

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення ходової частини автомобіля fiat з метою оптимізації її ремонту

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МА-41

спеціальності 274

Автомобільний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

Володимир МАСТІЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Андрій ГУПКА

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Михайло ЛЕВКОВИЧ

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Олег ЦЬОНЬ

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Ігор ОКІПНИЙ

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Автомобілів

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« 29 » січня 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

студенту Мастію Володимирі Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення ходової частини автомобіля fiat з метою оптимізації її ремонту

Керівник роботи Гупка Андрій Богданович к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «29» січня 2024 року № 4/7-73

2. Термін подання студентом завершеної роботи 24 червня 2024

3. Вихідні дані до роботи Креслення ходової частини автомобіля fiat. Базовий технологічний процес ремонту деталей ходової частини автомобіля fiat

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ

2 Технологічний розділ

3 Конструкторський розділ

4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Шестерня головної передачі – 1 лист А2

Сателіт 1 лист А3, Шестерня - 1 лист А 3

Аналіз тягових-скоросних показників - 1 лист А 1

Залежність стійкості від параметрів руху автомобіля з модернізованою трансмісією - 1 лист А 1

Передня підвіска. Деталювання - 1 лист А 1

Задній міст - 1 лист А 1

6. Консультанти розділів роботи

[illegible]

7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Володимир МАСТІЙ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Андрій ГУПКА

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

У цій кваліфікаційній роботі розглядається удосконалення ходової частини автомобіля Fiat з метою оптимізації процесу її ремонту. Автомобільна промисловість є однією з найдинамічніших та високотехнологічних галузей сучасної економіки, яка постійно вимагає інноваційних рішень та вдосконалення існуючих технологій. Одним із ключових аспектів, що впливає на експлуатаційні характеристики автомобіля, є його ходова частина. Ходова частина забезпечує зчеплення автомобіля з дорожнім покриттям, комфорт та безпеку під час руху.

Мета даної роботи полягає у дослідженні та впровадженні вдосконалень у конструкцію та методику ремонту ходової частини автомобіля Fiat, що дозволить оптимізувати процеси технічного обслуговування та знизити експлуатаційні витрати. У роботі були розглянуті основні проблеми та недоліки існуючих методів ремонту, запропоновані інноваційні підходи та технології, які сприятимуть підвищенню ефективності ремонту та довговічності ходової частини автомобіля.

Основні розділи роботи включають огляд і аналіз конструктивних схем підвісок вантажних автомобілів, аналіз існуючих конструкцій головних передач автомобілів, опис кінематичної схеми трансмісії автомобіля, а також порядок визначення основних параметрів вантажного автомобіля Fiat. Крім того, у роботі розглядаються етапи проектування листових ресор для автомобіля, розрахунки потужності двигуна, динамічної характеристики та режимів навантажень на трансмісію та ходову частину автомобіля.

Висновки роботи свідчать про те, що впровадження запропонованих вдосконалень сприятиме покращенню експлуатаційних характеристик автомобіля Fiat, зниженню витрат на його обслуговування та підвищенню рівня безпеки під час його експлуатації.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	1
ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Огляд і аналіз конструктивних схем підвісок вантажних автомобілів.	6
1.2 Аналіз існуючих конструкцій головних передач автомобілів	8
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	12
2.1 Аналіз технічних характеристик автомобілів - аналогів	12
2.2 Опис кінематичної схеми трансмісії автомобіля	15
2.3 Порядок визначення основних параметрів вантажного автомобіля FIAT	18
2.3.1 Порядок визначення максимального значення потужності двигуна.	18
2.3.2 Принципи побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля.	20
2.3.3 Порядок визначення чисел передач трансмісії автомобіля.	21
2.3.4 Порядок побудови динамічної характеристики	22
2.3.5 Розрахунок потужностного балансу.	23
2.3.6 Основні показники під час розгону автомобіля	24
2.4 Порядок визначення основних параметрів режимів навантажень трансмісії та ходової частини автомобіля.	26
2.4.1 Порядок визначення основних параметрів режимів навантажень трансмісії автомобіля при її розрахунку на міцність.	26
2.4.2 Порядок визначення режимів навантажень на трансмісію розраховуючи її на довговічність	29
2.4.3 Порядок визначення режимів навантажень на ходову частину при її розрахунку на міцність	30
2.4.4 Порядок визначення основних режимів силових навантажень на ходову частину, при розрахунку на довговічність	34
2.5 Розрахунок головної передачі автомобіля на міцність і довговічність	35
2.5.1 Обґрунтування і вибір конструкції головної передачі автомобіля	35

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	36
3.1 Побудова вертикальної пружної характеристики підвіски	36
3.2 Етапи проектування листових ресор для автомобіля	39
3.3 Розрахунок листової ресори автомобіля для визначення величини напруг від дії зовнішнього навантаження.	49
3.4 Визначення величини твердості матеріалу листової ресори	49
3.5 Аналіз поперечної стабілізації кузова автомобіля	51
3.6 Розрахунок амортизатора	54
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	57
4.2 Нормування природного освітлення. Основні світлотехнічні одиниці	57
4.1 Теорія небезпеки та безпеки	61
ВИСНОВКИ	65
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	66

ВСТУП

Автомобільна промисловість є однією з найдинамічніших та високотехнологічних галузей сучасної економіки, яка постійно вимагає інноваційних рішень та вдосконалення існуючих технологій. Одним із ключових аспектів, що впливає на експлуатаційні характеристики автомобіля, є його ходова частина. Ходова частина забезпечує зчеплення автомобіля з дорожнім покриттям, комфорт та безпеку під час руху.

Марка Fiat зарекомендувала себе на ринку як виробник надійних та доступних автомобілів, проте навіть такі моделі потребують регулярного технічного обслуговування та ремонту. Оптимізація процесу ремонту ходової частини автомобіля Fiat є актуальним завданням, оскільки це дозволяє зменшити час та витрати на обслуговування, підвищити надійність та безпеку автомобіля.

Метою даної кваліфікаційної роботи є дослідження та впровадження вдосконалень у конструкцію та методику ремонту ходової частини автомобіля Fiat, що дозволить оптимізувати процеси технічного обслуговування та знизити експлуатаційні витрати. У роботі будуть розглянуті основні проблеми та недоліки існуючих методів ремонту, запропоновані інноваційні підходи та технології, що сприятимуть підвищенню ефективності ремонту та довговічності ходової частини автомобіля.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд і аналіз конструктивних схем підвісок вантажних автомобілів.

Сукупність пристроїв, які забезпечують пружний зв'язок між підресореною і не підресореною масами, називається підвіскою. Підвіска зменшує динамічні навантаження, які діють на підресорену масу. Підвіска складається з трьох пристроїв пружного, направляючого і яка демпфірує. Пружним пристроєм на підресорену масу передаються вертикальні сили, які діють з боку дороги, зменшуються динамічні навантаження і поліпшуються плавність ходу.

Направляючий пристрій – механізм, який сприймає діюче на колесо подовжні і бічні сили і їхні моменти. Кінематика направляючого пристрою визначає характер переміщення колеса щодо несущої системи. Пристрій, який демпфірує, призначено для гасіння коливань кузова і колеса шляхом перетворення енергії коливань у теплову і розсіювання її в навколишнє середовище.

Конструкція підвіски повинна: забезпечувати необхідну плавність ходу; мати кінематичні характеристики, які відповідають вимогам стійкості і керованості автомобіля. Ступінь виконання цих вимог залежить від типу і конструкції самої підвіски і її окремих пристроїв. На вантажних автомобілях широке застосування одержали залежні підвіски. Залежна підвіска характеризується залежністю переміщення одного колеса моста від переміщення іншого колеса.

Існує багато можливостей закріпити балку залежної підвіски під кузовною рамою. Часто в якості єдиних несущих і одночасно пружних сполучних елементів застосовуються подовжні ресори, оскільки вони можуть сприймати сили у всіх трьох напрямках, а також тягові і гальмові моменти (рис. 1.1).

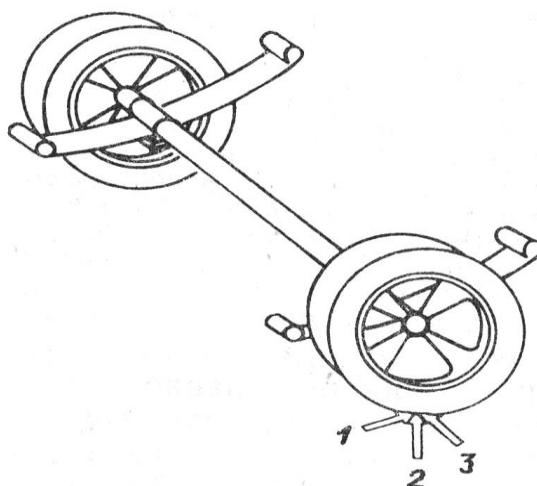


Рисунок 1.1 Подовжні ресори які можуть сприймати сили, діючі у всіх напрямках, а також тягові і гальмові моменти: 1,2,3 – відповідно подовжня, вертикальна і бічна сили.

Пневматична підвіска одержала широке поширення на вантажних автомобілях і причепах для далеких перевезень. Передня підвіска менш навантажена, чим задня. У передніх підвісках найчастіше з кожної сторони знаходиться по одному балону. На рисунку 1.2 показана передня підвіска автомобіля «Магірус-дойтц М2000». Функції направляючого елемента здійснюють три подовжні штанги і тяга «Панара». Щоб одержати місце для повороту коліс, усі вузли зміщені до середини.

Схема стабілізатора

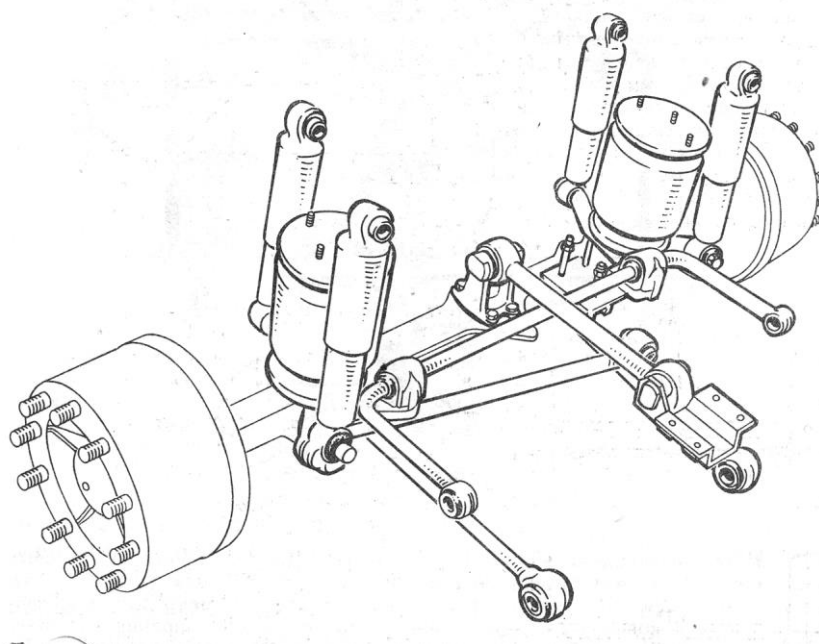


Рисунок 1.2 Передня підвіска автомобіля «Магірус-дойтц М2000»

На вантажних автомобілях застосовуються також і незалежні підвіски. Незалежна підвіска забезпечує незалежність переміщення одного колеса моста від переміщення іншого колеса. Підвіска на подвійних поперечних важелях виходить коротшою, ніж з направляючими стійками, і вимагає менше місця в порівнянні з залежною підвіскою. Головна перевага підвіски на подвійних поперечних важелях – її кінематичні якості: взаємним положенням важелів можна визначити висоту як центра поперечного крену, так і центра подовжнього крену. Крім того, за рахунок різної довжини можна впливати на кутові переміщення коліс при ходах відбою і стиску. Це, а також наявність поперечини підвіски і кінематичні переваги є, імовірно, причиною застосування підвіски на подвійних поперечних важелях на легких вантажних автомобілях, а також на більш важких із пневматичною і пружинною підвісками (рис.1.3).

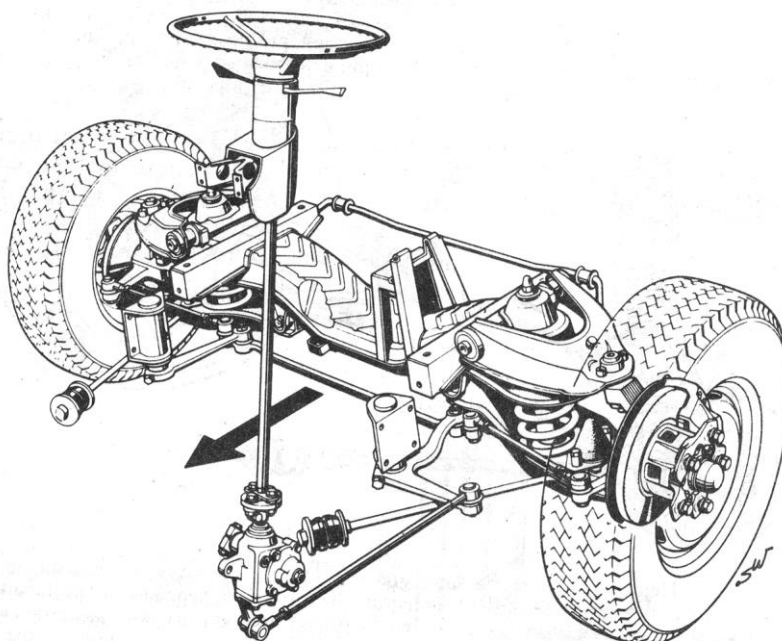


Рисунок 1.3 Передня підвіска вантажного автомобіля «Фольксваген LT»

1.2 Аналіз існуючих конструкцій головних передач

Призначення головної передачі - збільшення моменту, який крутить, і передача його на напівосі, розташовані під кутом 90° до подовжньої осі автомобіля. Її конструкція повинна бути компактною, а робота плавною і безшумною. Деталі головної передачі випробовують великі навантаження, тому

необхідна висока точність при регулюванні її підшипників і зачіплень шестерень. Головні передачі можуть бути зубчаті і черв'ячні. Якщо головна передача має одну пару шестерень, то її називають одинарною, а якщо дві пари, то подвійною. На вантажних автомобілях в більшості застосовуються подвійні передачі, оскільки загальне передавальне число трансмісії повинне бути значним, оскільки передаються великі крутні моменти (рис. 1.4 і 1.5)..

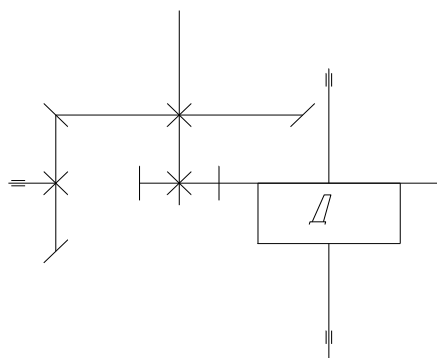


рисунок 1.4 Схема головної передачі : перший ступінь - конічний, другий - циліндричний

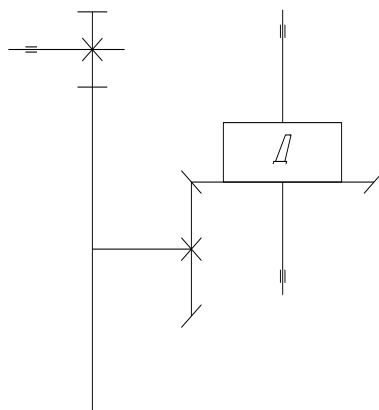


Рисунок 1.5 Схема головної передачі : перший ступінь - циліндричний, другий - конічний

У подвійній передачі зображеної на малюнках 1.4 і 1.5, крутий момент збільшується послідовно двома парами шестерень, з яких одна-конічна, а друга - циліндрична. Загальне передавальне число подвійної передачі рівне сумі передавальних чисел складових пар. Подвійна передача при порівняно невеликих розмірах шестерень дозволяє одержати значне передавальне число.

Пара циліндричних шестерень встановлюють в загальному картері (автомобілі ЗІЛ, КамАЗ, КрАЗ), щоб велика конічна шестерня кріпилась на одному валу з малою циліндричною шестернею. На автомобілях МАЗ і БелАЗ подвійна передача розділена і складається з пари конічних шестерень і планетарних редукторів, розташованих зовні маточин коліс (рис. 1.6).

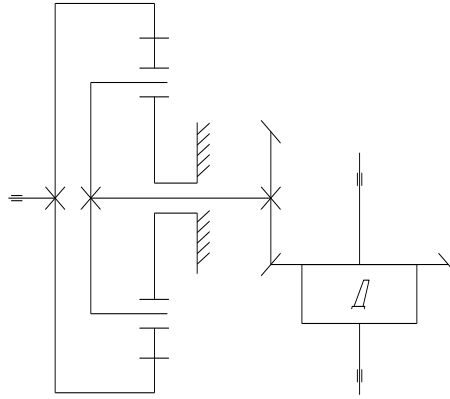


Рисунок 1.6 Головна передача : перший ступінь - планетарний, другий - конічний

Також застосовуються схеми подвійних головних передач з гіпоїдною передачею в першому ступені і циліндричною – другою (можливі різні схеми розташування циліндричної передачі щодо гіпоїдної), рисунки 1.7, 1.8, 1.9. Вони набули менше поширення через складність у виготовленні.

