина висоти нерівностей, [22]:

$$2q_{\max} = \frac{2\ddot{z}_{ck\max}}{y_{\max}\sqrt{0,5}} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 100}{600 \cdot \sqrt{0,5}} = 7 \text{ см}. \quad (3.4)$$

За допомогою розрахунків необхідно уточнити величину прискорення на місці водія, приймаючи до уваги вторинне підресорення, швидкість руху, використовуючи імітаційну модель автомобіля. Графіки прискорень, отримані шляхом дослідження (наприклад при використанні програми NASTRAN) або шляхом подвійного інтегрування функції переміщення, що представлені на рисунку 3.11. Ці графіки слід використовувати для корегування висоти нерівностей, якщо це необхідно, і отримання її остаточного значення.

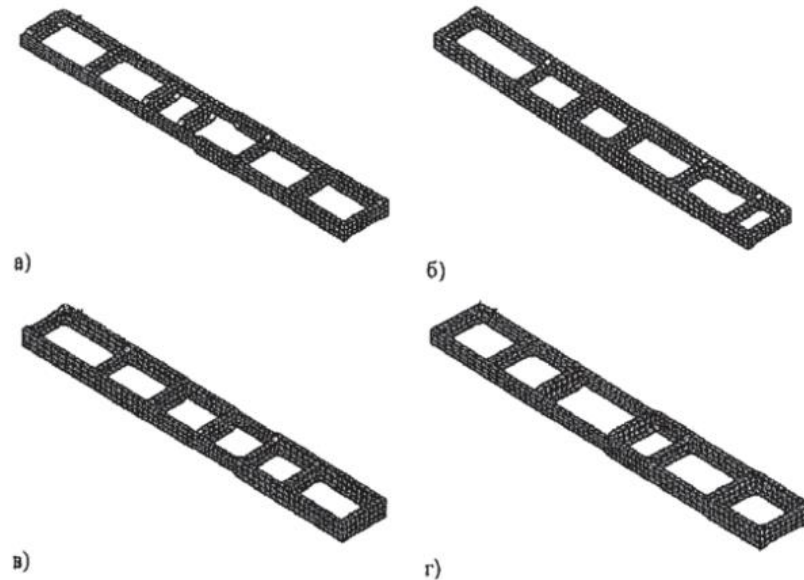
Для кожної частоти коливань визначається висота нерівностей і швидкість автомобіля, які стають параметрами, за якими виникає резонанс, і максимально допустимі вертикальними прискореннями. Це і буде являти граничні динамічні взаємодії.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пошук оптимальних рішень зводиться до статичної постановки, [23]. У цьому випадку оптимальним буде об'єкт (рама) тільки тоді, коли він витримує граничні квазістатичні і динамічні навантаження і задовольняє вимогам по ресурсу.

При проведенні розрахунків і вирішенні задач оптимального проектування необхідно визначити припустимі напруження, які, зазвичай, приймаються рівними

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{k}, [22].$$



а – цільова функція об'єм рами $k = 2,25$; б – цільова функція рівномірність $k = 2,25$; в – цільова функція об'єм рами $k = 1,7$; г – цільова функція рівномірність $k = 1,7$;

Рис. 3.11. КЕМ рами після оптимізації, [22]

Тут k - загальний коефіцієнт запасу міцності, який включає в себе і коефіцієнт динамічності k_d . Для вантажівок пропонується приймати рівним $2,0 \dots 2,5$, [23]. В задачах оптимізації за цільової функції мінімум маси $[\sigma]$ є обмежуванням, а за цільової функції рівномірності безпосередньо залучається до цільової функції, [22].

Проводячи пошук оптимальних рішень звертаються до раніше розробленої методики [23] (КЕМ рами до оптимізації і КЕ оболонкового типу заявлена там же). Отримані оптимальні варіанти залучаються до імітаційної моделі автомобіля і визначають динамічні характеристики. Динамічний аналіз проводиться для двох

станів рами: до оптимізації, після оптимізації у динамічному і статичному режимі, рішення наведені в таблицях 3.1 – 3.5 і рисунках 3.11 – 3.15, [22].

З таблиці 3.1 можна визначити, що максимальне динамічне напруження менше довготривалої межі витривалості $\sigma_{-1} = 270 \text{ МПа}$ (матеріал Сталь 30), [22], тобто рама занадто важка і, якщо приймати до уваги динамічні характеристики, її не можна назвати оптимальною. Для порівняння задаються значення коефіцієнта $k = 1,7$, яке отримане в результаті аналізу динамічних параметрів. Проводять аналогічний пошук оптимальних рішень за вже озвученими двома критеріями і визначають динамічні характеристики по імітаційній моделі з новими конструкціями рам.

Найкраще рішення у попередньому випадку досягнуто за критерієм рівномірності. Параметрами, які змінилися після оптимізації, є: маса, об'єм, (табл. 3.3), форма лонжеронів і місця розташування поперечин (рис. 3.11 ,табл. 3.4) та інші. З таблиці 3.3 можна побачити, що маса несучої частини після оптимізації при цільовій функції об'єм зменшується на 21 % за $k = 2,25$ і на 25 % за $k = 1,7$; за критерієм рівномірності маса рами зменшується на 22 % за $k = 2,25$ і на 37,7 % за $k = 1,7$ із табл. 3.4 (Н1) після оптимізації при цільовій функції об'єм зменшується на 24,6 % за $k = 2,25$ і на 6 % за $k = 1,7$. Також можна звернути увагу на те, що суттєво підвищилися динамічні напруження (табл. 3.2). Спостерігається їх наближення до границі текучості ($\sigma_r = 400 \text{ МПа}$). Значних змін набули власні частоти (табл. 3.5). Перша частота після оптимізації при цільовій функції об'єм зменшується на 17 % за $k = 2,25$ і на 14 % за $k = 1,7$, [22].

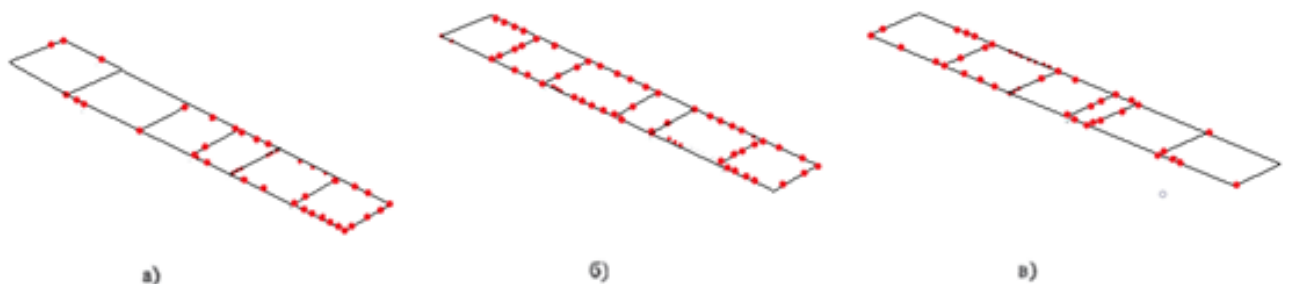


Рис. 3.12. Схема розміщення точок замірів параметрів на рамі до оптимізації «а» і після оптимізації «б», об'єм «в», [22]