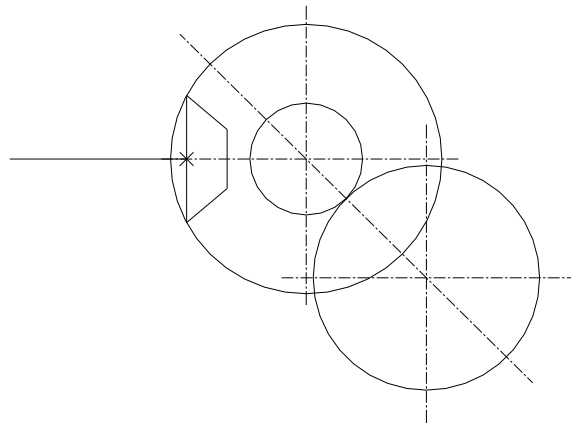


Рисунок 1.7 Головна передача з валами розміщеними в двох неперпендикулярних площинах

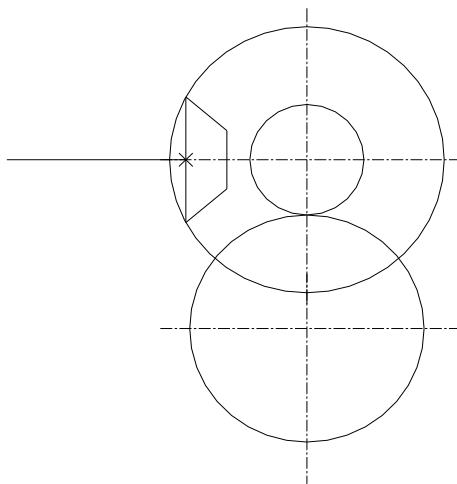


Рисунок 1.8 Головна передача з валами розміщеними в двох взаємно перпендикулярних площинах

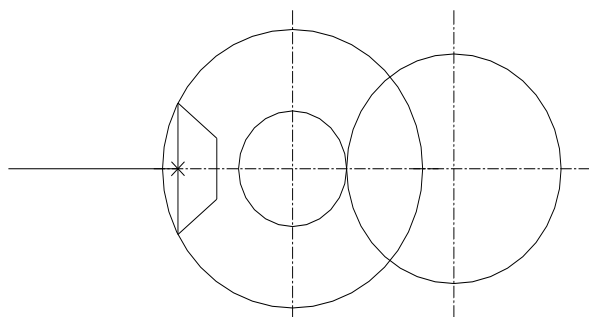


Рисунок 1.9 Всі вали шестерень головної передачі розташовуються в горизонтальній площині.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз автомобілів - аналогів

Автомобілі – аналоги визначаємо на основі аналізу їх технічних даних. Основні параметри найближчих автомобілів - аналогів представлені в таблиці 2.1. Як автомобілі – аналоги вибираємо Краз, Магірус, Guy Big, FIAT. По своїх технічних характеристиках вони достатньо добре відповідають проектуваному автомобілю. На основі аналізу технічних даних найближчих аналогів і відповідно до завдання на дипломний проект визначимо компоновану схему автомобіля, його повну масу, схему трансмісії і її агрегатів.

При проектуванні автомобіля застосовуємо компоновану схему з колісною формулою 6×6. Автомобіль експлуатуватиметься на дорогах загального користування з твердим покриттям.

Таблиця 2.1 Параметри, що характеризують експлуатаційні і технічні якості найближчих аналогів

Параметри	Найближчі аналоги				
	Модель АТС, країна-виготівник				
	перший	другий	третій	четвертий	п'ятий
2	3	4	5	6	7
Вид автомобіля (легковий, автобус, вантажний бортовий, тягач, самоскид і т.д.)	КрАЗ, сідельний тягач, Україна	Магірус 290D26L, самосвал, ФРГ	Guy Big I8, вантажний бортовий Англія	FIAT 697N-391, вантажний бортовий, Італія	Проектний
Компонувальна схема	КЗД	КНД	---	---	КЗД
Максимальна маса вантажу тг, що перевозиться, кг, або чисто місць для пасажирів, п	30000	16600	18289	18425	
Споряджена	9200	10000	5711	8075	

маса, тс,кг					
Повна маса, та, кг	21430	26000	24000	26500	
Максимальна швидкість $V_{\max}$, км/ч	68	73	---	---	
Час розгону з місця до 60 км/ч, тр,с	---	---	---	---	---
Двигун (карбюраторний, дизельний)	ЯМЗ, ДД, 8 циліндрів	F8L413, ДД, 8 циліндрів	дизельний 6 циліндрів	дизельний 6 циліндрів	ЯМЗ
Робочий об'єм, V_L , л	14,86	14,14	12,17	13,8	
Наявність обмежувача частоти обертання колінчастого валу двигуна (так, ні)	є	є	---	---	є
Максимальна потужність двигуна $N_{\max}$, кВт	176,5	229,1	205	191,2	---
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності або $n_{\max}$, мін	2100	2650	2100	2200	---
Максимальний крутний момент $M_{e \max}$, Н·м	882,6	808,5	775	1010	---
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті, n_M , мін	1500	1200-1600	1500	900	---

Зчеплення	дводискове сухе	однодискове сухе	дискове	дводискове	двудиск. сухе
Коробка передач	5ти східчаста	6ти східчаста	6ти східчаста	гіпоїдна 5ти ст., 4х ст.	5ти східчаста
Додаткова коробка	2х ст. з міжосьовим блок. диф.	---	---	є	2х східчаста
Головна передача	подвійна	подвійна	подвійна	що подвійна рознесла	що подвійна рознесла
Передавальні числа: коробки передач перша передача, ук1 друга передача, ук2 третя передача, ук3 четверта передача, ук4 п'ята передача, ук5 шоста передача, ук6 3.Х. додаткової коробки, ур головної передачі, u0	6,4 4,22 2,1 1 0,664 8,3 вища 1,2 низька 2,4 6,7	5,24 3,22 2,20 1,5 1,00 8,3 7,66	---	6,18 3,40 1,86 1,00 5,27 вища 1,00 низька 0,73 8,75	--- вища 1,23 низька 2,28
Число осей, у тому числі ведучих	6×6	6×6	---	6×6	
Маса, що доводиться на зад ведучі колеса, тв, кг		20000			

Розмір шин	320×50 8	12,00R-20	10,00-20	11,00-20	
Статичний радіус колеса з навантаженням, r_c , м	0,537± 0,005			0,566	
Габаритна висота, H , м	2,670	2,800	2,388	2,743	
База, L , м	4,080+ 1,400	1,968	4,813	3,260+1,3 00	
Колія передніх коліс, B , м	1,950				
Коефіцієнт опору повітря до, $H \cdot c^2 / m^4$					
Коефіцієнт корисної дії трансмісії η					

2.2 Опис кінематичної схеми трансмісії автомобіля

Вибрана кінематична схема трансмісії представлена на малюнку 1.???

Опис конструкції елементів трансмісії автомобіля починається з аналізу конструкції зчеплення за наступними параметрами: по характеру передачі крутного моменту - фрикційне; за станом поверхонь, які труться - сухе; за формою поверхонь, які труться - дискове; по числу ведомих дисків - дводискове; по характеру роботи - постійно замкнуте; за способом створення нажимного зусилля - механічне; по розташуванню нажимних пружин – периферійні; по типу приводу – механічний.

Нажимні пружини, впираючись одним кінцем в кожух зчеплення, іншим через теплоізоляційні шайби діють на нажимний диск. При виключенні зчеплення між маховиком, відомими, ведучим і нажимними дисками створюються необхідні зазори, чому сприяють циліндричні пружини. У вилках шарнірно підвішені відтяжні важелі, у свою чергу шарнірно сполучені з вушками нажимного диска. Всі чотири відтяжні важелі мають пружини, які фіксують їх положення.

Муфта виключення зчеплення з шарикопідшипником встановлена на втулці за допомогою фланця, прикріпленого до картера коробки передач. Проти муфти на внутрішніх кінцях відтяжних важелів стопорними пружинами закріплено кільце. Муфта охоплена вилкою виключення зчеплення, посадженою на валу, встановленому в стінках картера зчеплення.

Аналіз конструкції коробки передач: по конструктивному вигляду – з нерухомими осями валів; по числу ступенів – 5-и східчаста; по взаємному розташуванню вхідного і вихідного валів – трьохвальна схема; по числу елементів управління, які повинні бути включені для отримання певної передачі (числу ступенів свободи) – одинарна; по кількості потоків, по яких передається потужність – однопотокова.

Зубчаті колеса прямих передач – косозубі, постійно зачеплені, а заднього ходу – розімкнені. Зубчаті колеса, розташовані на провідному валу і з'єднуються з ним нерухомо. II-III і IV-V передачі мають інерційні синхронізатори з конусними поверхнями тертя. Синхронізатор складається з кільцевого корпусу, на внутрішній поверхні якого з обох боків запресовані конічні бронзові кільця, що мають зубчасту насічку. У середині корпусу встановлена муфта синхронізатора із зубчатими вінцями. В прорізи фасонів корпусу входять виступи муфти. Штифти муфти входять у внутрішній кільцевий паз обойми, що має на зовнішній поверхні виточку для вилки перемикавання передач. Фіксатори, що складаються з кульок і пружин, утримують обойму вилки перемикавання на корпусі синхронізатора, оберігаючи її від мимовільного переміщення. Кульки фіксаторів притискаються зсередини до корпусу синхронізатора. Для фіксації центрального положення кульок на внутрішній поверхні корпусу в його середній частині для них є виїмки. Зубчаті колеса всіх передач, які включаються синхронізаторами, мають зовнішні конусні поверхні і внутрішні зуби, відповідні зубам вінця.

Аналіз конструкції карданної передачі.

Карданна передача автомобіля складається з п'яти карданних валів і проміжної опори і служить для передачі крутного моменту від коробки передач до роздаточної коробки, а від неї до середнього, заднього і переднього

мостів автомобіля. Всі карданні вали відкритого типу однакові по конструкції, окрім основного проміжного валу (шліци нарізані по всій його довжині), розрізняються тільки довжинами труб. Наявність карданних шарнірів забезпечує кінематичний гнучкий і силовий зв'язок між роздаточною коробкою, жорстко закріпленою на рамі, і мостами, еластично підвішеними на ресорах.

Конструктивні особливості роздаточної коробки.

Роздаточна коробка розташована за коробкою перемикання передач і сполучена з нею коротким карданним валом призначена для розподілу крутного моменту провідного колеса, підвищення тягових якостей автомобіля за рахунок введення знижуючої передачі, відбору потужності на лебідку і вживання диференціального зв'язку між заднім і середнім провідними мостами. Роздаточна коробка - механічна, складається з додаткової коробки з діапазоном передач, який підвищує, передаточне число коробки і приводу переднього ведучого моста.

Аналіз конструктивних особливостей мостів автомобіля.

Всі три мости автомобіля виконано ведучими. Кожний міст має двоступінчастий редуктор і повністю розвантажені напівісі, які передають крутний момент на маточини коліс. Напівісі переднього моста у зв'язку з передачею крутного моменту на керовані колеса і забезпечені шарнірами рівних кутових швидкостей.

Задні ведучі мости розрізняються лише картером редуктора і наявністю на балці середнього моста обробленого майданчика для установки проміжної опори карданного валу заднього моста. Редуктор задніх мостів складається з пари конічних шестерень з косим зубом, пари циліндрових прямозубих шестерень і міжколісного диференціала.

Головна передача мостів- двохступінчаста. Перший ступінь складається з пари конічних шестерень із спіральними зубами, друга - з пари циліндричних шестерень з косими зубами.

Від колінчастого валу двигуна, крутний момент через фрикційне сухе дводискове, постійно замкнуте, механічне зчеплення передається на

двохвальну 5-и східчасту коробку передач з нерухомими осями валів. Далі крутний момент передається на роздаточну коробку, з неї на карданні вали через дві пари шестерень головної передачі, потім на міжколісний симетричний конічний диференціал, до коліс (на передні - через шарніри рівних кутових швидкостей).

2.3 Порядок визначення основних параметрів вантажного автомобіля FIAT

2.3.1 Порядок визначення максимального значення потужності двигуна.

Сумарна маса автомобіля, який проектується визначається за формулою:

$$m_a = m_o + m_g + n(m_l + m_b) \quad (2.1)$$

Де: m_o – маса автомобіля при повному спорядженні. Приймається відповідно до аналогу, $m_o = 13000 \text{ кг}$;

m_g – маса вантажу, який транспортується, $m_g = 9000 \text{ кг}$;

n – загальне число місць в кабіні автомобіля. Приймається відповідно до аналогу, $n = 3$;

m_l – маса однієї людини, $m_l = 75 \text{ кг}$;

m_b – маса багажу, який перевозиться разом з людиною, $m_b = 5 \text{ кг}$.

Розрахункове значення:

$$m_a = 13000 + 9000 + 3(75 + 5) = 22300 \text{ кг}$$

Необхідна потужність двигуна автомобіля для руху АТС при максимальній швидкості визначається за формулою:

$$N_v = \frac{2 \cdot m_a \cdot g \cdot \psi_v \cdot V_{\max}}{3600 \cdot \eta} + \frac{k \cdot F \cdot V_{\max}^3}{46656 \cdot \eta} \quad (2.2)$$

Де: g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ψ_v – значення коефіцієнта опору при коченні колеса під час руху автомобіля з максимальною швидкістю, $\psi_v = 0,018$;

$V_{\max}$ – величина максимальної швидкості руху АТС, $V_{\max} = 100$ км/год;

k – величина коефіцієнта корисної дії трансмісії автомобіля; тривісні повноприводні вантажні автомобілі з колісною формулою 6 6 та здвоєнною головною передачею, $k = 0,78 \dots 0,8$, приймаємо $k = 0,8$;

k – значення коефіцієнта опору із сторони повітря; вантажні автомобілі з кузовом типу «бортова платформа»:

$$k = 0,55 \dots 0,70 \quad \frac{H \cdot c^2}{l^4}$$

$$\text{Приймаємо значення } k = 0,55 \quad \frac{H \cdot c^2}{l^4}.$$

F – площа лобової поверхні автомобіля визначається за формулою:

$$F = m_F \cdot B \cdot H \quad (2.3)$$

Де: $m_F = 0,9$ – значення коефіцієнта, який ступінь заповнення лобової площі вантажних бортових автомобілів;

B – параметри колії передніх коліс, $B = 2,160$ м;

$H = 3,115$ м – загальна висота автомобіля, $H = 3,115$ м.

Отримуємо значення:

$$F = 0,9 \cdot 2,16 \cdot 3,115 = 6,05 \text{ м}^2$$

$$N_v = \frac{22445 \cdot 9,81 \cdot 0,018 \cdot 100}{3600 \cdot 0,8} + \frac{0,55 \cdot 6,05 \cdot 100^3}{46656 \cdot 0,8} = 226,77 \text{ кВт} \quad (2.4)$$

Максимальне значення потужності дизельного двигуна визначається за формулою:

$$N_{\max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot N_v = 1,2 \cdot 226,77 = 272,12 \text{ кВт} \quad (2.5)$$

Значення частоти обертання колінчастого вала двигуна в режимі максимальної потужності.

$$n_{\max} = 2500 \text{ хв.}^{-1}$$

$$n_N = n_{\max} / 0,9 = 2777,8 \text{ хв.}^{-1} \quad (2.6)$$

2.3.2 Принципи побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля.

При побудові зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля використовуються емпіричні формули.

$$N_e = N_v \left(A_1 \cdot \frac{n}{n_v} + A_2 \cdot \left(\frac{n}{n_v} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_v} \right)^3 \right) \quad (2.7)$$

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n} \quad (2.8)$$

Де : N_e, M_e, n - поетапні значення параметрів : потужність, момент, частота обертання колінчастого вала двигуна в робочому режимі;

$A_1 = 0,5$; $A_2 = 1,5$ - емпіричні коефіцієнти, які використовуються для розрахунку основних параметрів зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна.

Мінімальне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна визначається за формулою:

$$n_{\min} = 0.16 \cdot n_N = 400 \text{ хв.}^{-1} \quad (2.9)$$

Будуємо зовнішню швидкісну характеристику дизельного двигуна:

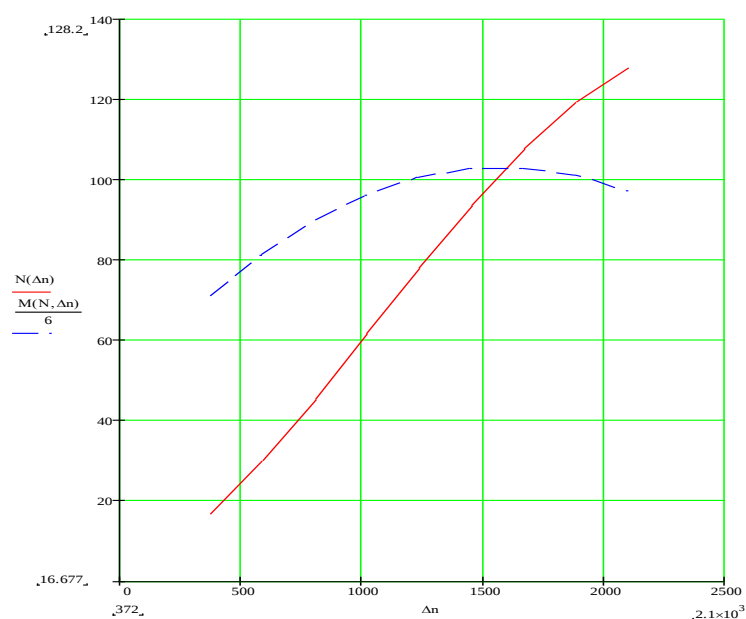


Рисунок 2.1- Зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна.

2.3.3 Порядок визначення чисел передач трансмісії автомобіля.

Число передач головної передачі трансмісії автомобіля визначається за формулою:

$$i_o = 0,377 \frac{n_v \cdot r_k}{V_{\max} \cdot i_{kv} \cdot i_{pv}} \quad (2.10)$$

Де: r_k – значення радіуса кочення колеса, $r_k = 0,585$ м;

i_{kv} – передаточне число вищого ступеня коробки передач, $i_{kv} = 0,664$;

$i_{\delta\delta}$ – передаточне число вищого ступеня роздаточної коробки),
 $i_{\delta\delta} = 1,23$.