Таблиця 3.1

Значення еквівалентних напружень в вузлах з'єднання поперечин з лонжеронами рами за резонансної частоти і за коефіцієнта запасу міцності $k = 2,25$

№ вузла	Еквівалентне граничне напруження (МПа)						Коефіцієнт динамічності		
	статика			динаміка					
	До оптимізації	Після оптимізації		До оптимізації	Після оптимізації		До оптимізації	Після оптимізації	
		Об'єм	Рівноміцність		Об'єм	Рівноміцність		Об'єм	Рівноміцність
1	78	62,5	53,3	138	176	243	1,8	2,8	4,5
2	75,9	81,2	29,7	121	328	127	1,6	2,9	4,3
3	70,2	93,2	35,7	167	62	93	2,4	0,6	2,6
4	54,4	41,4	38,6	106	78	194	1,9	1,9	5
5	53,4	107,3	118,8	218	177	187	4,1	1,6	1,6
6	40,8	54,3	40,5	144	279	138	3,5	5,1	3,4
7	51,6	38,3	45,5	46	202	112	0,9	5,3	2,5

Таблиця 3.2

Значення еквівалентних напружень в вузлах з'єднання поперечин з лонжеронами рами за резонансної частоти і за коефіцієнта запасу міцності $k = 1,7$

№ вузла	Еквівалентне граничне напруження (МПа)						Коефіцієнт динамічності		
	статика			динаміка					
	До оптимізації	Після оптимізації		До оптимізації	Після оптимізації		До оптимізації	Після оптимізації	
		Цільова функція об'єм	Цільова функція рівноміцність		Цільова функція об'єм	Цільова функція рівноміцність		Цільова функція об'єм	Цільова функція рівноміцність
1	78	110	98	283	361,1	388,7	3,62	3,3	4
2	75,9	78,4	81,2	126,5	358,2	253,7	1,7	4,6	3,1
3	70,2	85,7	93,2	93	93,4	187,5	1,3	1,1	2
4	54,4	88,6	75,5	68,8	134,6	180,9	1,3	1,5	2,4
5	53,4	118,8	125	77,5	274,2	213,3	1,5	0,96	1,7
6	40,8	60	85	114,5	354,1	387,5	2,8	2,3	4,5
7	51,6	45,5	68,5	155,4	160,8	146,9	3	3,5	2,1

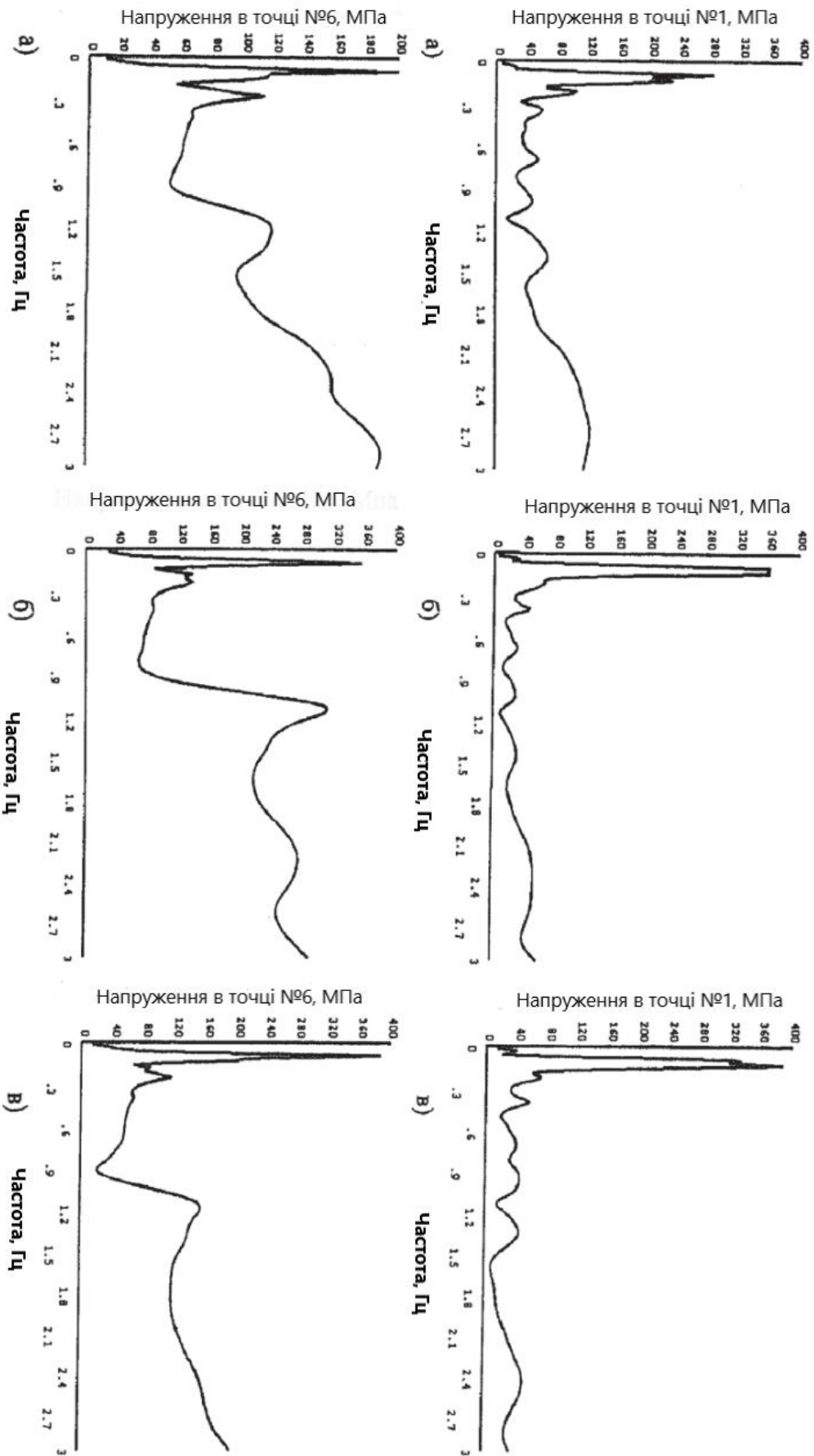


Рис 3.13. Зміна напружень в точках 1, 6 для рами до оптимізації «а», після оптимізації (цільові функції рівноміцність «б» і об'єм «в»), [22]

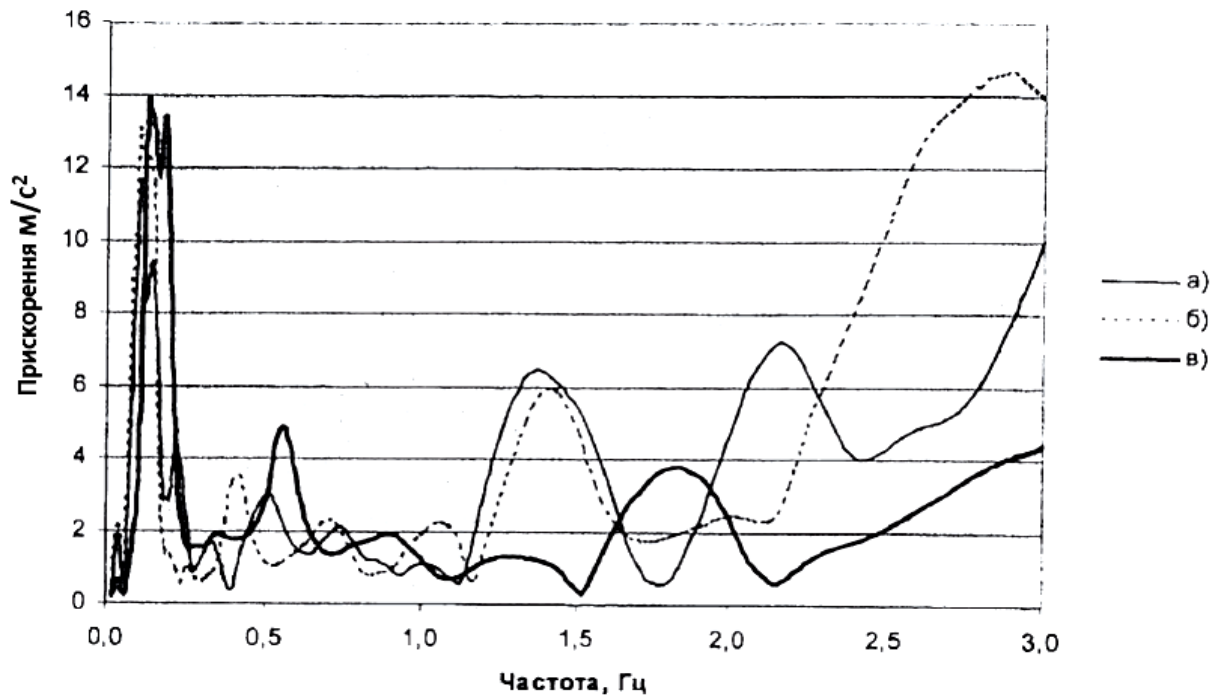


Рис. 3.15. Зміна прискорення на полу кабіни під час імітації руху автомобілю для рами до оптимізації «а», після оптимізації цільові функції рівномірність «б» і об'єм «в», [22]

На рисунку 3.15 зображені форми власних форм коливань рами до оптимізації (позначені літерою «а») після оптимізації (цільові функції рівномірність «б», об'єм літерою «в»). Ці частоти відповідають переважаючим формам: згин, кручення. В тому числі для рами до оптимізації «кручення» має місце за частот 0,35 і 0,47 Гц і сумісне «кручення і згин» за частоти 0,46 Гц. Для рами після оптимізації (цільова функція «об'єм») має місце «кручення» за частот 0,3 і 0,39 Гц і «згин» за частоти 0,72 Гц. Для рами після оптимізації (цільова функція рівномірність) має місце «кручення» за частот 0,28 і 0,35 Гц і «згин» за частот 0,64 Гц.

Таблиця 3.3

Значення об'ємів рами у процесі оптимізації за різних коефіцієнтів запасу міцності

Рама до оптимізації	Об'єм рами (мм ²)			
	Рама після оптимізації			
	Цільова функція об'єм		Цільова функція рівномірність	
0,662928E+8	$k = 2,25$	$k = 1,7$	$k = 2,25$	$k = 1,7$
	0,5100E+08	0,49766E+8	0,51661E+8	0,41273E+08

Таблиця 3.4

Зміна варіативних параметрів в процесі оптимізації рами за різних коефіцієнтів запасу міцності

Варіативний параметр, (мм)	Рама до модернізації	Рама після модернізації			
		$k=2,25$		$k=1,7$	
		Цільова функція об'єм	Цільова функція рівномірність	Цільова функція об'єм	Цільова функція рівномірність
H1	300	226,01	245,55	282	218,3
H2	300	222,00	240,5	277,4	272,5
H3	300	190,77	255,24	249,6	204,1
H4	300	247,55	297,77	209,5	275,4
H5	300	254,61	287,83	286,6	254,6
H6	300	298,95	240,87	297,1	298,9
H7	300	233,78	226,50	191,2	210
H8	300	201,46	155,21	174,3	201,5
H9	300	232,91	280,76	288	287
H10	300	269,51	264,34	278	277,2
H11	300	155,29	212,69	214,4	187,9
H12	300	258,97	157,76	236,6	265,4
H13	300	234,67	184,80	294,6	222,2
T1	8	6,5	6	4,6	5,2
T2	6	6,9	7,6	8,7	4,95
DL1	1500	1072,0	1612,3	1328,8	1080,6
DL2	2600	2097,1	2232,1	2518,4	2096,9
DL3	3600	3292,7	2852,3	3531,1	3494,6
DL4	4400	4145,5	4849,5	3917,8	4203,6
DL5	5200	5260,8	5980,8	5196,5	5529,1

Таблиця 3.5

Значення частини власних частот для рами до оптимізації і після оптимізації під час кручення

№ частоти	Частота f (Гц)				
	До оптимізації	Після оптимізації			
		Цільова функція об'єм		Цільова функція рівномірність	
		$k = 2,25$	$k = 1,7$	$k = 2,25$	$k = 1,7$
1	0.94T-3	0.85E-03	0.83E-03	0.913E-03	0.79E-03
2	0,35	0,29	0,3	0,24	0,28
3	0,47	0,37	0,39	0,347	0,35
4	0,96	0,69	0,72	0,77	0,64
5	1,05	0,94	0,83	0,89	0,84
6	1,25	1,11	1,15	0,90	0,91
7	1,61	1,4	1,33	1,27	1,21
8	2,23	1,68	1,65	1,88	1,63
9	2,27	2,15	1,97	1,91	1,85
10	2,8	2,24	2,25	2,44	2,19
11		2,618	2,42	2,92	2,62
12					2,73

3.5 Висновки за розділом

Надані результати свідчать про суттєву залежність всіх параметрів (в той же час і отриманих після оптимізації, які визначають граничні динамічні навантаження), від прийнятих допустимих напружень і коефіцієнту запасу міцності. Тому для вирішення і визначення найбільш оптимального варіанту оптимізації необхідно ввести в процес оптимізації перевірку (обмеження) на граничні динамічні навантаження і ресурс, які треба уточнити на кожному ітераційному кроці.