Отримуємо значення:

$$i_o = 0,377 \frac{2500 \cdot 0,585}{100 \cdot 0,664 \cdot 1,23} = 6.75$$

Передаточне число першого ступеня коробки передач визначається з двох умов:

I - умова – необхідність подолання максимально допустимого сумарного дорожнього опору:

$$i_{\hat{e}_I} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\hat{e}}}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta \cdot i_{\delta I}} = \frac{22445 \cdot 9,81 \cdot 0,74 \cdot 0,585}{920.63 \cdot 6.75 \cdot 0,8 \cdot 2,28} = 8.4 \quad (2.11)$$

Де: $M_{\max}$ – максимальний крутний момент двигуна, $M_{\max} = 920.63$ Нм;

$\psi_{\max}$ - значення коефіцієнта максимального дорожнього опору,
 $\psi_{\max} = 0,74$;

II - умова – необхідно забезпечити мінімальну стійкість швидкості руху:

$$V_{\min} = 5...8 \text{ км/год}$$

$$i_{k_I} = 0,377 \cdot \frac{n_{\min} \cdot r_k}{V_{\min} \cdot i_o \cdot i_{pv}} = 0,377 \cdot \frac{400 \cdot 0,585}{5 \cdot 6.75 \cdot 2,28} = 1,15 \quad (2.12)$$

Із одержаних двох значень i_{k_I} вибираємо більше значення.

Приймаємо $i_{k_I} = 8.4$.

Передаточне число проміжних ступенів коробки передач автомобіля визначається за формулою:

$$i_y = \sqrt[p-1]{i_{k_I}^{p-y}} \quad (2.13)$$

Де: $p = 4$ – загальне число передач при відсутності прискорюючої передачі;

i – порядковий номер передачі.

Розрахункові значення:

- для другої передачі: $i_{II} = \sqrt[3]{8.4^2} = 4.13$;
- для третьої передачі: $i_{III} = \sqrt[3]{8.4} = 2.03$;
- для четвертої передачі: $i_{IV} = 1$;
- для п'ятої передачі: $i_V = 0,664$.

2.3.4 Порядок побудови динамічної характеристики

У випадку необхідності розрахунку основних параметрів динамічної характеристики АТС, конкретно для кожної передачі, а також послідовних значень частоти обертання колінчастого вала двигуна визначаємо наступні параметри:

- значення швидкості :

$$V_i = 0,377 \frac{n \cdot r_{\kappa}}{i_{\kappa_i} \cdot i_o \cdot i_p}, \text{ км/год} \quad (2.14)$$

- значення сили тяги на привідних колесах автомобіля:

$$P_{\hat{E}_i} = \frac{M_e \cdot i_{\hat{E}_i} \cdot i_o \cdot i_{\delta} \cdot \eta}{r_{\hat{e}}}, \text{ Н} \quad (2.15)$$

- значення сили опору із сторони повітря:

$$P_w = \frac{k \cdot F \cdot V^2}{3,6^2}, \text{ Н} \quad (2.16)$$

- значення сумарних сил дорожніх опорів при русі автомобіля:

$$P_{\psi} = \psi \cdot m_a \cdot g, \text{ Н} \quad (2.17)$$

Де: ψ - значення коефіцієнта сумарних дорожніх опорів;

m_a - загальна маса автомобіля, кг;

$g = 9,81$ – величина прискорення вільного падіння;

$$D = \frac{P_k - P_w}{m_a \cdot g} \quad (2.18)$$

Визначення сили тяги на привідних колесах автомобіля: під час руху на першій передачі – включено режим низької ступені роздаточної коробки, при русі на інших передачах – включено режим вищої ступені роздаточної коробки передач. По результатах одержаних даних будемо загальний графік динамічної характеристики автомобіля.

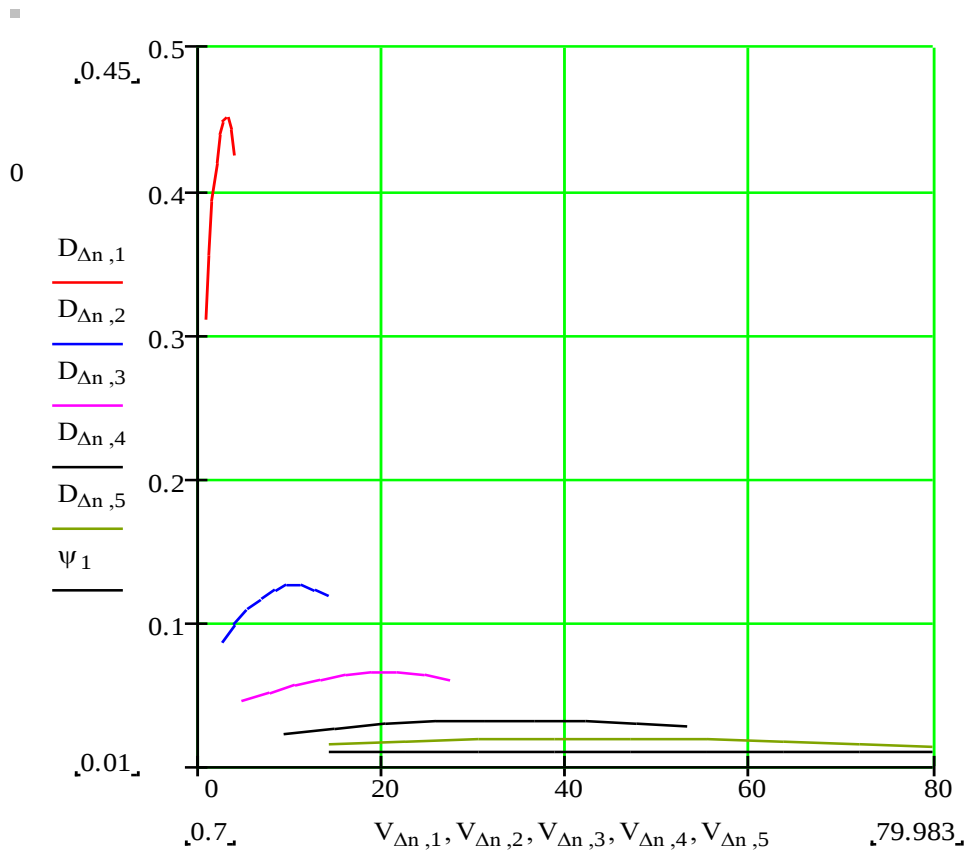


Рисунок 2.2 Динамічна характеристика автомобіля

2.3.5 Розрахунок потужностного балансу.

Сумарна потужність підведена до провідних коліс визначається за формулою:

$$N_{\kappa} = N_e \cdot \eta \quad (2.19)$$

Сумарна потужність, яка витрачається як на подолання опору повітря, так і подолання дорожнього опору:

$$N_w = \frac{\kappa \cdot F \cdot V^3}{3,6^3} \quad (2.20)$$

$$N_{\psi} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi \cdot V}{3,6} \quad (2.21)$$

При розрахунку потужності, яка витрачається, як на подолання опору повітря, так і на подолання дорожнього покриття, розглядаємо тільки рух автомобіля на вищій передачі. По результатах одержаних даних будуюмо графік балансу потужностей.

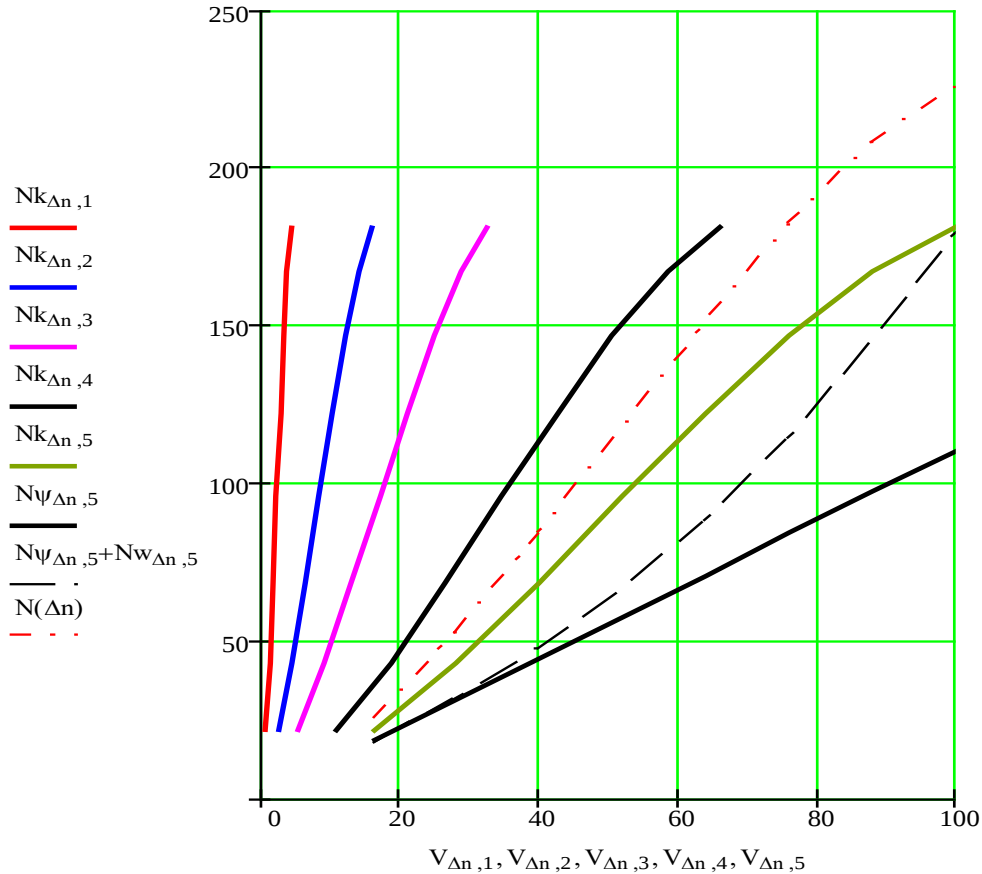


Рисунок 2.3 Графік балансу потужностей

2.3.6 Основні показники під час розгону автомобіля

Величина прискорення автомобіля при конкретній передачі визначається за формулою:

$$j = (D - \psi) \cdot \frac{g}{\delta_i} \quad (2.22)$$

Де: δ_i - коефіцієнт, який враховується у випадку впливу величини інерції оберткових частин на автомобіль:

$$\delta_i = 1,04 + 0,04 \cdot i_{k_i}^2 \quad (2.23)$$

Період розгону автомобіля від швидкості V_1 до швидкості V_2 визначається за формулою:

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV \quad (2.24)$$

Протяжність шляху розгону автомобіля від швидкості V_1 до швидкості V_2 , з інтервалом часу $t_1 - t_2$:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V_a dt \quad (2.25)$$

Розраховуємо величину часу та шлях розгону автомобіля із старту з місця до заданої швидкості:

$$V = 0,9V_{\max} \quad (2.26)$$

По результатах одержаних даних будуюмо графік прискорень автомобіля та графік параметрів зворотніх прискорень.

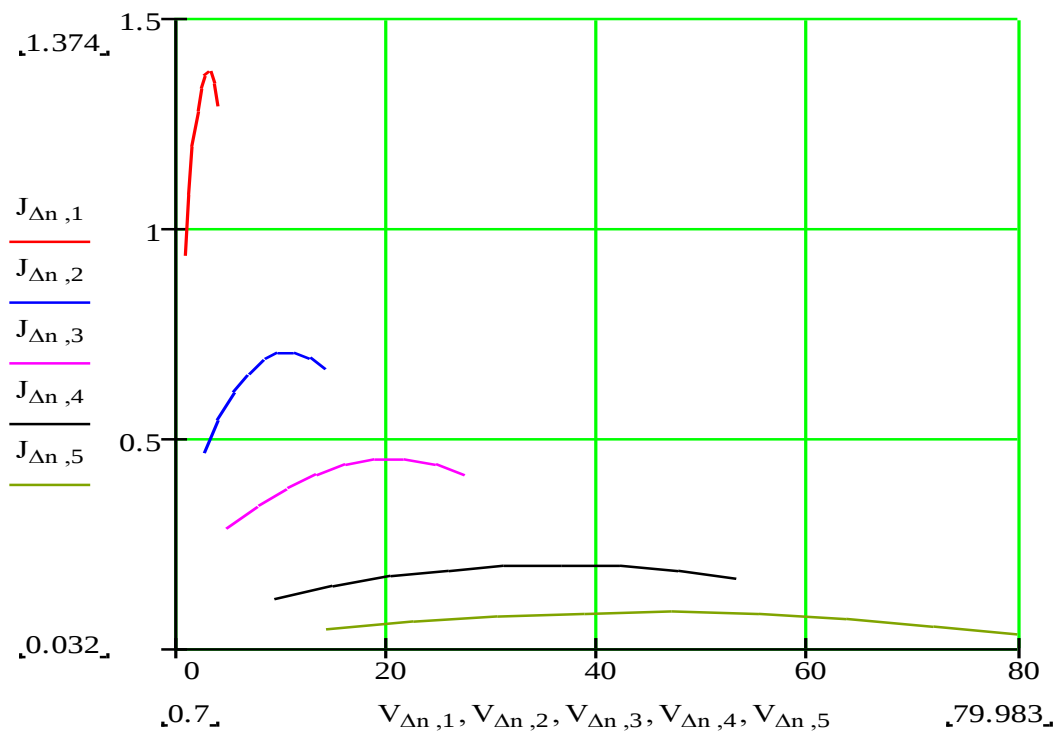


Рисунок 2.4 Графік значень прискорень автомобіля

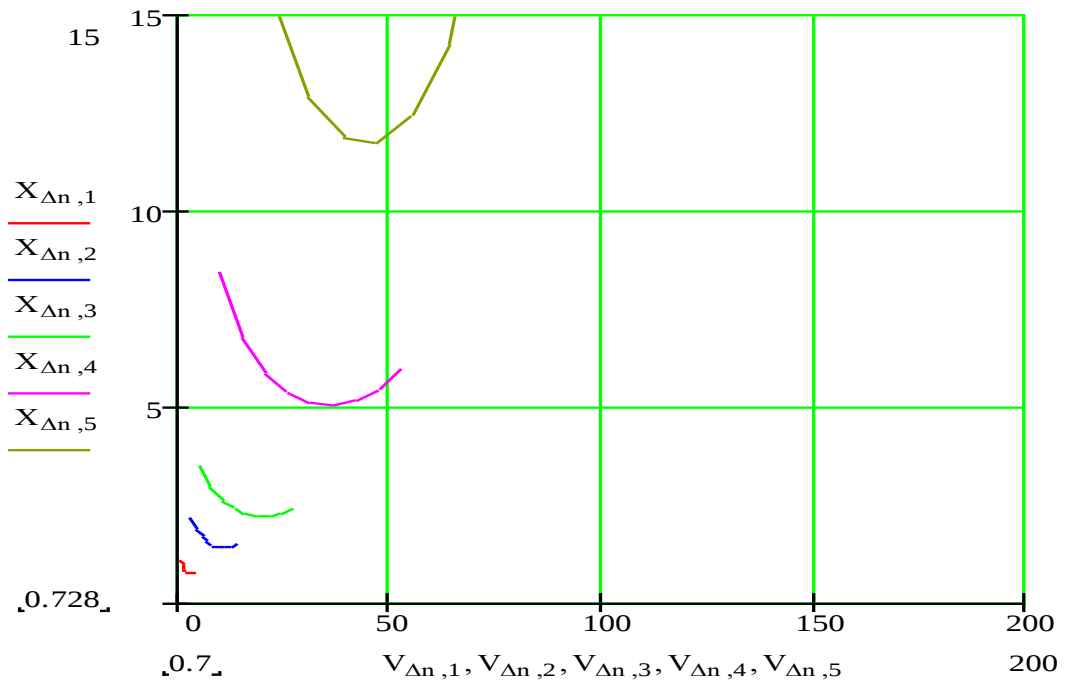


Рисунок 2.5 Графік значень зворотніх прискорень автомобіля

2.4 Порядок визначення основних параметрів режимів навантажень трансмісії та ходової частини автомобіля.

2.4.1 Порядок визначення основних параметрів режимів навантажень трансмісії автомобіля при її розрахунку на міцність.

В процесі руху автомобіля основними джерелами навантаження на трансмісію являється двигун та режим його роботи і якість дорожнього покриття. Як правило, вибір режимів навантаження відбувається при відсутності буксування коліс. Спочатку визначають момент по двигуну автомобіля, а в подальшому, по характеру зчеплення шини колеса автомобіля із дорожнім покриттям. Як правило, вибирають найменший режим навантаження.

I – розрахунок режиму двигуна по максимальному моменту M_{max} .

II – визначення моменту M_{d1} , який передається від зчеплення шини колеса автомобіля із дорожнім покриттям, при умову що колеса не пробуксовують.

$$M_{d1} = M_{e_{max}} = 920.63 [I \cdot i] \quad (3.1)$$

Визначаємо момент на веденому валу коробки передач автомобіля:

$$M_{\partial 2} = M_{\partial 1} \cdot U_1 \cdot \eta_{\kappa 1} \quad (3.2)$$

Де: $\eta_{\kappa 1}$ - значення коефіцієнта корисної дії коробки передач автомобіля на першій передачі $\eta_{\kappa 1} = 0,95$;

$$M_{\partial 2} = 920.63 \cdot 8.4 \cdot 0,95 = 7346.63 [\text{í} \cdot \text{ì}]$$

Визначаємо момент на веденому валу роздаточної коробки до задніх мостів автомобіля:

$$M_{\partial 5} = \frac{2}{3} \cdot M_{\partial 2} \cdot U_{\partial 1} \cdot \eta_{\delta} \quad (3.3)$$

$$M_{\partial 5} = \frac{2}{3} \cdot 7346.63 \cdot 2,28 \cdot 0,95 = 10608.53$$

Визначаємо момент на конічній шестерні головної передачі:

$$M_{\partial 6} = \frac{1}{2} \cdot M_{\partial 5} \quad (3.4)$$

$$M_{\partial 6} = \frac{1}{2} \cdot 10608.53 = 5304.26$$

Визначаємо момент на циліндричній шестерні головної передачі:

$$M_{\partial 7} = M_{\partial 6} \cdot U_{01} \cdot \eta_{01} \quad (3.5)$$

Де: U_{01} - передаточне число конічної зубчастої пари головної передачі $U_{01} = 2,25$;

η_{01} - значення коефіцієнта корисної дії першого ступеня головної передачі $\eta_{01} = 0,96$.

$$M_{\partial 7} = 5304.26 \cdot 2,25 \cdot 0,96 = 11457.2$$

Визначаємо момент коробки диференціала заднього моста:

$$M_{\partial 8} = M_{\partial 7} \cdot U_{02} \cdot \eta_{02} \quad (3.6)$$

Де: η_{02} - значення коефіцієнта корисної дії другого ступеня головної передачі $\eta_{02} = 0,97$;

U_{02} - передаточне число конічної пари головної передачі $U_{02} = 3$;

$$M_{\partial 8} = 11457.2 \cdot 3 \cdot 0,97 = 33340.45 [\text{í} \cdot \text{ì}]$$

Визначаємо момент на напівісі:

$$M_{a9} = M_{a8} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1 + \hat{E}_a) \quad (3.7)$$

Де: K_{σ} - значення коефіцієнта блокування диференціала $K_{\sigma} = 0,2$;

$$M_{a9} = 33340,45 \cdot \frac{1}{2} \cdot (1 + 0,2) = 20004,27 [\text{Ї} \cdot \text{і}]$$

II – порядок розрахунку режиму по параметру максимального зчеплення задніх коліс автомобіля із дорожнім покриттям.

Визначення величини навантаження на задні колеса автомобіля на початку його руху із врахуванням перерозподілу маси автомобіля.

$$G_a = m_a \cdot g \quad (3.8)$$

$$G_a = 22455 \cdot 9,81 = 220283,55 [\text{Ї}]$$

По результатах розрахунків визначаємо:

$a = 3,542$ - експлуатаційна відстань від центру маси автомобіля до його передньої осі, м;

$b = 1,758$ - робоча відстань від центру маси автомобіля до балансірного візка, м;

Значення максимального прискорення автомобіля при роботі на першій передачі, в режимі включення низької передачі роздавальної коробки та при максимальному значенні крутного моменту, $n = 1875$:

$$J_{\max} = 1,83 [\text{і} / \text{н}^2]$$

Максимальне значення вертикальної реакції Z_2 на задніх колесах автомобіля при його розгоні, визначаємо за формулою:

$$Z_2 = G_a \cdot \left(\frac{a}{l} + \frac{J_{\max}}{g} \cdot \frac{h_g}{l} \right) \quad (3.9)$$

$$Z_2 = 220283,55 \cdot \left(\frac{3,542}{5,3} + \frac{1,83}{9,81} \cdot \frac{1,396}{5,3} \right) = 158039,56 [\text{Ї}]$$

Значення розрахункового моменту на коробці диференціала:

$$M_{\tilde{n}8} = \frac{1}{2} \cdot Z_2 \cdot \varphi_x \cdot r_{\hat{e}} = \frac{1}{2} \cdot 158039,56 \cdot 0,8 \cdot 0,585 = 36981,26 [\text{Ї} \cdot \text{і}] \quad (3.10)$$

Де: φ_x - значення коефіцієнта зчеплення шини колеса із дорожнім покриттям, $\varphi_x = 0,8$.

2.4.2 Порядок визначення режимів навантажень на трансмісію розраховуючи її на довговічність

Розраховуючи коробку передач на довговічність приймаємо наступні умови при виборі режимів навантаження. В розрахунках використовуємо не максимальне значення навантаження, а його середнє значення, при цьому враховуємо дію так званого середнього моменту двигуна до коробки передач M_e і середній момент після коробки передач, а також середній трансмісійний момент M_{mp} .

Визначаємо значення коефіцієнта динамічності автомобіля:

$$K_d = \frac{G_a}{M_{e\max} \cdot 100} \quad (3.11)$$

Де: $M_{e\max}$ - максимальний крутний момент двигуна $M_{d\max} = 920.63 [I \cdot i]$.

$$K_d = \frac{220283.55}{920.63 \cdot 100} = 2.39$$

У разі виконання умови: $K_d < 1$.

Значення середнього розрахункового моменту двигуна M_e та середнього трансмісійного моменту M_{mp} визначаємо за формулами:

$$M_e = 0,5 \cdot M_{e\max} \quad (3.12)$$

$$M_{mp} = c \cdot M_{e\max} \quad (3.13)$$

Де: c - значення емпіричного коефіцієнта, визначений із співвідношення:

$$c = 0,22 + 0,25 \cdot \frac{G_d}{M_{d\max} \cdot 100} = 0,22 + 0,25 \cdot \frac{220283.55}{920.63 \cdot 100} = 0,818 \quad (3.14)$$

Одержуємо:

$$M_d = 0,5 \cdot 920.63 = 460.32 [I \cdot i]$$

$$M_{dd} = 0,818 \cdot 920.63 = 753.075 [I \cdot i]$$

Значення середнього передавального числа коробки передач автомобіля:

$$U_{\bar{d}} = 2 \cdot c = 2 \cdot 0,818 = 1.636 \quad (3.15)$$

Значення моменту зчеплення, який рівний середньому моменту двигуна:

$$M_{d1} = M_d = 460.32 [I \cdot i]$$

Визначаємо момент на веденому валу коробки передач автомобіля:

$$M_{\delta 3} = M_{\delta 1} \cdot U_{\delta} = 460.32 \cdot 1.636 = 753.08 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.16)$$

Визначаємо момент на веденому валу коробки роздач до задніх мостів автомобіля:

$$M_{\delta 2} = \frac{2}{3} \cdot M_{\delta 3} \cdot U_{\delta 2} \cdot \eta_{\delta} = \frac{2}{3} \cdot 753.08 \cdot 2.28 \cdot 0.95 = 1087.45 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.17)$$

Значення моменту відповідно на конічній шестерні головної передачі:

$$M_{\delta 11} = \frac{1}{2} \cdot M_{\delta 2} = \frac{1}{2} \cdot 1087.45 = 543.725 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.18)$$

Значення моменту відповідно на циліндричній шестерні головної передачі:

$$M_{\delta 12} = M_{\delta 11} \cdot U_{01} \cdot \eta_{01} = 543.725 \cdot 2.25 \cdot 0.96 = 1174.45 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.19)$$

Значення моменту відповідно на коробці диференціала заднього моста:

$$M_{\delta 13} = M_{\delta 12} \cdot U_{02} \cdot \eta_{02} = 1174.45 \cdot 3 \cdot 0.97 = 3417.65 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.20)$$

Значення моменту відповідно на напівісі визначаємо за формулою:

$$M_{\delta 14} = M_{\delta 13} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1 + K_{\delta}) = 3417.65 \cdot \frac{1}{2} \cdot (1 + 0.2) = 2050.59 [\text{І} \cdot \text{і}] \quad (3.21)$$

2.4.3 Порядок визначення режимів навантажень на ходову частину при її розрахунку на міцність

До основної задачі, при розрахунку на міцність, являється поетапне визначення вертикальних, дотичних та бічних реакцій. При визначенні максимального значення вертикальної реакції Z_{max} значення дотичної X та бічної Y реакцій приймаємо рівними нулю.

$$Z_{\text{max}} = K_{\delta} \cdot Z_n \quad (3.22)$$

Де: K_{δ} - значення коефіцієнта динамічності; $K_{\delta} = 2.39$.

Z_n - величина нормального навантаження, яке діє на ходову частину при умові рівномірного руху автомобіля по дорожньому покриттю.

Визначаємо номінальне навантаження, яке діє на передню вісь автомобіля:

$$Z_{i1} = G_a \cdot \frac{b}{L} = 220283.55 \cdot \frac{1.758}{5.3} = 73067.64 [f] \quad (3.23)$$

Визначаємо номінальне навантаження, яке діє на задню вісь автомобіля:

$$Z_{i2} = G_a \cdot \frac{a}{L} = 220283.55 \cdot \frac{3.542}{5.3} = 147215.9 [f] \quad (3.24)$$

Значення максимального динамічного навантаження на передню вісь:

$$Z_{a1} = Z_{i1} \cdot K_a = 73067.64 \cdot 2.39 = 174631.66 [f] \quad (3.25)$$

Значення максимального динамічного навантаження на задню вісь:

$$Z_{a2} = Z_{i2} \cdot K_a = 220283.55 \cdot 2.39 = 526477.68 [f] \quad (3.26)$$

Визначення максимально дотичної реакції при умові, що бічна реакція рівна нулю. Максимально дотична реакція виникає у випадках, як при екстремому гальмуванні, так і при інтенсивному зрушенні з місця.

Режим екстремого гальмування автомобіля. Визначаємо коефіцієнт зчеплення шини колеса з дорожнім покриттям, при якому реалізується, відповідне стандартам, уповільнення автомобіля в режимі гальмування $j_m = 5,5 [m/c^2]$:

$$\varphi_x = \frac{j_m}{g} = \frac{5,5}{9,81} = 0,561 \quad (3.27)$$

Виходячи із рівняння моментів щодо базових крапок В і А одержуємо значення вертикальної реакції, як на передню, так і на задню вісь автомобіля:

$$\sum M_B = 0; \quad Z_{a1} = G_a \cdot \left(\frac{b}{L} + \frac{\varphi_x \cdot h_g}{L} \right) = 220283.55 \cdot \left(\frac{1.758}{5.3} + \frac{0,8 \cdot 1.396}{5.3} \right) = 118587.36 [f] \quad (3.28)$$

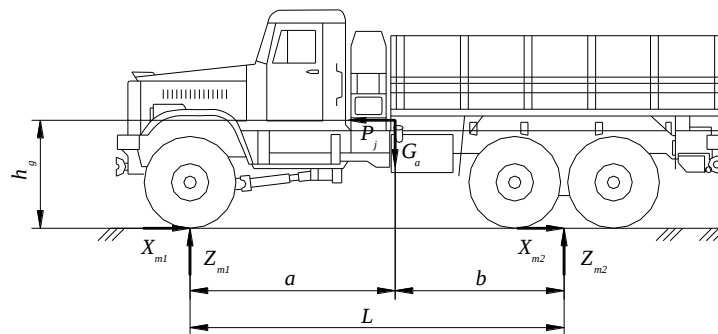


Рисунок 2.6 Схематичне позначення параметрів при визначенні максимального значення дотичної реакції в режимі екстремого гальмування автомобіля.

$$\sum M_A = 0;$$

$$Z_{\delta 1} = G_{\delta} \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{\varphi_x \cdot h_g}{L} \right) = 220283.55 \cdot \left(\frac{3.542}{5.3} - \frac{0.8 \cdot 1.396}{5.3} \right) = 101696.18 [I] \quad (3.29)$$

Значення дотичних реакцій, які діють як на передню так і на задню осі визначаємо за формулами:

$$X_{\delta 1} = Z_{\delta 1} \cdot \varphi_x = 118587.36 \cdot 0.8 = 94869.89 [I] \quad (3.30)$$

$$X_{\delta 2} = Z_{\delta 2} \cdot \varphi_x = 101696.18 \cdot 0.8 = 81356.94 [I] \quad (3.31)$$

Розглянемо режим інтенсивного розгону автомобіля.

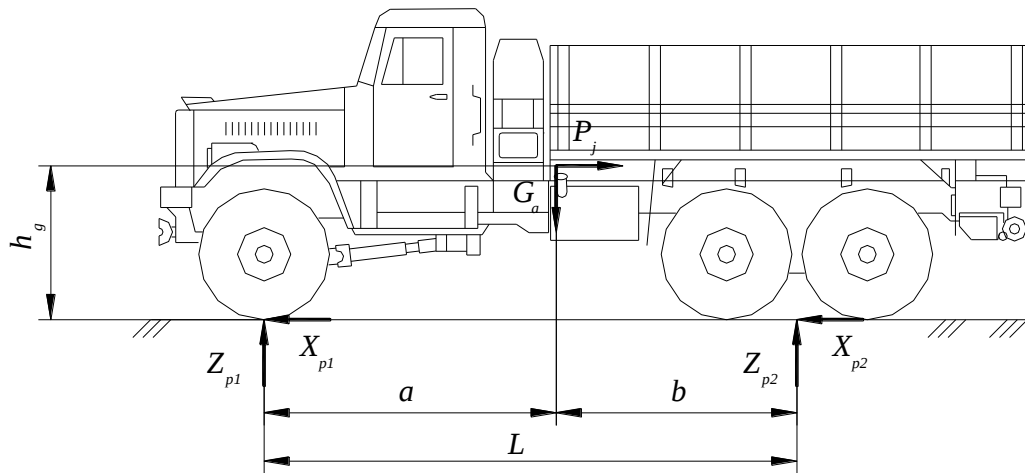


Рисунок 2.7 Схематичне позначення параметрів при визначенні максимального значення дотичної реакції в режимі інтенсивного руху автомобіля з місця

Визначаємо значення вертикальної реакції на передній осі автомобіля:

$$Z_{\delta 1} = G_{\delta} \cdot \left(\frac{b}{L} - \frac{J_{\max} \cdot h_g}{g \cdot L} \right) = 220283.55 \cdot \left(\frac{1.758}{5.3} - \frac{5.5 \cdot 1.396}{9.81 \cdot 5.3} \right) = 40537.55 [I] \quad (3.32)$$

Визначаємо величини реакції на задній осі автомобіля виходячи із рівняння рівноваги, спроектувавши її у вертикальному напрямку:

$$Z_{\delta 2} = G_{\delta} \cdot \left(\frac{a}{L} + \frac{J_{\max} \cdot h_g}{g \cdot L} \right) = 220283.55 \cdot \left(\frac{3.542}{5.3} + \frac{0.8 \cdot 1.396}{9.81 \cdot 5.3} \right) = 151947.56 [I] \quad (3.33)$$

Визначаємо значення дотичної реакції на задній осі автомобіля:

$$X_{\delta 2} = Z_{\delta 2} \cdot \varphi_x = 151947.56 \cdot 0.8 = 121558.05 [I] \quad (3.34)$$

Виходячи із умови, що величина дотичної реакції рівна 0, визначаємо максимальне значення бічної реакції.

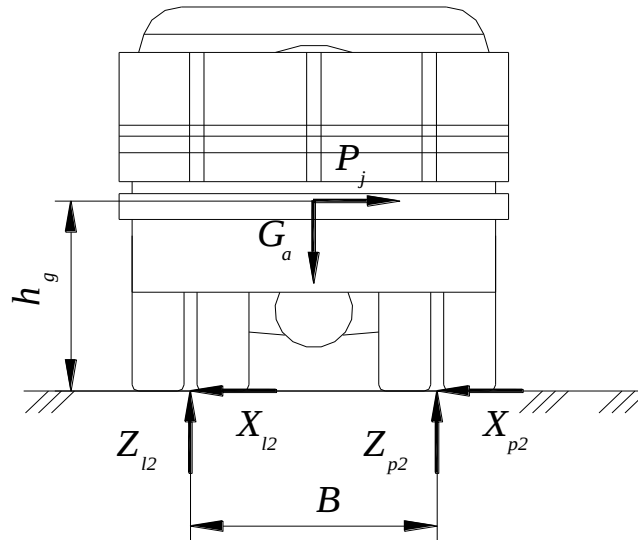


Рисунок 2. 8 Схема розміщення параметрів для визначення максимального значення бічної реакції

Виходячи із рівняння моментів відносно крапок C і D визначаємо значення бічних реакцій, як на лівій, так і на правій сторонах автомобіля:

$$\sum M_C = 0;$$

$$Z_{\ddot{e}} = G_{\ddot{a}} \cdot \left(0,5 + \frac{\varphi_y \cdot h_g}{B}\right) = 220283.55 \cdot \left(0,5 + \frac{0,8 \cdot 1.396}{2,2}\right) = 221965.72 [f] \quad (3.35)$$

$$\sum M_D = 0;$$

$$Z_{\ddot{i}} = G_{\ddot{a}} \cdot \left(0,5 - \frac{\varphi_y \cdot h_g}{B}\right) = 220283.55 \cdot \left(0,5 - \frac{0,8 \cdot 1.396}{2,2}\right) = -1682.165 [f] \quad (3.36)$$

Де: φ_y - значення коефіцієнта зчеплення шини колеса із дорожнім покриттям в напрямку бічного руху, $\varphi_y = 0,8$.

Приймаємо значення: $Z_{\ddot{i}} = 0$.