Дослідження проведене за методикою, запропонованою автором статті [22], в якій розглядається проблема оптимізації несучої системи автомобіля та підходу до оптимізації її конструкції на базі КЕМ. З даного дослідження ми бачимо розширення випробувань рами за певні межі простого випробовування на міцність та витривалість конструкції, граничні умови і розрахунок екстремальних умов для механізмів автомобіля з якими можуть зіштовхнутися механізми і агрегати, а, як наслідок, і несуча система, що наближає до реалістичного передбачення поведінки рами в умовах експлуатації. Також цьому сприяє використання сучасної обчислювальної техніки, що і відтворює математичну модель КЕМ.

Дослідження не мало метою повністю відповісти на питання про ефективність оптимізованої конструкції, тому і зупинилося на виявленні закономірності про суттєвий вплив коефіцієнту запасу міцності на їх параметри. Подальші випробовування необхідно проводити експериментальним шляхом і заодно визначатися з граничними параметрами для оптимізованих конструкцій на яких і зупинився дослід.

3.6 Дослідження згину рами вантажного автомобіля в вертикальній площині методом КЕ

Мета роботи: дослідити згин рами автомобіля у вертикальній площині методом КЕ, що у свою чергу дозволяє визначити переміщення, напруження і

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

деформації в точках рами автомобілю. Для досліду використана модель несучої частини вантажного автомобілю КамАЗ – 5410.

Рама має два поздовжніх лонжерони швелерного профілю і п'ять поперечин. З'єднання елементів виконане заклепками як з'єднання з'єднаних частин поперечних балок, так і з'єднання поперечних балок з лонжеронами. Вісі перших трьох поперечних балок мають криву форму.

Для розрахунку розрахункової моделі піддослідної рами використані сили обчислювальної техніки, а також пакет програм ANSYS. Зіставні елементи рами представлені у вигляді КЕ оболонкового і об'ємного типів. КЕ оболонкового типу SHELL 63 враховує дві згинальні і мембранні характеристики, [23]. Навантаження на КЕ впливають як у його площині так і по нормалі.

Параметри розрахункової моделі рами відповідають реальним параметрам несучої системи вантажівки. Граничні вимоги до несучої системи наступні:

- 1) навантаження, що розглядаються, обумовлені масою кабіни водія (572 кг = 5720 Н), двигуна та силових агрегатів (805 кг = 8050 Н);
- 2) навантаження з напівпричепа на сидельно-зчипний пристрій приймається (8100 кг = 81000 Н);
- 3) на місцях кріплення рами і підвіски використані рухомі і нерухомі опори.

3.7 Результати досліджень

Складові елементи рами виготовлені із листової сталі товщиною 8 мм. Конструктивні елементи, зображені на рисунку 3.16, мають вигляд площин, які дозволяють моделювати положення заклепкових з'єднань. Заклепки, що з'єднують збірні одиниці рами, виключають їх відносне і обертальне переміщення.

Моделювання заклепкових з'єднань досягається шляхом надання відповідних ступенів свобод, які відповідають реалістичним при умові пересічення віссю заклепки єднаних елементів. Інакше кажучи, з'єднання моделювалось шляхом виключення в точках перетину осі заклепки і вузлів кінцевих елементів на площинах відносного переміщення і обертання.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

На рисунку 3.17 наведено приклад моделювання заклепкового з'єднання передньої поперечини і лонжеронів. На лінії з'єднання площин А57, А58 і А8, А9 в точках, які відповідають місцям встановлення заклепок і їх вісям в якості граничної вимоги задано умову однаковості переміщення і обертання відповідним складовим. Тим же чином були змодельовані інші заклепкові з'єднання рами вантажівки.

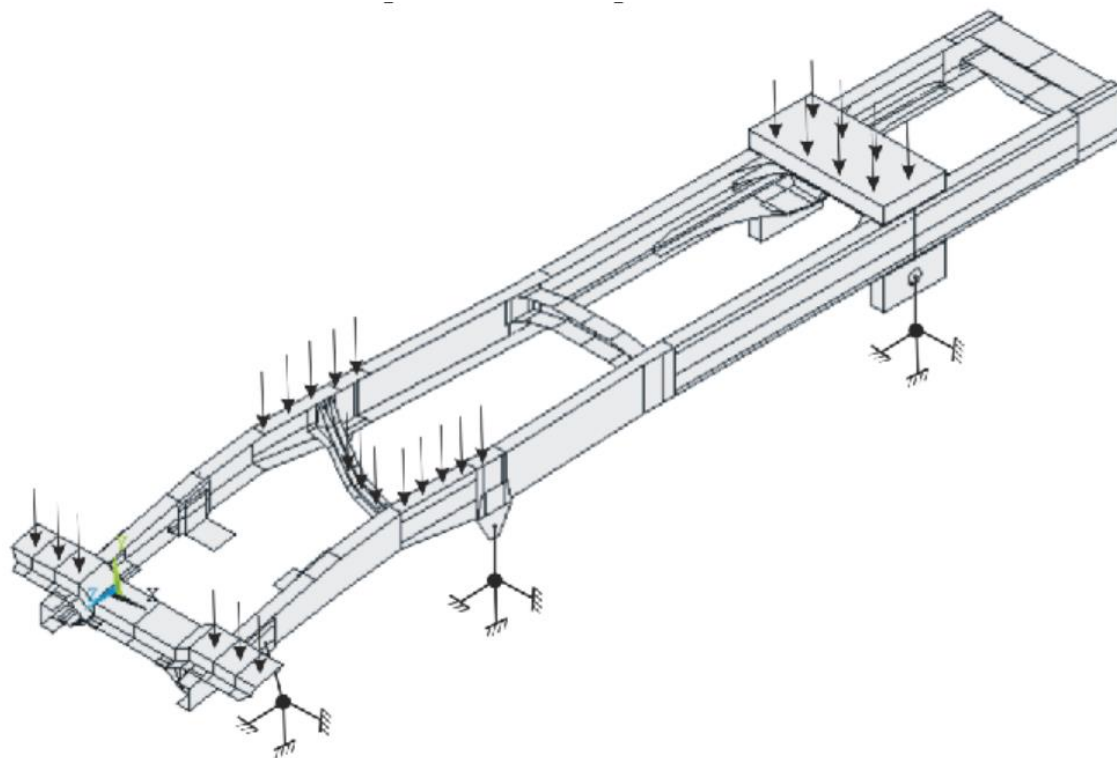


Рис. 3.16. Схема навантаження рами вантажівки КамАЗ – 5410, [23]

Під дією заданих напружень модель деформується до тих пір, доки площини елементів не почнуть тиснути одна на іншу.

Під дією тиску між закріпленими заклепками елементами спостерігається «врізання» площин (рис. 3.18), викликане тим, що при такому способі моделювання точки взаємодії елементів з площинами (наприклад: А58 і А8, А57 і А9) прив'язані до вісей відповідних заклепок.