Визначаємо значення вертикальної та бічної реакцій на колесах автомобіля:

$$Z_{\ddot{e}1} = \frac{b}{l} \cdot Z_{\ddot{e}} = \frac{1.758}{5.3} \cdot 220283.55 = 73067.64 [f] \quad (3.37)$$

$$Z_{\ddot{i}1} = \frac{b}{l} \cdot Z_{\ddot{i}} = \frac{1.758}{5.3} \cdot 0 = 0 [f] \quad (3.38)$$

$$Z_{\bar{e}2} = \frac{\dot{a}}{l} \cdot Z_{\bar{e}} = \frac{3.542}{5.3} \cdot 73067.64 = 48831.24 [\dot{f}] \quad (3.39)$$

$$Z_{\bar{i}2} = \frac{\dot{a}}{l} \cdot Z_{\bar{i}} = \frac{3.542}{5.3} \cdot 0 = 0 [\dot{f}] \quad (3.41)$$

$$Y_{\bar{e}1} = Z_{\bar{e}1} \cdot \varphi_y = 73067.64 \cdot 0,8 = 58454.11 [\dot{f}] \quad (3.42)$$

$$Y_{\bar{i}1} = Z_{\bar{i}1} \cdot \varphi_y = 0 \cdot 0,8 = 0 [\dot{f}] \quad (3.43)$$

$$Y_{\bar{e}2} = Z_{\bar{e}2} \cdot \varphi_y = 48831.24 \cdot 0,8 = 39064.99 [\dot{f}] \quad (3.44)$$

$$Y_{\bar{i}2} = Z_{\bar{i}2} \cdot \varphi_y = 0 \cdot 0,8 = 0 [\dot{f}] \quad (3.45)$$

2.4.4 Порядок визначення основних режимів силових навантажень на ходову частину, при розрахунку на довговічність

Визначення терміну служби автомобіля (години) при умові, що величина нормального навантаження, яке діє на його ходову частину в режимі рівномірного руху автомобіля по дорозі $Z_n = Z_{cm}$, при $X=0$, $Y=0$ визначається за формулою:

$$L_h = \frac{S_a}{V_a} \quad (3.46)$$

Де: S_a - загальний пробіг автомобіля, $S_a = 250000 [\text{км}]$;

V_a - середнє значення швидкості автомобіля, $V_a = 40 [\text{км/ч}]$.

Одержуємо значення:

$$L_h = \frac{250000}{40} = 6250 [\text{ч}]$$

Кількість циклів навантаження, які діють на колеса автомобіля визначаємо за формулою:

$$L_k = \frac{S_a}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot 10^6} = \frac{250000 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,585 \cdot 10^6} = 68,015 \quad (3.47)$$

Одержане число циклів навантаження на колеса рівне числам циклів навантаження відповідно на напіввісі та на диференціал.

Кількість циклів навантаження, які діють на веденого і ведених валів коробки передач автомобіля визначаємо за формулою:

$$L_{1,2} = L_k \cdot U_0 \cdot U_{pn} = 68,015 \cdot 6.75 \cdot 2,28 = 1046.75 \cdot 10^6 \quad (3.48)$$

2.5 Розрахунок головної передачі на міцність і довговічність

2.5.1 Обґрунтування і вибір конструкції головної передачі

Виходячи із завдання, одержаних даних тягового розрахунку, режимів навантажень, а також враховуючи характер і умови експлуатації автомобіля, приймаємо конструкцію переднього моста, вказану нижче. Передній ведучий міст складається з: головної передачі; диференціала; шарнірів рівних кутових швидкостей (для переднього моста); приводу до провідних коліс; ведучі колеса в зборі;

Головна передача повинна задовольняти наступні вимоги: забезпечувати оптимальні тягово-динамічні і паливно-економічні характеристики автомобіля; забезпечувати відповідну прохідність автомобіля; мати високий ККД; мати малі габарити; мала вага; забезпечувати безшумність роботи; мати високий ККД при русі накатом; оборотність.

Приймаємо двохступінчасту головну передачу, перший ступінь якої складається з пари конічних шестерень із спіральними зубами, друга - з пари циліндричних шестерень з косими зубами.

По характеру розподілу моменту, що крутить, диференціал симетричний, по призначенню - міжколісний і повинен забезпечувати розподіл моменту що крутить на ті, що ведуть колеса автомобіля.

За характером зубчатого зачеплення - диференціал кінцевого типу. Коробка диференціала обертається на конічних роликотішипниках. Вона включає два сателіти і дві напівісбові шестерні, які передають крутний момент через шарніри рівних кутових швидкостей на передні ведучі колеса.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Побудова вертикальної пружної характеристики підвіски

Визначена залежність між величиною вертикального навантаження на підвіску автомобіля T та значенням вертикальної деформації підвіски f , являє собою вертикальну пружну характеристику підвіски автомобіля. Поряд із характеристиками амортизатора при виборі параметрів вертикальної пружної характеристики підвіски автомобіля, необхідно забезпечити наступні умови експлуатації даного транспортного засобу:

1. Характер коливання кузова автомобіля із певним (наперед заданим) прискоренням.
2. Відсутність ударів в обмежувачі ходу (пробоїв підвіски автомобіля) при відсутності появи зазорів між колесом автомобіля та дорожнім покриттям.

Виникнення даних умов зумовлено характером експлуатації автомобіля, а саме при досягненні максимальної швидкості переміщення автомобіля по дорожньому покритті. По будові даної характеристики передують необхідні аналітичні розрахунки, а саме, визначити величину частоти коливань автомобіля, яка знаходиться в межах 1,3...1,9 Гц. Крім цього, необхідно визначити значення статичних навантажень, які діють на підвіску автомобіля при його навантаженому і спорядженому станах.

$$T_{CT} = m_{ch} \cdot g = 6050 \cdot 9,81 = 59350,5 \quad (3.1)$$

$$T_{CT}^I = m_n \cdot g = 7449 \cdot 9,81 = 73074,69 \quad (3.2)$$

Де: m_{ch} — загальна маса спорядженого автомобіля, при її дії на передню вісь, кг;

m_{gr} — загальна маса навантаженого автомобіля, при її дії на передню вісь, кг.

Одним з основних параметрів, що визначає пружні властивості підвіски автомобіля, є величина T_{max} , яка досягається в кінці повного ходу зусилля стиску f_d . Під час розрахунків береться до уваги допустиме значення деформації буфера-обмежувача підвіски, яке становить 2/3 його номінальної

висоти. У разі пробою підвіски, потенційна енергія деформації повинна бути достатньою для повного поглинання енергії удару.

На сьогоднішній день не існує ефективних теоретичних методів для точного визначення основних характеристик буфера-обмежувача, тому використовуються рекомендації, отримані шляхом експериментів. Експериментальні дані дозволяють розробляти буфери-обмежувачі, що забезпечують необхідний рівень безпеки і комфорту при експлуатації автомобіля. Ці дані враховуються при проектуванні підвіски для досягнення оптимальних показників її роботи в різних умовах експлуатації.

Значення величини $T_{\max}$, визначаємо за формулою.

$$T_{\max} = \kappa_d \cdot T_{CT} = 2 \cdot 59350,5 = 118701 \quad (3.3)$$

Де: κ_d – значення динамічного коефіцієнта; $\kappa_d = 2$

Величина жорсткості середньої частини буфера-обмежувача, як правило постійна за своїм значенням, а тому із умови задовільної плавності ходу автомобіля визначаємо за формулою, Н/мм:

$$c_n = \dot{v}_{\text{до}} \cdot (2\pi \cdot \nu)^2 = 7449 \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 1,6)^2 = 752068,2 \frac{\text{H}}{\text{мм}} = 752,068 \frac{\text{H}}{\text{мм}} \quad (3.4)$$

Значення умовного статичного прогину підвіски автомобіля визначаємо за формулою, мм:

$$f_{\tilde{n}\dot{o}} = \frac{\dot{O}_{\tilde{n}\dot{o}}}{\tilde{n}} = \frac{73074,69 \cdot 10^3}{752068,2} = 97,2 \quad (3.5)$$

Величина динамічного ходу підвіски (хід стиску f_d) повинна бути обрана так, щоб імовірність ударів в упори не перевищувала заданого рівня. Якщо відома характеристика мікропрофілю дорожнього покриття, можна, задавши певну швидкість руху автомобіля, теоретично розрахувати необхідну величину f_d . Проте цей метод пов'язаний з трудомісткими розрахунками і, через відсутність достатньо повних даних про мікропрофіль дорожнього полотна, не може забезпечити необхідну точність розрахунків.

Тому доцільніше використовувати експериментальні дані, отримані шляхом аналізу існуючих моделей автомобілів, для забезпечення оптимального значення f_d . У цьому випадку величина f_d визначається за формулою, мм. Експериментальні дані дозволяють врахувати реальні умови експлуатації та

забезпечити надійність і ефективність роботи підвіски.:

$$f_{\partial} = \kappa_c \cdot f_{cm} = 0,9 \cdot 97,2 = 87,5 \quad (3.6)$$

Де: $\kappa_c = 0,8 \div 1,1$ – при розрахунку вантажних автомобілів.

Як правило, для передніх підвісок автомобіля приймається менше значення κ_c , а для задніх підвісок більше значення.

Визначаємо хід відбою за формулою, мм:

$$f_o = k_o \cdot f_{cm} + 0,017 = 1,2 \cdot 97,2 + 0,017 = 116,6 \quad (3.7)$$

Де: k_o - значення даного коефіцієнта для передніх підвісок автомобіля - 0,7... 1,5.

Визначаємо сумарний хід підвіски автомобіля, мм:

$$f_{\Sigma} = f_o + f_{cm} = 116,6 + 97,2 = 213,8 \quad (3.8)$$

Визначаємо величини ходу підвіски автомобіля до моменту торкання буферу f_{cb} за формулою, мм:

$$f_{cb} = k_o \cdot f_o = 0,7 \cdot 116,6 = 81,6 \quad (3.9)$$

Де: $k_o = 0,7 \dots 0,8$ – при розрахунку вантажних автомобілів.

Значення параметру ходу віддачі f_{ob} визначаємо за формулою, мм:

$$f_{ob} = k_{ob} \cdot f_o = 1,2 \cdot 116,6 = 139,9 \quad (3.10)$$

Де: $k_{ob} = 1,2$ – при розрахунку вантажних автомобілів.

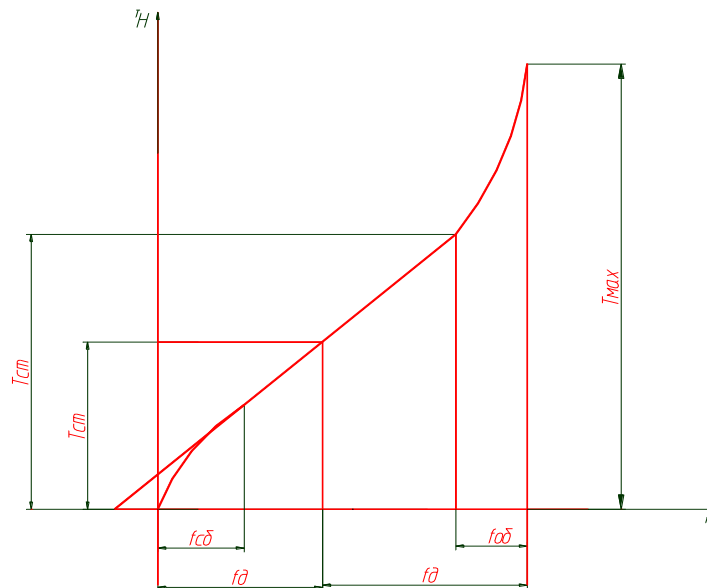


Рисунок 3.1 Пружна характеристика (вертикальна) передньої підвіски досліджуваного автомобіля

3.2 Етапи проектування листових ресор для автомобіля

При проектуванні листових ресор робота проводиться у два етапи:

1. На першому етапі визначаються основні геометричні параметри ресори.
2. На другому етапі уточнюються основні параметри ресори з урахуванням конструктивних та експлуатаційних характеристик автомобіля.

Для розрахунку ресори приймається відомий параметр – силове навантаження, яке діє на ресору у статичному стані. Крім цього, при розрахунках враховуються заздалегідь відомі крутні моменти на колесах автомобіля та інші параметри підвіски. Це дозволяє забезпечити оптимальне співвідношення між жорсткістю і комфортом підвіски, а також надійність і довговічність ресори в умовах реальної експлуатації.

$$c_p^1 = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot c_p = 1.19 \cdot 1 \cdot 376.034 = 447.48 \quad (3.11)$$

Де: γ_1 – середнє значення коефіцієнта, який залежить від конструктивних особливостей способу кріплення ресори до осі автомобіля;

γ_2 – середнє значення коефіцієнта, який залежності від конструктивних особливостей способу кріплення ресори до рами автомобіля.

Величина коефіцієнта γ_1 визначається за формулою:

$$\gamma_1 = \frac{1}{\left(1 - \psi_x \frac{d_1}{L}\right)^3} = \frac{1}{\left(1 - 0.5 \cdot \frac{166}{1472}\right)^3} = 1.19 \quad (3.12)$$

Де: L – прийнята довжина ресори автомобіля, мм; $L = 1472$ мм,

d_1 – відстань між осями коліс автомобіля; $d_1 = 1660$ мм,

ψ_x – величина коефіцієнта, який залежить від конструктивних особливостей механізму кріплення ресори до осі коліс автомобіля.

Якщо спосіб кріплення ресори до подушки жорсткий, тобто, при відсутності між ними гумової прокладки, значення даного коефіцієнта вибирається із діапазону 0,4...0,5. На величину коефіцієнта γ_2 в основному впливають довжина ресори та вибраний спосіб встановлення серги ресори. В

практиці аналітичних розрахунків, як правило, приймають значення коефіцієнта γ_2 рівним одиниці.

Процес проектування листової ресори передбачає визначення двох основних параметрів її жорсткості – c_r і c^1_r . Враховуючи пружні характеристики даної підвіски, визначають задану жорсткість ресори, яка стягнута драбинами c^1_r . В подальшому, враховуючи значення коефіцієнтів γ_1 і γ_2 , визначається жорсткість вільної ресори – c_r .

В конструкціях сучасних автомобілях, як правило, використовують напівеліптичні ресори які, як показує практика, вигідно використовувати в нових конструкціях автомобілів. У порівнянні з іншими типами ресор, напівеліптичні ресори більш ефективно виконують функцію пристрою для направлення підвіски. Крім цього, дана конструкція ресор більш рівномірно розподіляє силове навантаження на раму автомобіля або його кузов, створюючи при цьому, найбільш сприятливу епюру по розподілу напруг. Вибір довжини ресори залежить від загальної компоновальної схеми автомобіля. Практика експлуатації напівеліптичних ресор в конструкціях сучасних автомобілів підтверджує здатність даних ресор забезпечити високий рівень комфорту та безпеки роботи водія і являється одним із оптимальних варіантів для подальшого використання.

Довжина напівеліптичної ресори автомобіля визначається за формулою:

$$L = (0.26 \div 0.5) \cdot L_a = 0.277 \cdot 5300 = 1472 \quad (3.13)$$

Де: L_a – базова довжина автомобіля, мм. $L_a = 5300$.

Формула для визначення сумарного моменту інерції перетину всіх листів ресори при $k_1 = k_{1,a} = 0.5$ (симетрична ресора):

$$I_c = \frac{\alpha \cdot c_p \cdot L^3}{48 \cdot E} = \frac{1.25 \cdot 376.034 \cdot 1472^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^5} = 148730.49 \text{ мм}^4 = 0,0000001487 \text{ м}^4 \quad (3.14)$$

Де: α – величина коефіцієнта при різних формах ресори, $\alpha = 1,25 \dots 1,35$ для ресор вантажних автомобілів;

E – модуль пружності 1-го роду;

Розрахувавши значення параметра I_c визначається загальна кількість листів ресори, їхні геометричні параметри (довжина, ширина, товщина) із

врахуванням наступних характеристик:

1. Сумарний момент інерції I_c являє собою алгебраїчну суму моментів інерції перетинів всіх листів ресори.
2. Загальну кількість листів ресори вибираємо із діапазону 6...14, для вантажних автомобілів, діапазон – 6...20.
3. Прийняте значення відношення ширини листа ресори до його товщини знаходиться в межах 6...10, інколи цей діапазон розширюють.
4. При розрахунку та подальшому виборі товщини листа ресори необхідно враховувати максимально можливі їхні прогини, тому виникаючі напруги не повинні перевищувати максимально допустимі значення.

Умовна середня товщина листа ресори визначається за формулою:

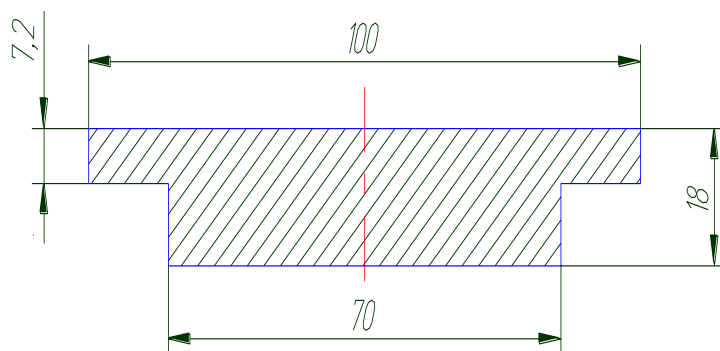
$$h_c = \frac{2 \cdot I_c}{W_c} = \frac{2 \cdot \alpha(l_1 - 0.5 \cdot d_1) \cdot (l_{1,a} - 0.5 d_1) \cdot \sigma_{\max}}{3 \cdot E \cdot f_n} \quad (3.15)$$

$$h_c = \frac{2 \cdot 1,25(736 - 0,5 \cdot 166) \cdot (736 - 0,5 \cdot 166) \cdot 1000}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 213,8} = 8,4 \text{ мм} = 0,0084 \text{ м} \quad (3.16)$$

Після визначення умовної середньої товщини листа ресори, величина сумарного моменту опору перетину однієї ресори на вигин визначається за формулою:

$$W_c = \frac{2 \cdot I_c}{h_c} = \frac{2 \cdot 148730 \cdot 49}{8,4} = 35412 \cdot 02 \text{ мм}^3 = 0,0000354120 \text{ м}^3 \quad (3.17)$$

Рисунок 3.2 Основні геометричні параметри поперечного перетину листа ресори автомобіля



Величина середнього значення відстаней при несиметричному перетині

листів ресори визначається за формулою:

$$z_c = \frac{I_c}{W_c} = \frac{\alpha(l_1 - 0.5 \cdot d_1) \cdot (l_{1,a} - 0.5d_1) \cdot \sigma_{\max}}{3 \cdot E \cdot f_n} = \frac{1,25 \cdot (736 - 0,5 \cdot 166) \cdot (736 - 0,5 \cdot 166) \cdot 1000}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 213.8} = 4,2 \text{ мм} = 0.0042 \text{ м}$$

Якщо листи ресори автомобіля однакової товщини, значення параметру z_c приймається із стандартного ряду розмірів. Після визначення товщини листа ресори підбираємо необхідний Т-подібний профіль листа ресори товщиною 18 мм. Підібравши довжини інших листів ресори, визначаємо сумарний момент інерції перетину одного листа ресори. Для ресори, лист якої має Т-подібний профіль, сумарний момент інерції визначається за формулою:

$$I = \frac{B \cdot H^3 + b \cdot h^3}{12} = \frac{100 \cdot 7,2^3 + 70 \cdot 10,8^3}{12} = 10458,72 \text{ мм}^4 = 0.000000104 \text{ 5872 м}^4 \quad (3.18)$$

Даний розрахунок дозволяє забезпечити необхідні міцність та жорсткість ресори при задовільній надійності та експлуатаційній довговічності автомобіля.