На першому етапі досліджень виявлено ділянки моделі, які тиснуть одна на одну, викликаючи ефект «врізання». Для уникнення потрібно виконати певні доповнення до схеми взаємодії площин елементів. На проблемних ділянках

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

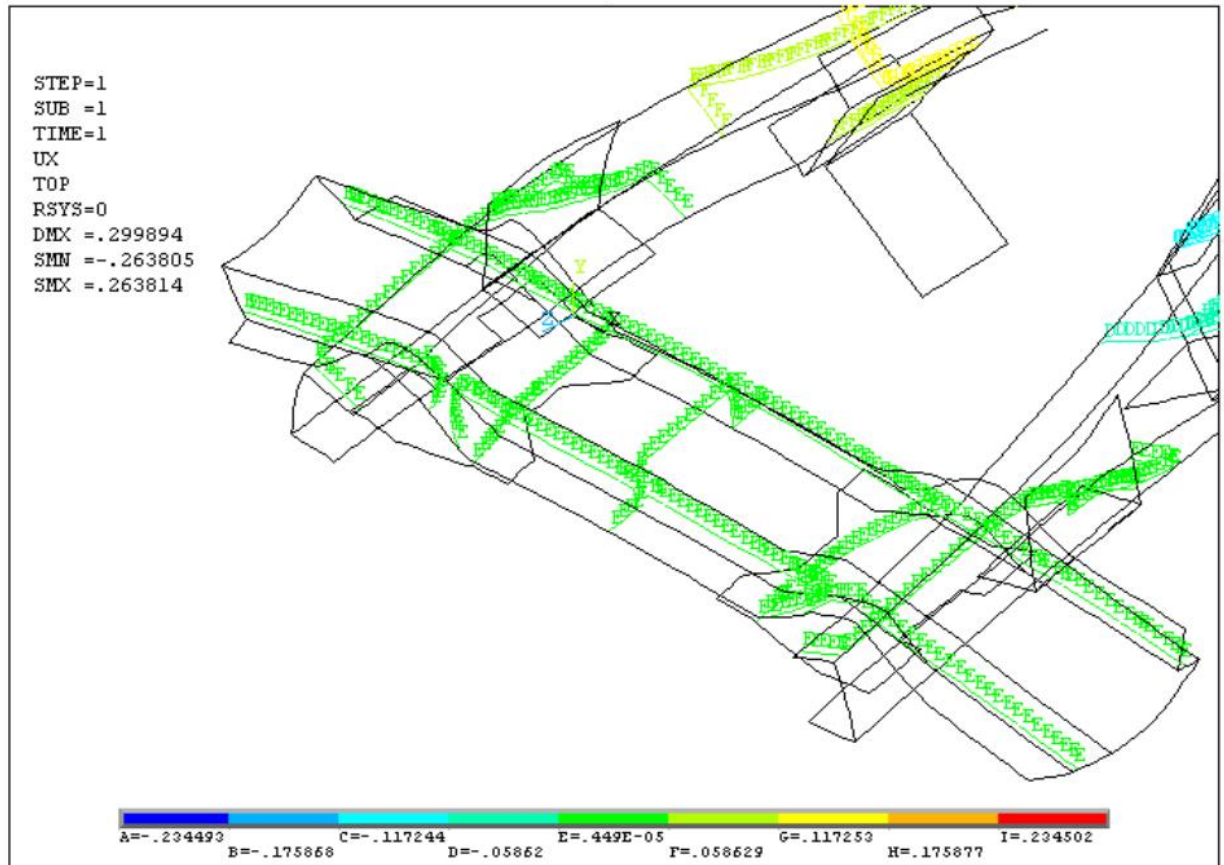


Рис. 3.18. Зображення врізання передньої поперечної балки і лонжеронів, [23]

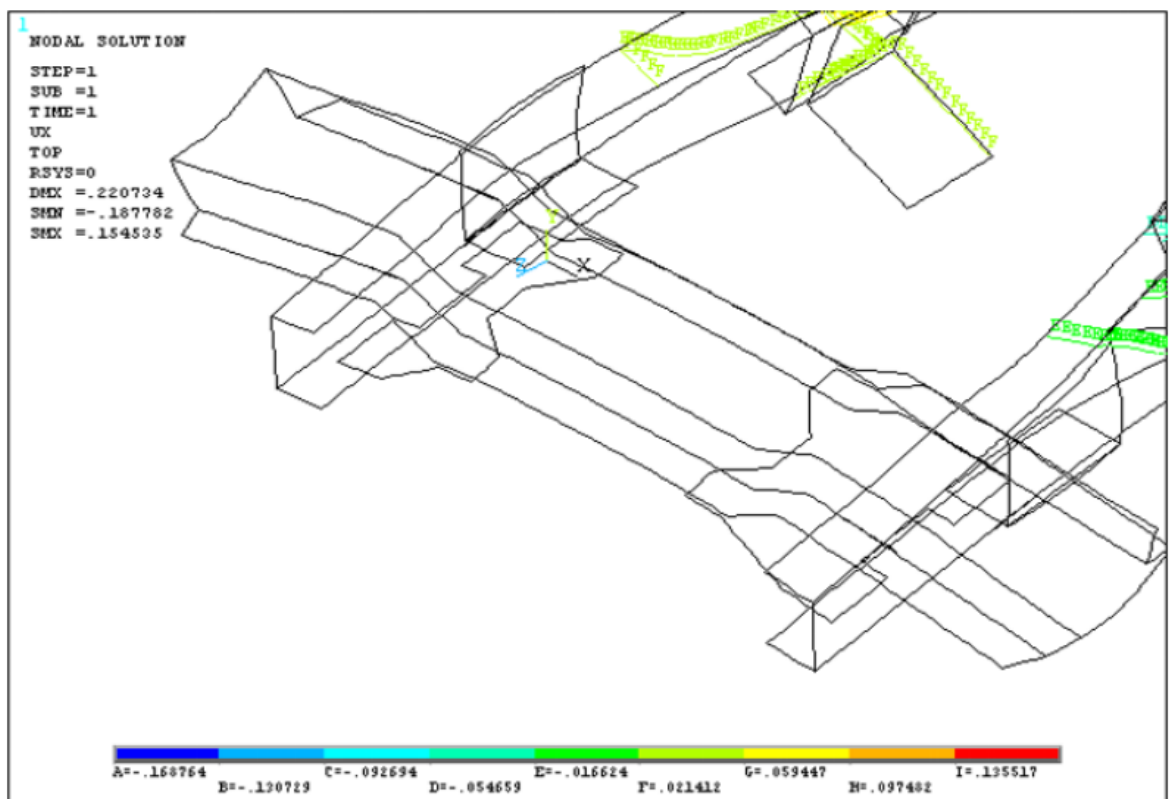


Рис. 3.19. Зображення передньої поперечної балки і лонжеронів за відсутності врізання, [23]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