Якщо всі листи ресори мають однакову товщину, сумарний момент інерції однаковий для всіх листів ресори. Значення даного сумарного моменту опору перетину ресори при вигині визначається за формулою:

$$W = \frac{BH^2 + dh^2}{6} = \frac{100 \cdot 7,2^2 + 70 \cdot 10,8^2}{6} = 2224,8 \text{ мм}^3 = 0,0000022248 \text{ м}^3 \quad (3.19)$$

Наближена кількість листів ресори визначається за формулою:

$$n \approx \frac{I_c}{I} \approx \frac{148730,49}{10458,72} \approx 13 \quad (3.20)$$

Значення напруги в зоні перетину листа ресори визначається за формулою:

$$\sigma_i = \frac{k_p \cdot P_1 \left(l_1 - \frac{d_1}{2} \right) \cdot z_c}{I_c} = \frac{0,98 \cdot 6772,5 \cdot \left(736 - \frac{166}{2} \right) \cdot 4,2}{148730,49} = 122 \text{ МПа} \quad (3.21)$$

Де: P_1 – сили, яка діє на вушко ресори, Н;

$$P_1 = \frac{m_{сб} - (m_n + 2 \cdot m_k)}{n_1 \cdot k} = \frac{7449 - (873 + 2 \cdot 240)}{1 \cdot 2} = 6772,5 \quad (3.22)$$

Де: $m_{сб}$ – сумарна маса автомобіля, що діє на його передню вісь, $m_{сб} = 7449 \text{ кг}$.

$m_{п}$ – сумарна маса підвіски автомобіля, $m_{п} = 873 \text{ кг}$;

m_k – маса одного колеса автомобіля, $m_k = 240 \text{ кг}$;

n_1 – кількість мостів автомобіля, $n = 1$;

k – кількість коліс на мосту автомобіля, $k = 2$.

k_p – коефіцієнт, який враховується при впливі останнього листа ресори на характер нерівномірного розподілу напруг по всіх листах ресори:

$$k_p = \left(1 - \alpha_n \cdot \frac{I_n}{I_c}\right) \cdot \frac{I_c}{I_c - I_n} = \left(1 - 1,2 \cdot \frac{10458,72}{148730,49}\right) \cdot \frac{135963,4}{148730,49 - 10458,72} = 0,98 \quad (3.23)$$

Де: I_c – сумарний момент інерції перетинів для всіх листів ресори, мм^4 :

$$I_c = 13 \cdot I_n = 13 \cdot 10458,72 = 135963,4 \quad (3.24)$$

α_n – коефіцієнт визначення рівня підвищених напруг у найкороткому листі ресори ($\alpha_n = 1,2 \div 1,3$).

При виборі довжин для всіх листів ресори враховується характер оптимальних епюр при розподілі напруг для всіх листів ресори. Коефіцієнт γ , який використовують для оцінки характеру загального розподілу напруг визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_i} , \quad (3.25)$$

Де σ_i – значення параметра напруги безпосередньо в зоні перетину окремого листа ресори, МПа;

σ_{xi} – значення напруги в зоні безпосереднього перетину окремого листа ресори, при її розміщенні на відстані l_{i+1} , (l_{i+1} – довжина нижнього листа ресори), МПа.

Значення коефіцієнтів γ одержаних в результаті аналізу розподілу величин напруг у вибраних ресорах, представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Значення коефіцієнтів γ для вибраних листів ресори автомобіля

Тип ресори автомобіля	Вибрані значення коефіцієнтів γ для листів ресори автомобіля			
	корінних	других	третіх	останніх

Ресори у яких другий лист по довжині аналогічний із корінним	0,5...0,8	0,6...0,8	0,9...1,0	1
Ресор із листами різної довжини	0,5...0,8	0,7...0,9	0,9...1,0	1

Формула для визначення сумарної довжини всіх листів ресори автомобіля:

$$l_n = l_{n-1} - x_{b-1}; \quad (3.26)$$

Де: x – відстань між початками більшого та меншого листів;

n – порядковий номер листа.

Якщо довжини другого та корінного листів однакові, ($x_1=0$, $\gamma_1=\gamma_2$, $\beta_2=1$), значення параметрів x і β , для другого листа визначається за формулою, мм:

$$x_2 = \frac{\gamma_2 \cdot k_p (l_1 - 0.5d_1) \cdot 2I_n}{\beta_2 \cdot I_c} \quad (3.27)$$

$$\beta_3 = \frac{l_1 - 0.5d_1}{l_1 - 0.5d_2} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot I_n \cdot k_p}{I_c} \right)$$

Формула для визначення параметрів x і β інших листів ресори, мм:

$$x_n = \frac{\gamma_3 \cdot k_p (l_1 - 0.5d_1) \cdot I_n}{\beta_3 \cdot I_c} \quad (3.28)$$

$$\beta_n = \frac{l_{n-1} - 0.5d_1}{l_n - 0.5d_2} - \frac{l_1 - 0.5d_1}{l_n - 0.5d_1} \cdot \frac{k_p}{13 \cdot \beta_{n-1}} \quad (3.29)$$

Формула для визначення дійсного значення параметра α_n для вибраних довжин листів ресори:

$$\alpha_n = 0.89 \cdot \frac{(2 \cdot 159 - 0.5 \cdot 180) \cdot 13}{1512} = 1.74 \quad (3.30)$$

Прийнявши дане значення α_n , похибка при визначенні коефіцієнта k_p в межах 0, 8%, що не впливає на величину довжини листів ресори, а на вибір профілю перетину листів даної ресори. На економію ваги листової ресори та її довговічність впливає використання несиметричних ресорних профілів.

Визначаємо досконалість профілю ресорного листа за допомогою показника q :

$$q = \frac{G_p}{A_{\max}} = \frac{148,45}{17188,68} = 0,008636 \quad (3.31)$$

Де: G_p – значення ваги ресори, кг;

$A_{\max}$ – максимальна робота деформації листової ресори .

$$G_p = \gamma_p \cdot V = 7800 \cdot 0,019032 = 148,45 \quad (3.32)$$

Де: γ_p – значення питомої ваги матеріалу виготовленої ресори, $\gamma_p = 7800 \text{ кг/м}$

V – значення об'єму ресори, м^3 .

Сума об'ємів усіх листів ресори дорівнює об'єму даної ресори.

Сумарний об'єм ресори складається із окремих об'ємів її листів.

Формула для визначення об'єму одного листа ресори:

$$V = V_l \cdot 2l \quad (3.33)$$

Де: V_l – значення площі перетину профілю листа, $\text{мм}^2 = 1476$;

Одержані результати розрахунків параметрів листів ресори приведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Результати розрахунків параметрів листів ресори

Порядковий номер листа ресори	Геометричні параметри листів ресори автомобіля			
	Довжина одного листа ресори, м	Об'єм одного листа ресори, мм^3	Значення параметра x , м	Величина коефіцієнта β
1	1,470	$2,17270 \cdot 10^6$	0	1
2	1,470	$2,17270 \cdot 10^6$	0,110	0,90
3	1,365	$2,01330 \cdot 10^6$	0,04	1
4	1,345	$1,98375 \cdot 10^6$	0,110	1
5	1,235	$1,82430 \cdot 10^6$	0,100	1
6	1,130	$1,66940 \cdot 10^6$	0,110	1

7	1.020	$1,50850 \cdot 10^6$	0,105	1
8	0,910	$1,35055 \cdot 10^6$	0,12	1
9	0,800	$1,18820 \cdot 10^6$	0,110	1
10	0,690	$1,02730 \cdot 10^6$	0,110	1
11	0,590	$0,86790 \cdot 10^6$	0,110	1
12	0,485	$0,70850 \cdot 10^6$	0,12	1
13	0,375	$0,54610 \cdot 10^6$	0,110	1

Для ресори, яка має стабільну товщину і трикутну форму, показник визначаємо за формулою:

$$q = M_x \cdot \frac{u^2}{\lambda} = 3,276 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,23^2}{0,022} = 0,00787 \quad (3.34)$$

$$\text{Де: } M_x = \frac{2 \cdot \gamma_p \cdot E}{\sigma_{\text{пвх}}^2} = \frac{2 \cdot 7800 \cdot 2,1 \cdot 10^{-11}}{1000 \cdot 10^6} = 3,276 \cdot 10^{-3};$$

$\sigma_{\text{мах}}$ — значення максимально припустимої напруги розтягання в ресорі, МПа;

$$u = \frac{z_c}{h} = \frac{0,0042}{0,018} = 0,23 \quad (3.35)$$

$$\lambda = \frac{I_n}{h^2 \cdot F} = \frac{10458,72}{18^2 \cdot 1476} = 0,022 \quad (3.36)$$

Де: F — загальна площа поперечного перерізу листа ресори, мм^2 .

Показником досконалості конструкції листової ресори являється параметр q . При меншому показнику q конструкція листової ресори більш досконала.

При конструюванні ресорного профілю необхідно прагнути до максимально можливого збільшення параметра λ і найменшому значенню параметра u . Збільшення λ зв'язано зі значним ускладненням ресорного профілю, а також із труднощами забезпечення рівномірного розподілу напруг по ширині профілю.

Параметр u залежить від співвідношення напруг стиску ($\sigma_{\text{сж}}$) і розтягування ($\sigma_{\text{р}}$) у несиметричному профілі:

$$u = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{\text{нв}}}{\sigma_{\delta}}}$$

(3.37)

У реальних несиметричних ресорних профілях співвідношення напруг стиску і розтягування повинне вибиратися залежно від величини максимальних напруг, що виникають у ресорі. Чим вищі ці напруги, тим меншим повинно бути відношення $\sigma_{\text{сж}}/\sigma_{\text{р}}$. У будь-якому випадку максимальні напруги стиску повинні залишатися нижчими за границю текучості ресорної сталі. Це важливо, оскільки при пластичній деформації шару ресорного листа, який працює на стиск, що може виникнути внаслідок пікових навантажень, епюра залишкових напруг у верхніх волокнах ресорного листа буде мати дуже несприятливий для довговічності ресори характер.

Для забезпечення надійності і довговічності ресор необхідно ретельно контролювати максимальні напруги, особливо у верхніх волокнах ресорного листа, де вплив залишкових напруг може бути найбільш шкідливим. Використання сучасних матеріалів і технологій обробки дозволяє мінімізувати ризик пластичної деформації та забезпечити стабільну роботу ресор під час експлуатації автомобіля. Визначаємо радіуси кривизни кожного листа ресори за формулою:

$$R_i \approx \frac{R_o}{1 + \frac{\sigma_{zi} \cdot R_o}{E \cdot z_c}} \approx \frac{0,779}{1 + \frac{2 \cdot 10^7 \cdot 0,779}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0042}} \approx 0,703 \quad (3.38)$$

Де: R_o - радіус ресори в зборі, значення якого вимірюється по радіусу корінного листа ресори;

σ_{zi} - напруга стягування ресор центровим болтом, МПа.

Формула для визначення радіуса вигину ресори, яка перебуває у вільному стані:

$$R_o = \frac{L^2}{8(f_{cm} + y_1 + y_2)} = \frac{1472^2}{8 \cdot (97,2 + 0 + 18)} = 2763,755 \text{ мм} \quad (3.39)$$

Де: $f_{\text{ст}}$ – параметр, який враховується при статичному прогині ресори, мм;

y_1 – напрям стріли ресори внаслідок дії статичного навантаження, мм; $y_1 = 0$.

y_2 – параметр, який характеризує вплив осідання на величину деформації ресори, мм; $y_2 = 0,18$.

Після процесу зборки всі ресори підлягають навантаженню для їх осідання, яке повинно відповідати величині середньої напруги в ресорі, яка рівна 80% від граничного значення параметру міцності матеріалу ресори при розтягу. Ресори автомобіля, які відносяться до I та II класів піддаються дворазовому осіданню. Після повторного осідання ресорів, під аналогічним навантаженням, залишкова деформація повинна знаходитись в границях точності її вимірювання. Як правило, ресори III класу автомобіля піддаються тільки одноразовому осіданню.

Використання, в процесі дослідження, навантаження ресори до її осідання використовується для зменшення появи залишкової деформації у них, під час експлуатації автомобіля, а також для щільного прилягання листів ресори один до одного. Технічними умовами на експлуатацію ресор передбачено величину зазору між листами для ресор I класу – 0,6 мм, для ресор II класу – 1,0 мм, для ресор III класу – 1,2 мм, при відповідній товщині листів до 10 мм і 2 мм при товщині листів більше 10 мм.

Попереднє осідання ресор, під відповідним навантаженням, в деяких випадках підвищує їх довговічність, при чому значення залишкової деформації даної ресори, після процесу осідання, важко розрахувати. Зусилля зтягування ресор, при однакових товщинах всіх листів, необхідне для забезпечення надійного прилягання кінців листів ресори. Процес розв'язання корінного листа ресори, в загальному, має тільки допоміжне значення. Величину зусилля зтягування ресор визначають, як правило, емпірично і його значення вибирають із діапазону 20...50 МПа.

Приведений комплекс заходів забезпечує експлуатаційну надійність та довговічність ресор автомобіля, при суттєвому зниженні можливості появи залишкових деформацій в них із забезпеченням оптимальних умов роботи кожного листа ресори автомобіля.

3.3 Розрахунок листової ресори автомобіля для визначення величини напруг від дії зовнішнього навантаження.

На першому етапі розрахунків необхідно визначити значення напруги в кожному листі ресори, яка виникає в результаті дії зовнішнього силового навантаження, а також розрахувати жорсткість ресори в цілому. Одержані дані дозволяють провести перевірочний розрахунок даної листової ресори та її відповідність до вимог при проектуванні автомобіля.

На сьогоднішній день теоретичною базою для аналітичного розрахунку величини напруг у листових ресорах автомобіля являються дві гіпотези:

Гіпотеза узагальненої кривизни листів ресори автомобіля.

Гіпотеза впливу зосередженого навантаження на листи ресори.

Як правило, при інженерних розрахунках фізичних процесів, які відбуваються в матеріалі ресори, використовують основні положення обох гіпотез. Правильність такого підходу перевірена практикою, при чому, похибка при розрахунках не перевищує 15%, забезпечуючи доволі точну оцінку параметрів виникаючих напруг та жорсткості ресори в цілому, що забезпечує необхідну надійність та безпеку при експлуатації автомобіля.

Визначаємо напругу зовнішнього навантаження перетину останнього листа ресори, який розміщений в площині осі за формулою:

$$\sigma_n = \frac{\alpha_n \cdot P_1 \cdot (l_1 - d_1) \cdot z_g}{I_c} = \frac{1,74 \cdot 6772,5 \cdot (736 - 166) \cdot 4,2}{148730,49} = 189,6 \text{ МПа} \leq 1000 \text{ МПа} \quad (3.40)$$

3.3.1 Визначення величини твердості матеріалу листової ресори

Залежно від врахування конструкції ресорного листа та визначення його моменту інерції можна визначити твердість матеріалу ресори. Для Т-подібного ресорного профілю момент інерції визначаємо за формулою:

$$I = \frac{B \cdot H^3 + b \cdot h^3}{12} = \frac{100 \cdot 7,2^3 + 70 \cdot 10,8^3}{12} = 10458,72 \text{ ì}^4 = 0,00000001045872 \text{ ì}^4$$

Визначаємо твердість матеріалу для симетричної ресори, Н/м:

$$c_p = \frac{48E \cdot I_c}{\alpha \cdot L^3} = \frac{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0,00000013596}{1,32 \cdot 1,472^3} = 345517,5 \quad (3.41)$$

Де: α - значення коефіцієнта форми ресори;

L – значення довжини ресори, мм.

Коефіцієнт α залежить від теоретичних розмірів ресори. Визначаємо величину коефіцієнта α за формулою:

$$\alpha = \frac{I_c}{I_x} \cdot \frac{I_c - I_x}{I_x} \cdot \frac{l_x^2}{l_1^2} - \frac{1,5 \cdot (I_c - I_x)}{I_x} \cdot \frac{l_x \cdot (l_1 - l_x)}{l_1^2} = \frac{148730,49}{297460,98} \cdot \frac{148730,49 - 297460,98}{297460,98} \cdot \frac{1,472^2}{0,736^2} - \frac{1,5 \cdot (148730,49 - 297460,98)}{297460,98} \cdot \frac{1,472 \cdot (1,472 - 0,736)}{0,736^2} = 1,32 \quad (3.42)$$

Де: $I_x = I_1 + I_2$ – для ресори з двома верхніми листами однієї довжини;

Визначаємо похибку при розрахунку середнього значення дійсної твердості матеріалу ресори:

$$\delta = \frac{376034 - 345517,5}{376034} \cdot 100\% = 6,32\% \quad (3.43)$$

Визначаємо зусилля на кінцях листів:

$$P_i = \frac{P_{i-1} \cdot (l_{i-1} - 0,5d_1) - W_{i-1} \cdot \sigma_{i-1}}{l_i - 0,5d_1} \quad (3.44)$$

Де: W_i – момент опору вигину, м^3 .

$$W = \frac{BH^2 + dh^2}{6} = \frac{100 \cdot 7,2^2 + 70 \cdot 10,8^2}{6} = 2224,8 \text{ мм}^3 = 0,0000022248 \text{ м}^3 \quad (3.45)$$

Результати обчислень приведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 Значення сил на кінцях листів ресори

Номер листа	Параметр Р, Н	Номер листа	Параметр Р, Н
1	6772	8	2791
2	6013	9	2551
3	5544	10	1903
4	5134	11	1330
5	4451	12	936,5
6	3988	13	702
7	3230		

3.4 Аналіз поперечної стабілізації кузова автомобіля

Для підвищення поперечної стабілізації кузова автомобіля використовують низку конструктивних засобів, які обмежують крен кузова у визначених межах. Практика експлуатації автомобілів показує, що діапазон значення кута крену кузова знаходиться в межах $0,1\text{--}0,13$ радіанів при дії бічної сили, величина якої приблизно становить 40% сумарної ваги автомобіля.