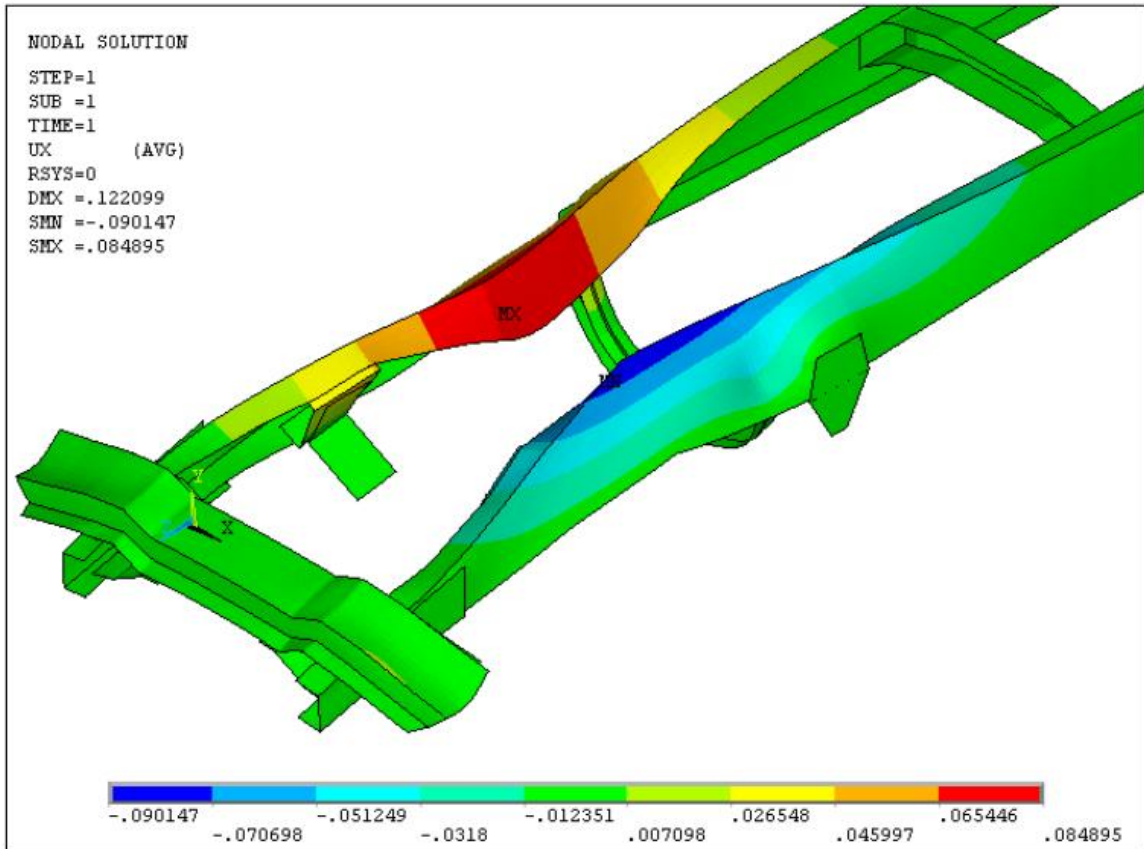


Рис. 3.21. Ізополя переміщення елементів рами в поперечному напрямку, [23]

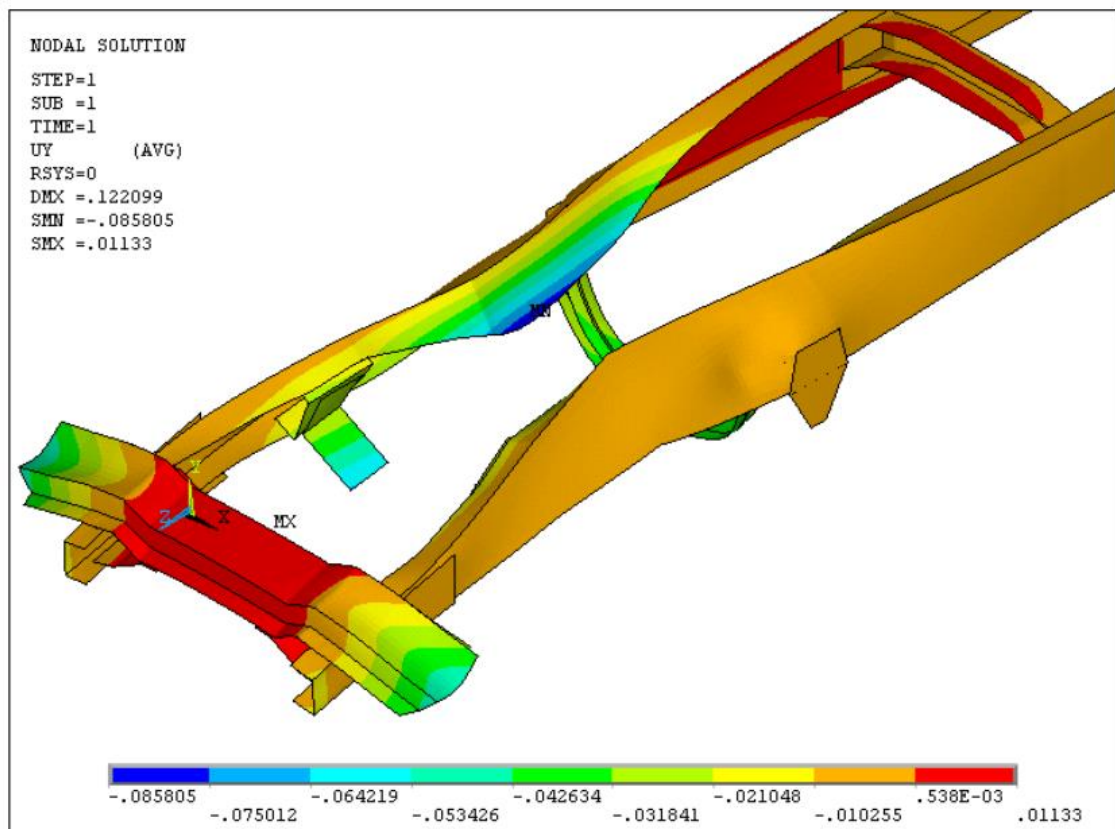


Рис. 3.22. Ізополя переміщення елементів рами в вертикальному напрямі, [23]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.8 Висновки за розділом

Розроблена математична модель рами КамАЗу – 5410 дозволяє визначити розподіл напруження елементів і їх деформації в рамі вантажівки, а також переміщення в довільній точці, що дозволяє виявити найбільш небезпечні ділянки конструкції.

Це дослідження, на відміну від попереднього, більше підводить увагу до способу створення математичної моделі КЕМ та її структурної оптимізації, для підготовки до випробувань та досягнення основної мети, яка у цьому дослідженні була досягнена, ми бачимо, що за заданих навантажень, отримані реалістичні напруження в елементах та деформації моделі кінцевих елементів. Вказана проблема ефекту «врізання», що неминуче веде за собою або проблеми в обробленні інформації ЕОМ, або до помилки в результатах дослідження. Також вказано спосіб вирішення цієї проблеми за допомогою надавання додаткових зав'язків та точок контакту між елементами у другому етапі оптимізації моделі.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В даній роботі розглянуто основні причини для проведення та продовження досліджень з заданої теми.

Представлені основні конструкції ходових частин вантажівок ЗІЛ – 130, КамАЗ – 5320, КрАЗ – 6322 – 02, на основі огляду яких зроблено аналіз і зараз можна сказати, що найбільш оптимальною та універсальною конструкцією з представлених можна вважати ходову частину вантажівки КрАЗ – 6322 – 02, що не дивує, оскільки це самий сучасний автомобіль з представлених.

На основі аналізу сучасного насичення попиту постачальниками вантажних автомобілів зроблено висновки, щодо оптимальної для внутрішнього споживача конструкції ходової частини автомобілів на основі пропозицій лідерів виробників, які мають значну частку ринку і певних економічних умов.

Розглянутий метод дослідження динамічних властивостей несучої системи автомобіля за допомогою створення математичної моделі кінцевих елементів стосовно оптимального проектування показав себе з гарної сторони своєю різносторонністю, врахуванням додаткових умов для створення найбільш реалістичної моделі поведінки несучої системи під час експлуатації автомобіля і запровадження використання сучасних ЕОМ, що підіймає попит на дослідження способів співпраці з обчислювальною технікою, ПО, і їх грамотного застосування. На цьому питанні також зосередилися, розглядаючи дослідження на вертикальній площині методом кінцевих елементів, в якому акцентовано увагу на способі відтворення математичної моделі: створення зв'язків між збірними елементами, напрямки та площини прикладання напружень, які визначалися з граничних умов дослідження, задання елементам ступенів свобод відповідних до реалій та ін. Також вказано спосіб вирішення проблем, які виникають під час проектування моделі.

Як зазначено у висновку до 2 розділу, одним з основних параметрів, що впливають на всі характеристики автомобіля, є маса. Це стосується і маси несучої

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

системи автомобіля. Тому для поліпшення економічних характеристик необхідно більш раціонально використовувати раму для зменшення її ваги і підвищення функціональності. Для більшої ясності варто звернути увагу на проект, запатентований фірмою MAN, а саме - конструктивний проект просторової рами, з додатковими кронштейнами, які є невід'ємною частиною самої несучої частини. Це спрямовано в першу чергу на раціоналізацію способу збірки запчастин на самій рамі більш компактно і з меншою кількістю кріпильних засобів та додаткових устаткувань, що призводить до зменшення їх ваги і створення центру мас в необхідній точці.

Після розроблення конструкції з, урахуванням використання легких високоміцних сплавів, її необхідно оцінювати на динамічні та статичні навантаження, продовжуючи використання тих варіантів досліджень, що були розглянуті і продовжуючи удосконалення способів проектування математичної моделі КЕ, для більш точних результатів і зменшення кількості помилок. Розширювати метод оптимального проектування шляхом додавання нових змінних, граничних умов і обмежень, для отриманих за допомогою цього методу оптимізованих конструкцій, експериментальним шляхом.

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Автосвіт Конструкція ходової частини автомобілю [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <http://avtomir.dn.ua/konstruktsiya-hodovoyi-chastyny-avtomobilya/>
2. РРТ онлайн Зображення шасі вантажівки ЗІЛ – 150 [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <https://ppt-online.org/324463>
3. Автоезда. Устройство ходовой части автомобиля [Електронний ресурс]. –
Режим доступу: <https://www.autoezda.com/hodovaja.html>
4. Автоезда. Конструкция ходовой части автомобиля [Електронний ресурс].
– Режим доступу: <https://www.autoezda.com/2014-07-01-16-12-30/%D1%83%D1%81%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B9%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%BE-%D1%85%D0%BE%D0%B4%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B9-%D1%87%D0%B0%D1%81%D1%82%D0%B8-%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D1%8F/113-hod4ast.html>
5. Allbest Устройство ходовой части автомобиля ЗИЛ – 431410 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://otherreferats.allbest.ru/transport/00149121_0.html
6. Interdalnoboy Сборка телескопического амортизатора ЗИЛ – 135 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://interdalnoboy.com/pro-zil-130/remont-i-ekspluatatsiya/sborka-teleskopicheskogo-amortizatora.html>
7. БАНГА Интернет магазин запчастей для легковых и грузовых автомобилей. Рама и седельно-цепное устройство КамАЗ-5320, -55102 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://avtotehtrans.ru/hodovaya_chast_kamaz.html
8. Sinref.ru - библиотека онлайн. Устройство подвески автомобилей КамАЗ-5320 И УРАЛ-4320. Передняя подвеска автомобилей КамАЗ – 5320 и УРАЛ – 4320 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://sinref.ru/avtomobili/KAMAZ/000_avto_kamaz_5320_i_ural_4320_medvedkov_1981/153.htm

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

9. Sinref.ru - библиотека онлайн. Устройство подвески автомобилей КамАЗ-5320 И УРАЛ-4320. Задняя подвеска автомобилей КамАЗ – 5320 и УРАЛ – 4320 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://sinref.ru/avtomobili/KAMAZ/000_avto_kamaz_5320_i_ural_4320_medvedkov_1981/154.htm

10. Sinref.ru - библиотека онлайн. Устройство колесного движителя автомобилей КамАЗ-5320 и Урал-4320 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://sinref.ru/avtomobili/KAMAZ/000_avto_kamaz_5320_i_ural_4320_medvedkov_1981/152.htm

11. Sinref.ru - библиотека онлайн. Устройство мостов автомобилей КамАЗ-5320 И УРАЛ-4320. Ведущие мосты автомобиля КамАЗ-5820 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://sinref.ru/avtomobili/KAMAZ/000_avto_kamaz_5320_i_ural_4320_medvedkov_1981/157.htm

12. БАНГА Интернет магазин запчастей для легковых и грузовых автомобилей. Подвеска КамАЗ-5320, -55102, -55111, -53212, -53211 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://banga.ua/pages/gruzovie-sng/kamaz/tehnicheskaya-dokumentatsiya-kamaz/rukovodstvo-po-remontu-i-texnicheskomu-obsluzhivaniyu-avtomobilej-kamaz/kamaz-1-gl3-02>

13. Спецтехника Справочник профессиональной спецтехники КамАЗ — 5320: технические характеристики (ТТХ), расход топлива на 100 км, грузоподъёмность, габаритные размеры [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://spectehnica-mo.com/tehnicheskie-harakteristiki-avtomobilya-kamaz-5320/>

14. Холдинговая компания «АвтоКрАЗ» Автомобили КрАЗ – 6322 – 02, КрАЗ – 63221 – 02, КрАЗ – 6446 – 02. Руководство по эксплуатации – 2010.