Серед заходів, які суттєво зменшують кут крену кузова автомобіля, слід відзначити:

1. Підвищення жорсткості підвіски, що зменшує нахил кузова при поворотах і маневруванні.
2. Використання вдосконаленої конструкції направляючого пристрою, що забезпечує стабільне положення кузова відносно шасі.
3. Встановлення стабілізаторів поперечної стійкості, які додатково підвищують поперечну стабільність автомобіля.

Ці заходи не лише підвищують поперечну стабілізацію кузова, але й покращують керованість автомобіля, збільшуючи безпеку та комфорт під час руху. Використання вдосконалених технологій та конструктивних рішень дозволяє значно покращити експлуатаційні характеристики автомобілів, забезпечуючи їх стабільність у різних умовах руху.

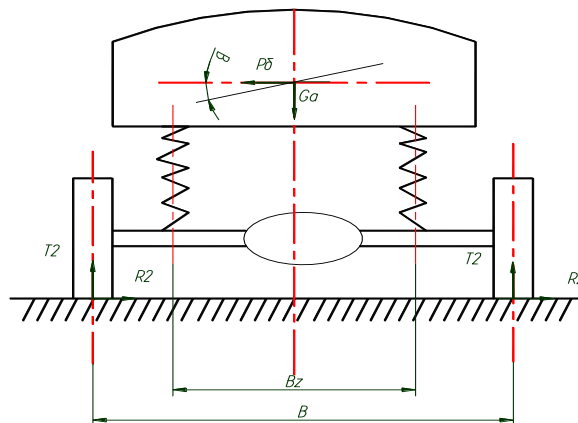


Рисунок 3.3 Схематичне зображення виникнення крену кузова вантажного автомобіля в поперечній площині.

Формула для визначення сумарного кута крену кузова автомобіля в поперечній площині.

$$\Theta = \frac{M_k}{c_{y1} + c_{y2}} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{251689,5 + 148754,7} = 0,23 \quad (3.46)$$

Де: M_k – момент, який діє на кузов автомобіля і створює його крен, Н/м.

Формула для визначення моменту M_k :

$$M_k = 0,4 \cdot G_a \cdot H = 0,4 \cdot 22028355 \cdot 1,15 = 1,013 \cdot 10^5 \quad (3.47)$$

Де: c_{y1} і c_{y2} – сумарні кутові твердості як передньої так і задньої підвісок, Н/м.

Формула для визначення параметрів c_{y1} і c_{y2} :

$$c_{y1} = \frac{c_{y1}^! \cdot c_{x1}}{c_{y1}^! + c_{x1}} = \frac{393051,8 \cdot 699812}{393051,8 + 699812} = 251689,5 \quad (4.48)$$

$$c_{y2} = \frac{c_{y2}^! \cdot c_{x2}}{c_{y2}^! + c_{x2}} = \frac{176966 \cdot 933120}{176966 + 933120} = 148754,7 \quad (4.49)$$

Де: $c_{y1}^!$ і $c_{y2}^!$ – кутові твердості як передньої так і задньої підвісок;

c_{x1} і c_{x2} – приведені кутові твердості як передніх так і задніх шин.

Значення параметрів c_{y1} і c_{y2} визначаються тільки при умові цілковитого визначення прийнятих конструктивних схем даних підвісок автомобіля.

Формули для визначення параметрів c_{y1} і c_{y2} для підвіски автомобіля, схема якої приведена на рисунку 3.3.

$$c_{y1}^! = \frac{c_{m1} \cdot B_3^2}{2 - \frac{h_1 \cdot B_1}{H \cdot l_1}} = \frac{376034 \cdot 1,405^2}{2 - \frac{0,356 \cdot 2,160}{1,150 \cdot 6}} = 393051,8 \quad (3.50)$$

$$c_{y2}^! = \frac{c_{n2} \cdot B_4^2}{2 - \frac{h_2}{H}} = \frac{1,926 \cdot 10^5 \cdot 1,245^2}{2 - \frac{0,360}{1,150}} = 176966 \quad (3.51)$$

Де: c_{m1} і c_{n2} – твердість у вертикальному напрямку відповідно для передньої та задньої підвісок (підвіски одного колеса);

B_1, B_3, h_1 , - основні розміри підвіски автомобіля (див. рис.3.3);

$B_1=2160\text{мм}, B_3=1405\text{мм}, h_1=356\text{мм}, B_4=1245\text{мм};$

h_2 – вертикальна відстань від дорожнього покриття до конструктивного елемента підвіски, на який діє бічна сила від кузова до осі автомобіля; $h_2=360\text{мм};$

l_1 - прийнята відстань від плями контакту шини колеса із дорожнім покриттям до центра крену; $l_1 = 6000\text{мм}$.

Визначаємо кутову твердість шин за формулою, Н/м :

$$c_{x1} = \frac{c_{ш1} \cdot B_1^2}{2} = \frac{300 \cdot 10^3 \cdot 2,160}{2} = 699812 \quad (3.52)$$

$$c_{x2} = \frac{c_{ш2} \cdot B_2^2}{2} = \frac{400 \cdot 10^3 \cdot 2,160}{2} = 933120 \quad (3.53)$$

Де: $c_{ш1}$ і $c_{ш2}$ – твердість у вертикальному напрямку відповідно для шини, як переднього так і заднього коліс, $c_{ш1} = 300 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ и $c_{ш2} = 400 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

B_2 – ширина колії задніх коліс, $B_2 = 2160\text{мм}$.

Визначаємо необхідну твердість стабілізатора поперечної стійкості c_c , Н/м за формулою:

$$c_c = \frac{0,4G_a \cdot H}{\Theta_x} - c_y = \frac{0,4 \cdot 220283,55 \cdot 1,15}{0,1} - 400444 = 612860 \quad (3.54)$$

Де: Θ_x – максимально допустимий кут крену кузова автомобіля, рад ($\Theta_x = 0,1 \dots 0,12$).

В подальшому, при виборі конструктивних розмірів стабілізатора, необхідно дотримуватись умови рівності його приведеної твердості до значення необхідної твердості, яка визначається за формулою:

$$c_m \approx \frac{2c_c}{B} \approx \frac{2 \cdot 612860}{2,16} \approx 567463 \quad (3.55)$$

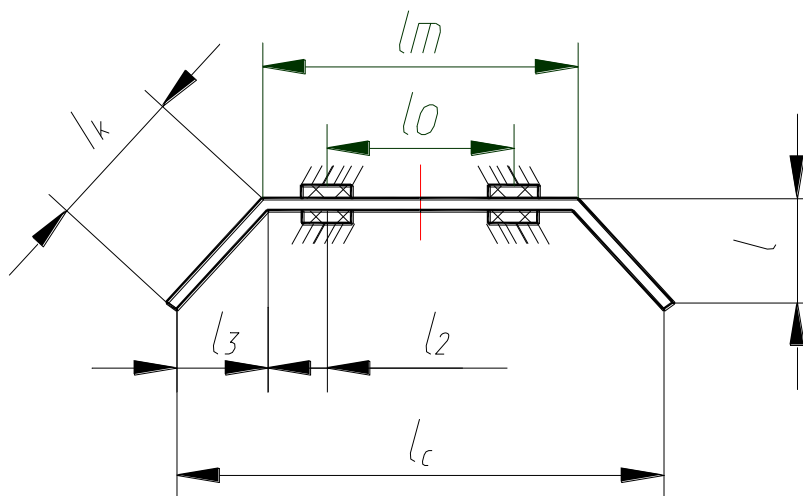


Рисунок 3.4 Приведена схема конструкції стабілізатора для забезпечення поперечної стійкості ресори.

Визначаємо необхідний діаметр прутка стабілізатора, який забезпечує потрібну твердість c_T , мм за формулою:

$$d \approx 1,5 \sqrt{c_0 \cdot \left[\frac{l_0^2 \cdot l_0}{G} + \frac{l_k^3}{0,75E} + \frac{l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{1,5E} \right]} = 1,5 \sqrt{567,5 \cdot \left[\frac{546^2 \cdot 2008}{8 \cdot 10^4} + \frac{550^3}{0,75 \cdot 2 \cdot 10^5} + \frac{1004 \cdot (200 + 0)}{1,5 \cdot 2 \cdot 10^5} \right]} \approx 56 \quad (3.56)$$

Де: E і G – модулі пружності 1 –го та 2 – го роду для матеріалу прутків стабілізатора, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

l , l_0 , l_k , l_2 , l_3 , l_t – основні параметри стабілізатора, (див. рис. 3.4), які вибираються виходячи з конструктивних міркувань.

Формула дозволяє знайти діаметр прутка стабілізатора з деяким наближенням, не враховуючи деформацій гумових втулок і гумових подушок.

-

3.5 Розрахунок амортизатора

Амортизатор, призначений для гасіння коливань коліс і кузова, підвищує плавність ходу автомобіля, стійкість руху, а також збільшує довговічність пружних елементів і шин. Правильний вибір характеристик амортизатора має вирішальний вплив на всі зазначені якості автомобіля. Важливо правильно обрати залежність сили на штоку амортизатора від швидкості відносного переміщення штока і циліндра.

При виборі характеристик амортизатора використовують парціальний коефіцієнт періодичності, розглядаючи підвіску як одномасову систему. Величина коефіцієнта періодичності, базуючись на досвіді та численних дослідженнях, може становити від 0,15 до 0,30. Менше значення коефіцієнта забезпечує високу плавність ходу, а більше значення гарантує надійну стійкість руху автомобіля. Для підвіски автомобіля, що розраховується, приймаємо коефіцієнт рівний 0,30. Оскільки жорсткість підвіски вже відома, можемо розрахувати критичний коефіцієнт опору амортизатора, кг/с.

Цей розрахунок дозволяє визначити оптимальні параметри амортизатора для забезпечення балансу між плавністю ходу і стійкістю автомобіля, що є ключовими для його безпечної та комфортної експлуатації.

$$k_{\tilde{n}\delta} = 2 \cdot \sqrt{\tilde{n}_n \cdot \dot{l}_i} = 2 \cdot \sqrt{376034 \cdot 3048} = 67709,7 \quad (3.57)$$

Де m_n – маса переднього моста і дорівнює, кг:

$$m_n = \frac{m_1 - 2 \cdot m_k - m_m}{2} = \frac{7449 - 2 \cdot 240 - 873}{2} = 3048 \quad (3.58)$$

Де m_1 - маса, що приходить на передню вісь кг; $m_1 = 7449$,

m_k – маса колеса кг; $m_k = 240$.

Визначимо середній коефіцієнт опору амортизатора, кг/с:

$$K_{cp} = \psi \cdot K_{kp} = 0,30 \cdot 67709,7 = 20312,9 \quad (3.59)$$

Визначимо дійсний середній коефіцієнт опору амортизатора, кг/с:

$$K_{cp.\partial} = K_{cp} \cdot \left(\frac{1}{\sin(\beta)} \right)^2 = 20312,9 \cdot \left(\frac{1}{\sin(80)} \right)^2 = 20944 \quad (3.60)$$

Де: β – кут нахилу амортизатора, $\beta = 80^\circ$.

Після цього знаходимо середній коефіцієнт при стиску і віддачі, який визначаємо за формулами:

$$K_{cp} = \frac{4 \cdot K_{сжс} + K_{сжс}}{2} = 2,5 \cdot K_{сжс} \quad (3.61)$$

$$K_{сжс} = \frac{K_{cp}}{2,5} = \frac{20312,9}{2,5} = 8125,2 \quad (3.62)$$

$$K_{отд.\partial} = 4 \cdot K_{сжс} = 4 \cdot 8125,2 = 32500,6 \quad (3.63)$$

Після визначення коефіцієнтів при стиску і віддачі, знаходимо дійсний середній коефіцієнт при стиску і віддачі:

$$K_{сжс.\partial} = K_{сжс} \cdot \left(\frac{1}{\sin(\beta)} \right)^2 = 8125,2 \cdot \left(\frac{1}{\sin(80)} \right)^2 = 8377,8 \quad (3.64)$$

$$K_{отд.\partial} = K_{отд} \cdot \left(\frac{1}{\sin(\beta)} \right)^2 = 32500,6 \cdot \left(\frac{1}{\sin(80)} \right)^2 = 33510,5 \quad (3.65)$$

Після визначення даних коефіцієнтів, знаходимо основні геометричні параметри амортизатора.

Визначаємо площу штока амортизатора, m^2 :

$$\dot{A}_{\partial\partial} = \frac{\dot{\delta}_a \tilde{n}ae}{\dot{\delta}_o} = \frac{\dot{e} \tilde{n}ae \cdot z}{\dot{\delta}_o} = \frac{8125,2 \cdot 0,3}{5 \cdot 10^6} = 4,875 \cdot 10^{-4} \quad (3.66)$$

Де $\dot{z}$ - швидкість переміщення поршня в амортизаторі, м/с;

Швидкість відносного руху штока і циліндра амортизатора $\dot{z}$, що відповідає моменту відкриття клапанів, лежать у межах 0,3...0,52 м/с. Для даного розрахунку приймаємо $\dot{z} = 0,3$ м/с.

P_0 - робочий тиск рідини в амортизаторі, МПа;

Робочий тиск рідини для амортизатора даного автомобіля приймаємо рівним 5 МПа.

Після визначення площі штока визначаємо його діаметр, м:

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{A_{шт} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.875 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3.14}} = 0,025 \quad (3.67)$$

Для визначення площі поршня знаходимо його діаметр, м:

$$d_i = 2,5 \cdot d_{шт} = 2,5 \cdot 0,025 = 0,06 \quad (3.68)$$

Тоді площа буде дорівнює, м²:

$$A_n = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} = 2,857 \cdot 10^{-3} \quad (3.69)$$

Для перевірки амортизатора розраховуємо хід поршня. Для забезпечення роботи амортизатора в різних дорожніх умовах він повинний бути більше повного ходу підвіски, м:

$$l_a = 3,5 \cdot d_n = 3,5 \cdot 0,06 = 0,211 \quad (3.70)$$

При такій довжині ходу поршня буде забезпечена оптимальна робота амортизатора.

Після визначення довжини амортизатора визначаємо площі дроселюючих отворів при стиску і віддачі, м²:

$$f_{на} = \frac{\hat{e}_o \cdot \dot{A}_{шт}^2}{\mu \cdot \hat{e}_{на}} \sqrt{\frac{\Delta P \cdot \rho}{2}} = \frac{0,96 \cdot (4.875 \cdot 10^{-4})^2}{0,65 \cdot 8125.2} \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 850}{2}} = 1,99 \cdot 10^{-6} \quad (3.71)$$

$$f_{ід} = \frac{\hat{e}_o \cdot (\dot{A}_i - \dot{A}_{шт})^2}{\mu \cdot \hat{e}_{ід}} \sqrt{\frac{\Delta P \cdot \rho}{2}} = \frac{0,96 \cdot (2,857 \cdot 10^{-3} - 4.875 \cdot 10^{-4})^2}{0,65 \cdot 32500.6} \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 850}{2}} = 1.176 \cdot 10^{-5}$$

Де: κ_y - коефіцієнт витоку, $\kappa_y = 0,95$

ρ - щільність рідини, $\rho = 850$ кг/м³

ΔP - перепад тиску до отвору і після нього, $\Delta P = 5$ МПа

Після визначення площ дроселюючих отворів визначаємо діаметри даних отворів:

$$d_{сж} = \sqrt{\frac{f_{сж} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,99 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{3,14}} = 1,59 \cdot 10^{-3} \quad (3.72)$$

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Теорія небезпеки та безпеки

Основними термінами в науці про безпеку є небезпека, безпека, ризик. Небезпека – центральне поняття в безпеці життєдіяльності. Під небезпекою розуміють можливість виникнення обставин за яких матерія, поле, енергія та інформація або їх поєднання можуть завдавати шкоди здоров'ю людини, збиток навколишньому природному середовищу і соціально-економічній інфраструктурі, тобто викликати небажані наслідки безпосередньо або побічно. Іншими словами, небезпека – потенційна можливість дії негативних (шкідливих і небезпечних) чинників на певний об'єкт (предмет) дії.

При невідповідності характеристик впливаючих чинників характеристикам об'єкту (предмету) дії і з'являється феномен небезпеки (наприклад, ударна хвиля, аномальна температура, нестача кисню у повітрі, токсичні домішки в повітрі тощо). Небезпека – може реалізуватися у вигляді прямого або непрямого збитку для об'єкту (предмету) дії поступово або раптово, і різко в результаті відмови системи. Прихована (потенційна) небезпека для людини реалізується у формі травм, які відбуваються при нещасних випадках, аваріях, пожежах; для технічних систем — у формі руйнувань, втрати керованості; для екологічних систем — у вигляді забруднень, втраті видової різноманітності тощо.

Віденській декларації і програмі дій всесвітньої конференції прав людини, Бейджинської декларації і платформи дій, Декларації Організації Об'єднаних Націй про соціальний прогрес і розвиток, Декларації Організації Об'єднаних Націй про права туземних народів, і інших доречних міжнародних інструментів про права людини, прийняла декларацію «Право людини на безпеку»: Безпека є основним правом людини.

Вона є істотною для досягнення здоров'я, миру, справедливості і благополуччя. Мета декларації «Право людини на безпеку» – установити постійний стан пильності і розробити механізми контролю небезпек на безперервній основі.

Монреальська декларація дає наступне визначення безпеки людини (стаття 2): «Безпека — це стан, в якому небезпека і умови, які ведуть до фізичного, психологічного або матеріального збитку, контролюються для того, щоб зберегти здоров'я і добробут індивідів та суспільства». Безпека є результатом комплексного процесу взаємодії людини з довкіллям, включаючи фізичні, соціальні, культурні, технологічні, політичні, економічні і організаційні середовища. Безпека, однак, не визначається, як повна відсутність небезпеки. Об'єктом Монреальської Декларації є не ліквідація всіх ризиків, але скоріше їх контроль для захисту здоров'я і благополуччя індивідів та суспільства у цілому. Формулюючи загальне визначення безпеки, необхідно відмітити, що безпеку завжди пов'язують з певним часом існування системи, що розглядається. Тільки на певному відрізку часу можна встановити, чи буде призводити до негативних наслідків зовнішня дія на систему або її внутрішні процеси. Говорити про абсолютну безпеку неможливо тому, що неможливо оцінити за будь-яким, навіть дуже довгим, але обмеженим часовим відрізком, результат дії факторів, якщо цей результат може спричинити зміну системи у майбутньому. Тому, поняття безпеки є завжди відносним, тобто визначеним з певною вірогідністю, яка залежить від досліджуваної системи, її складності, взаємозв'язків усередині та у структурі з навколишнім середовищем, часу спостереження, рівня розвитку науки та практики.

Критерієм безпеки є відсутність негативної динаміки у розвитку системи. Практично, безпека — це не відсутність небезпек, а відсутність небезпечної дії або її наявності на сприйнятному рівні ризику для системи. Безпека — це такий стан системи, коли дія зовнішніх та внутрішніх факторів на неї не призводить до утруднення чи унеможливлення її функціонування та розвитку.

Безпека людини — це такий стан людини, коли дія зовнішніх та внутрішніх факторів не призводить до утруднення чи унеможливлення її функціонування та розвитку. Життєдіяльність людини потенційно небезпечна. Справедливість цієї аксіоми можна прослідити на всіх етапах розвитку системи «людина–середовище існування». Так, на ранніх стадіях свого

розвитку, навіть за відсутності технічних засобів, людина безперервно випробовувала дію негативних чинників природного походження: знижених і підвищених температур повітря, атмосферних опадів, контактів з дикими тваринами, стихійних явищ і т.п. В умовах сучасного світу до природних додалися численні чинники техногенного походження: вібрації, шум, підвищена концентрація токсичних речовин в повітрі, водоймищах, ґрунті; електромагнітні поля, іонізуючі випромінювання і ін.

Наслідки дії небезпеки: погіршення здоров'я та життєдіяльності людини, шкода навколишньому середовищу, матеріальні збитки тощо. Використовуючи термін «небезпека» ми не передбачаємо неминучого негативного впливу на людину (складну систему), тобто термін небезпека і негативний вплив речі різні. Негативний вплив передбачає дію на систему (людину, об'єкт), що призводить до погіршення її функціонування або повного її руйнування, тоді як небезпека є тільки можливістю такої дії. Види небезпек:

Потенційна (або загроза) — виникає при будь-якому можливому контакті з негативними якостями об'єктів чи суб'єктів ситуації. Уявна є результатом перебільшення чи хибної оцінки негативних якостей ситуації, поведінки конкретних осіб, хибного тлумачення мовних повідомлень. Провокована — виникає внаслідок прояву окремих особистісних негативних якостей людини (агресивність, грубість, жорстокість, пиха, гонор тощо) і відповідної реакції на них з боку інших осіб.

Реальна — це наслідок несприятливої динаміки ситуації з реальними факторами загрози життю та здоров'ю людини. Категорійно-понятійний апарат з безпеки життєдіяльності 33 Потенційна (прихована) небезпека проявляється за певних, часто важко передбачуваних умов і реалізується у формі надзвичайних ситуацій, захворювань чи травм людей. Коли потенційна небезпека (загроза) перетворюється на реальність, вона стає небезпекою (ризиком безпеки). Однак, в цей момент, люди ще не зазнають шкоди. Якщо люди піддаються ризику безпеки, це умови тільки для потенційного, а не фактичного лиха (шкоди). Коли люди дійсно входять у прямий контакт з

небезпекою, вони отримують дійсне лихо (шкоду) від небезпеки. Це може бути ситуація, в якій люди можуть зазнати серйозного страждання, або навіть втратити життя. Власне процес розвитку небезпеки можна описати наступною логічною послідовністю: – порушення технологічного процесу, допустимих меж експлуатації, умов утримання тощо; – накопичення, утворення вражаючих чинників, що приводять до аварії технічної системи; – руйнування конструкції; – викид, утворення вражаючих чинників; – дія (взаємодія) вражаючих чинників з об'єктом дії (з навколишнім природним середовищем, людиною, об'єктами техносфери та ін.); – реакція на вражаючу дію. Залежно від особливостей технічної системи окремі елементи наведеного ланцюга можуть бути відсутніми. Кожній такій події можна приписати окремий показник у вигляді ймовірності події: – відмови технічної системи; – аварійного результату; – утворення вражаючих чинників; – ураження об'єктів дії; – вторинних вражаючих чинників; – дії; – ураження. З наведеної логічної послідовності виходить, що наявність потенційної небезпеки в системі не завжди супроводжується її негативною дією на об'єкт. Будь-яке виключення в ланцюзі веде до нереалізації небезпеки. Для реалізації небезпеки необхідне виконання мінімум трьох умов: небезпека реально діє; об'єкт перебуває в зоні дії небезпеки; об'єкт не має достатніх засобів захисту. 34 Аналіз безпеки людини має п'ять складових: аналіз загрози безпеці людини; аналіз експозиції безпеки людини; аналіз уразливості безпеки людини; аналіз лиха (шкоди) безпеки людини; аналіз ризику безпеки людини. Аналіз загрози починається з розпізнавання (ідентифікація) найбільш небезпечних загроз для безпеки людини.

Для цього необхідно розглянути всі можливі в даній ситуації види загроз. Далі необхідно оцінити ймовірність, з якою кожна з цих загроз безпеки перетвориться на фактичну небезпеку. Аналіз експозиції починається з вивчення, як люди експонуються або входять в контакт з різними небезпеками. Тоді необхідно оцінити ймовірність, з якою люди дійсно піддаються цим небезпекам. Аналіз уразливості починається з вивчення аспектів, які роблять людей уразливими до небезпеки. Це вимагає розпізнати речі, які роблять

людей уразливими до виявлених в конкретній ситуації несприятливих факторів. Наступним є визначення наскільки люди є уразливими до цих небезпек. Аналіз лиха починається з вивчення, що може статися з людьми протягом лиха. Необхідно оцінити, які збитки будуть нанесені, скільки людського страждання може дійсно відбутися протягом лиха. Аналіз ризику вимагає вивчити всі ризики, які загрожують безпеці людини. Більш точно це виконується за допомогою вивчення результатів попередніх чотирьох аналізів

4.2 Нормування природного освітлення. Основні світлотехнічні одиниці

Коефіцієнт природної освітленості в будь-якій точці в середині приміщення, що освітлюється світлом видимого через проріз ділянкою небосхилу, – це виражене в відсотках відношення освітленості до одночасної освітленості зовнішньої горизонтальної площини, освітлюваної розсіяним світлом всього небосхилу:

$$I = 100 \cdot E_u / E_z ,$$

де E_u і E_z – освітленість приміщення усередині й зовні.

Відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 (на заміну СНіП 11-4-79), нормовані коефіцієнти природної освітленості I_n для будівель, що розташовані в I, II, IV, V поясах світлового клімату:

c – коефіцієнт світлового клімату враховує додатковий світловий потік, який проникає через світлові прорізи в приміщення за рахунок прямого й відбитого світла впродовж року. Крім кількісного показника (коефіцієнта) нормується і якісна характеристика, тобто нерівномірність природного освітлення. Для виробничих приміщень з верхнім або верхнім та боковим природнім освітленням нерівномірність природного освітлення не повинна перевищувати відношення 3:1. Видима промениста енергія оцінюється за світловим відчуттям і називається світловим потоком F , який вимірюється в люменах (лм). Один лм рівняється світловому потоку, що випромінюється абсолютно чорним тілом 0,5305 мм при температурі затвердіння платини (1769° С).

Усі джерела світла випромінюють світловий потік у просторі нерівномірно. Просторова щільність потоку представляє собою силу світла I і визначається як відношення світлового потоку F до просторового (тілесного) кута w , в якому він розподіляється. Тілесним кутом називається частина простору, обмежена конусом, з вершиною в центрі кулі, яка опирається на його поверхню. За одиницею тілесного кута стерadian (ср) приймається кут w , який, маючи вершину в центрі кулі, висікає на його поверхні ділянку, площа якої S дорівнює квадрату радіуса цієї кулі. Якщо припустити, що світловий потік F рівномірно розподіляється в тілесному куті w , то густина світлового потоку (сила світла)

$$I = F/w$$

Сила світла вимірюється в канделах (кд). Один кд дорівнює силі світла точкового джерела, що випромінює в середині тілесного кута, рівного 1 ср, світловий потік в 1 лм.

Світловий потік, падаючи на зустрічні поверхні на шляху його розповсюдження, створює на ній освітленість E . Освітленістю називається поверхнева густина світлового потоку. За одиницю освітленості приймається люкс (лк), що дорівнює освітленості, утворюваній світловим потоком в 1 лм, рівномірно розподіленим на площі 1 м^2 . Освітленість визначається відношенням світлового потоку F до площі освітленої ним поверхні S :

$$E = F/S$$

Отже, між силою і освітленістю існує така залежність: освітленість, що створюється точковим джерелом світла, прямопропорційна силі світла

I і обернено пропорційна квадрату відстані r від джерела світла; освітленість пропорційна конусу кута падіння світла на поверхню, що освітлюється. Проте, потрібно сказати, що світлове відчуття визначається для органу зору не освітленістю, а яскравістю. Так предмети малої яскравості важко розрізнити навіть на папері темного кольору. Якщо ж яскравість велика, то поверхня засліплює очі. Яскравість дорівнює силі світла, що випромінюється поверхнею і вимірюється в канделах на 1 м^2 . Один кд/ м^2 відповідає яскравості

поверхні, що рівномірно світиться (або відбиває світло), а випромінює в перпендикулярному для неї напрямку світло силою в 1 кд з 1м².

Ступінь яскравості залежить від коефіцієнта відбивання P , який дорівнює відношенню світлового потоку, що відбивається тілом $F_{\text{відб.}}$, до світлового потоку, що падає на нього $F_{\text{пад.}}$, тобто:

$$P = F_{\text{відб.}} / F_{\text{пад.}}$$

Значення коефіцієнта відбиття залежно від кольору поверхні коливається у великих межах, а саме 0,85...0,93. Зорові роботи розподіляють на 8 розділів (I-VIII): найвищої точності, дуже високої точності, високої точності, середньої точності, грубі (дуже малої точності). Наприклад, роботи в гарячих цехах підприємств громадського харчування, загальне спостереження за ходом виробничого процесу. ДБН В.2.5-28-2006 нормує також штучну освітленість підприємств і виробничих ділянок громадського харчування.

Примітка. Для ламп розжарювання норми освітленості необхідно понижувати на два ступені шкали освітленості: I – нормування освітленості й КОЕ, висота площини над підлогою, Г – горизонтальна; II – освітленість бокових поверхонь, лк.; III – циліндрична освітленість, лк.; IV – показник дискомфорту, не більше; V – коефіцієнт пульсації освітленості, не більше, %; VI – при верхньому і боковому освітленні; VII – при боковому освітленні, у зоні зі стійким сніговим покривом; VIII – при боковому освітленні, на останній території.

Основі вимоги до виробничого освітлення такі:

Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи. Збільшення освітленості сприяє продуктивності праці, безпеці роботи, що виконується. Проте є межа, за якої подальше збільшення освітленості майже не дає ефекту, тому необхідно покращити якісні характеристики освітлення.

Забезпечення достатньо рівномірного розподілу яскравості на робочій поверхні також в межах оточуючого простору. Якщо в полі зору знаходяться поверхні, що значно розрізняються між собою за яскравістю, то при переведенні погляду з яскраво освітленої на слабо освітлену поверхню, око змушене переадаптуватися, що призведе до стомлення зору. Для підвищення

рівномірності природного освітлення великих цехів використовують комбіноване освітлення. Світле пофарбування стелі, стін і виробничого устаткування сприяє створенню рівномірного розподілу яскравості в полі зору. На робочій поверхні не повинно бути різких тіней. Наявність різких тіней створює нерівномірний розподіл освітленості з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри та форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці. Особливо шкідливі рухливі тіні: вони можуть призвести до травм. Тіні необхідно пом'якшити, застосовуючи, наприклад, світильник із світлорозсіювальними молочними стінками.

У полі зору повинен бути відсутній прямий і відбитий блиск. Блиск – підвищення яскравості світлових поверхонь, який викликає порушення зорових функцій (осліпленість), тобто порушення видимості об'єктів.

Видимість характеризується здатністю ока сприймати об'єкт. Вона залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном, тривалості експозиції. Видимість визначається кількістю порогових контрастів у контрасті об'єкта з фоном.

$$V=K/K_{\text{пор}}$$

де: $K_{\text{пор}}$ – пороговий контраст, тобто найменший розрізняваний оком контраст, при невеликому зменшенні якого стає нерозрізняваним на фоні.

Прямий блиск, пов'язаний із джерелами світла, виникає на поверхні з великим коефіцієнтом відбиття чи відбиття в напрямку до ока. Осліплення призводить до швидкого втомлення та зниження працездатності. Критерієм оцінки осліплюючої дії, створеної освітлювальною установкою, є показник осліпленості P_o , значення якого визначають за формулою:

$P_o=(V_1/V_2-1) \cdot 1000$, де V_1 і V_2 – видимість об'єкту розрізнення відповідно під час екранування та наявності яскравих джерел світла в полі зору.

Екранування джерел світла здійснюється за допомогою щитків, козирків та ін.

ВИСНОВКИ

Удосконалення ходової частини автомобіля Fiat з метою оптимізації її ремонту є важливим завданням для забезпечення надійності, безпеки та ефективності експлуатації транспортного засобу. У даній кваліфікаційній роботі було проведено всебічне дослідження конструкції та роботи ходової частини автомобіля Fiat, а також розглянуто сучасні методи та технології, що дозволяють оптимізувати процеси її обслуговування та ремонту.

Основні результати роботи включають:

1. Аналіз існуючих конструкцій підвісок та визначення основних проблем, пов'язаних з їх експлуатацією та ремонтом.
2. Розробка рекомендацій щодо вдосконалення конструкції ходової частини, що включають зміни в геометрії та матеріалах компонентів, використання нових методів амортизації та стабілізації.
3. Оцінка економічної доцільності впровадження запропонованих змін, яка показала зменшення витрат на ремонт та обслуговування, а також підвищення загальної надійності та довговічності ходової частини автомобіля.

Таким чином, виконані дослідження та запропоновані вдосконалення підтверджують, що оптимізація ремонту ходової частини автомобіля Fiat є доцільною та перспективною, сприяючи покращенню експлуатаційних характеристик транспортного засобу та зниженню витрат на його обслуговування. Результати даної роботи можуть бути використані для подальших досліджень та розробок у галузі автомобільної інженерії, а також для впровадження на практиці в сервісних центрах та ремонтних майстернях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: підручник. – К.: Арістей, 2005. – 476 с.
2. Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Частина 2. Електрообладнання: Навчальний посібник.- Київ.: Вища освіта, 2001. – 243 с. ISBN: 966-95995-4-7.
3. Закон України «Про охорону праці». – Харків: Вид-во «ФОРТ», 2003.- 32 с.
4. Канарчук В.Є. та ін. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3-х кн. Кн.2. Організація, планування й управління: Підручник / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець, - К.: Вища шк., 1994. – 383 с.
5. Кисляков В.Ф., Лущик В.В. Будова і експлуатація автомобілів: Підручник. – К.: Либідь. 2006. – 400 с.
6. Кіркач Н.Ф. Розрахунок і проектування деталей машин. – м. Харків, 1991р.-274с.
7. Конспект лекцій з дисципліни «Відновлення деталей» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» / Укладачі: Левкович М.Г., Гупка А.Б., Сіправська М.Д. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2021. – 136 с.
8. Кукурудзяк Ю.Ю., Ребедайло В.В. «Метод автоматизованого діагностування системи запалювання та системи керування автомобільним двигуном: монографія» – Вінниця, ВНТУ, 2010.
12. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
9. Мигаль, В. Д. Методи технічної діагностики автомобілів: навч. посібник / В.Д. Мигаль, В. П. Мигаль. - М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2014
10. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.

11. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів / Уклад. Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Левкович М.Г., Гудь В.З., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 550 с.
12. Положення про технічне обслуговування та ремонті дорожніх транспортних засобів -К.: ГОСАВТОТРАНС ДНІПРОЕКТ, 2001 - 129с.
13. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
14. Сажко В. А. Електрообладнання автомобілів і тракторів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.: Каравела, 2006. – 296 с. ISBN 966-96331-1-7.
15. Формальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017 – 324 с.