15. МНВК с. Рижавка Основы теорії руху автомобіля [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://mnvk-rizhavka.at.ua/index/0-15>

16. STUDFILES Файловый архив студентов Вуз: Киевский университет туризма, экономики и права Сили, що діють на автомобіль у загальному випадку

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

руху [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://studfile.net/preview/9341677/page:5/>

17. Артамонов М.Д., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории и конструкции автомобиля. Учебник для техникумов. Изд. 2 – е «Машиностроение», - 1974, 288 с.

18. А.В. Сохацький, О.В. Трофімов, О.Д. Фірсов. Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів. Частина 1. Тягово–швидкісні властивості автотранспортних засобів. Паливна економічність. Навчальний посібник. – 2018.

19. StudRef Техника. Топливная экономичность автопоезда. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
https://studref.com/596353/tehnika/toplivnaya_ekonomichnost_avtopoezda

20. StudRef Техника. Топливо – экономические характеристики автомобиля. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
https://studref.com/596351/tehnika/toplivno_ekonomicheskie_harakteristiki_avtomobilya

21. StudRef Техника. Факторы, влияющие на топливную экономичность автомобиля [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
https://studref.com/596352/tehnika/factory_vliyayuschie_toplivnuyu_ekonomichnost_avtomobilya

22. Аль Дауб Зияд Зузов В.Н. К вопросу о поиске оптимальных решений для рамы грузового автомобиля на базе уточненных конечно–элементных моделей // Известия вузов. Машиностроение. – 2005 - №12 – С. 46 – 66.

23. DOCPLAYER. Исследование изгиба рамы грузового автомобиля в вертикальной плоскости методом конечных элементов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://docplayer.com/50629560-Issledovanie-izgiba-ramy-gruzovogo-avtomobilya-v-vertikalnoy-ploskosti-metodom-konechnyh-elementov.html>

24. Pandia. Испытание автомобилей (стр. 13,14) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://pandia.ru/text/78/416/23407-14.php>

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

25. АвтоДела. Достоинства и недостатки пневмоподвески. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.autodela.ru/main/blogs/Ira_Avto/dostoinstva-i- nedostatki-pnevmapodveski

26. Kleyn Trucks. MAN [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.kleyntrucks.com/ru/stock/kind:TRU/make:M.A.N.?qooqie_creative_id=253889059885&keywords=%D0%BA%D1%83%D0%BF%D0%BB%D1%8E%20%D0%B3%D1%80%D1%83%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%BA%20%D0%BC%D0%B0%D0%BD&gclid=Cj0KCQjwyYKUBhDJARIsAMj9lkHMW8RzJLm_nfRdLdWYpWgweCKorLaqkvrg32XmBVBUWsS5KruWa7MaAvnDEALw_wcB

27. Автек. Ford trucks [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://avtek.ua/b-ford-trucks?utm_medium=cpc&utm_source=google&utm_term=%D1%84%D0%BE%D1%80%D0%B4%20%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%81&utm_medium=cpc&utm_source=google&utm_campaign=Ford_Trucks&utm_term=%D1%84%D0%BE%D1%80%D0%B4%20%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%81&gclid=Cj0KCQjwyYKUBhDJARIsAMj9lkHNaaeQc3Me607AE_ymF5GQ3cWU1vNUJ2QFuMK9m4sOsup9XH2Mw70aAh2UEALw_wcB

28. ТОВ "Київ-Спецтех" Вантажівки. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://kievspecteh.in.ua/p870500608-avtomobil-bortovoj-ford.html>

29. Kleyn Trucks. Scania. Вантажівки. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.kleyntrucks.com/ru/stock/kind:TRA/make:SCANIA/?qooqie_creative_id=253889060296&keywords=%D0%BA%D1%83%D0%BF%D0%B8%D1%82%D1%8C%20%D1%82%D1%8F%D0%B3%D0%B0%D1%87%20%D1%81%D0%BA%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D1%8F&gclid=Cj0KCQjwyYKUBhDJARIsAMj9lkHtcJodWTT_gLHwL7ZAhFJcDnh4JKIF-J7VPGzXnYzdzBedLuqvVIsaAjTcEALw_wcB

30. МАЗ Грузовая техника | МАЗ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://maz.by/products/cargo-vehicles#onboard-vehicles>

31. УкрЄвроМАЗ. Вантажна техніка. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ukreuromaz.com/product/maz-534026-8520-000/>

					ДІПТ. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

32. Вікіпедія. Кременчуцький автомобільний завод. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D1%80%D0%B5%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%87%D1%83%D0%B3%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D1%8B%D0%B9_%D0%B7%D0%B0%D0%B2%D0%BE%D0%B4

33. AuTo Consulting. Украинский рынок грузовиков за 2021 год вырос на 30% [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

<https://www.autoconsulting.com.ua/article.php?sid=50409>

34. МОНОЛИТ Назначение, устройство и типы подвесок автомобиля [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://monolith.in.ua/structure-avto/typy-podvesok-avtomobilja/>

35. Автоцентр КамаЗы получают независимую подвеску. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.autocentre.ua/kommercheskie/novinka-kommercheskie/kamazy-poluchat-nezavisimuyu-podvesku-koles-87863.html>

36. НЕБЫВАЛЬНЫЙ ТЕХНИК. Независимая подвеска автомобиля, принцип работы, типы и устройство. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://nb-tomsk.ru/systems/ustrojstvo-zavisimoj-podveski-avto-ee-tipy-otlicia-i-obsluzivanie.html>

37. ТехАвтоПорт. Что такое рама автомобиля и какие виды бывают. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://techautoport.ru/nesuschaya-sistema/kuzov-i-rama/rama-avtomobilya.html>

38. 777 АВТОСЕРВИС. Ремонт рам грузовиков. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://сто777.рф/remont-ram-gruzovikov/>

39. StudRef. Устройство бездисковых колес. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://studref.com/549211/bzhd/ustrojstvo_bezdiskovyh_koles

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

40. УСТРОЙСТВО АВТО. Дисковые колеса и шины автомобиля. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/shiny-i-diski/diskovye-kolesa-i-shiny-avtomobilya/>

41. АВТО – BLOGGER. Камерные или бескамерные шины. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://avto-blogger.ru/shiny-i-diski/kamernye-ili-beskamernye-shiny.html>

42. Сайт автолюбителей. Все для пневмоподвески – BAGONE: Пневмоподвеска и комплектующие. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://avtosaver.ru/raznoe/vse-dlya-pnevmapodveski-bagone-pnevmapodveska-i-komplektuyushhie.html>

43. AUTOMOTOLIFE. Подвеска автомобиля. Виды и типы подвесок автомобиля. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://automotolife.com/services/podveska-avtomobilya-vidy-i-tipy>

44. ВАЗ – 2107 классика. Какие выбрать амортизаторы для автомобиля. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://21074.ru/hodovaya-podveska/kakie-vybrat-amortizatory-dlja-avtomobilja/>

					ДІП. 480000. 403. КРПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		