

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

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» місто Вінниця за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски»

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1АТ-23м
спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Кравець С.І.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кужель В.П.

« 6 » 12 2024 р.

Опонент: к.т.н., доц. каф. ТАМ

Генінський С.В.

« 12 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 16 » 12 2024 р.

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

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«18» 09 2024 року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Кравцо Сергію Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» місто Вінниця за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски.

«Керівник роботи» Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент,

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

«Затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – транспортні засоби ТОВ «Автотранспортне підприємство Слободянюк» (ПАЗ 3205, IVECO SASSIAMALI 120E18 695, Богдан А45 А079, Богдан А-092); сфера діяльності підприємства: надання послуг з перевезення пасажирів автомобільним транспортом; об'єкт дослідження – повторно-установлення навантаження торсіона і важеля передньої підвіски, предметом дослідження є підвищення експлуатаційної надійності автобусів шляхом розробки підходів до вдосконалення конструкції передньої підвіски.

4. зміст текстової частини:

1. Науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк».

2. Методи розрахунку деталей передньої підвіски автобуса.

3. Моделювання та розрахунок напружень деталей передньої підвіски автобуса різними методами. Технічні вимоги до конструкції підвіски.

4. Розрахунок економічної ефективності запропонованих рішень.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3 Тема, актуальність, мета роботи, об'єкт та предмет дослідження, завдання та новизна дослідження.

4 Апробація результатів роботи та публікації.

5 Розподіл потенційної ємності ринку між перевізниками.

6 Результати проведення SWOT-аналізу діяльності підприємства.

7-8 Аналіз рухомого складу підприємства.

9 Приклад прогнозування величини попиту на перевезення пасажирів.

10 Результати статистичного опрацювання даних про безвідмовність ходової частини автобусів Ataman A092 (Богдан A092)(2024 р.).

11 Залежність параметру потоку відмов від пробігу автобуса.

12 Схеми з'єднання торсіон-важіль підвіски автобуса Ataman A092 (Богдан A092).

13 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски з використанням програми САПР.

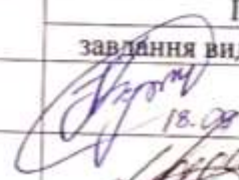
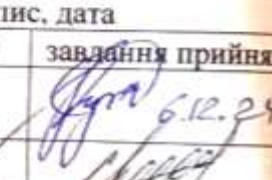
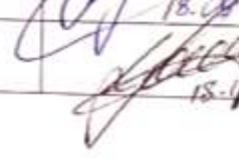
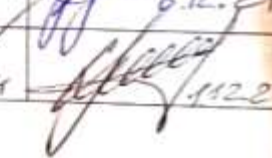
14 Розбиття важеля передньої підвіски автобуса на скінчені елементи (проектний варіант).

15 Розподіл місцевих прогинів проектного важеля, який не впирається в упор.

16 Основні результати розрахунків торсіона і важеля передньої підвіски.

17 Основні висновки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кужель В.П., доцент кафедри АТМ	 18.09.24	 6.12.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В., доцент кафедри АТМ	 18.11.24	 11.12.24

7. Дата видачі завдання « 18 » вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	Вик
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	Вик
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	Вик
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	Вик
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	Вик
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	Вик
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	Вик
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	Вик
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	Вик
10	Захист МКР	17.12-20.12.2024	Вик

Здобувач

Керівник роботи


(підпис)

(підпис)

Кравець С.І.

Кужель В.П.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.341

Кравець С.І. Підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» місто Вінниця за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 –Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 115 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 21 назва; рис.: 58.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання підвищення експлуатаційної надійності автобусів за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски. У розділі 1 проведено науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк». В розділі 2 досліджено методи розрахунку деталей передньої підвіски автобуса. В розділі 3 виконано моделювання та розрахунок напружень деталей передньої підвіски автобуса різними методами, сформовано технічні вимоги до конструкції підвіски. В розділі 4 проведено розрахунок економічної ефективності запропонованих рішень.

Графічна частина складається з 17 слайдів.

Ключові слова: автобус; надійність; підвіска передня; моделювання; системи автоматизованого проектування; ефективність; експлуатація.



ABSTRACT

Kravets Serhiy. Increasing the operational reliability of buses of the limited liability company "Autotransport enterprise Slobodyanyuk" city of Vinnytsia by improving the design of the front suspension. Master's qualification work in the specialty 274 - Motor transport, educational program - Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 115 p.

In Ukrainian. Bibliography: 21 titles; Fig.: 58.

The master's qualification work deals with the issue of increasing the operational reliability of buses by improving the design of the front suspension. In section 1, a scientific and technical justification of the need to increase the operational reliability of buses of the limited liability company "Autotransport enterprise Slobodyanyuk" is provided. In section 2, methods for calculating the details of the front suspension of the bus are investigated. In section 3, modeling and calculation of stresses in the front suspension parts of the bus are performed using various methods, and technical requirements for the suspension design are formed. In section 4, the calculation of the economic efficiency of the proposed solutions is performed.

The graphic part consists of 17 slides.

Keywords: bus; reliability; front suspension; modeling; computer-aided design systems; efficiency; operation.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ АВТОБУСІВ ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «АВТОТРАНСПОРТНЕ ПІДПРИЄМСТВО СЛОБОДЯНЮК».....	7
1.1 Обґрунтування теми та задачі роботи.....	7
1.2 Аналіз показників експлуатаційної надійності автобусів малого класу.....	8
1.3 Загальна характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «АТП Слободянюк».....	19
1.4 Дослідження ринку надання послуг з пасажирських перевезень в приміському і міжміському сполученні.....	23
1.5 Характеристика виробничо-технічної бази АТП.....	29
1.6 Аналіз конструкцій передніх підвісок автомобілів та їх деталей.....	30
1.7 Висновки до розділу та постановка завдань досліджень.....	39
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ АВТОБУСА.....	40
2.1 Аналіз методів розрахунку деталей автомобільних підвісок.....	40
2.1.1 Проектний розрахунок торсійної підвіски.....	40
2.1.2 Розрахунок деталей автомобільних підвісок методом скінчених елементів...	45
2.1.3 Перевірочний розрахунок деталей автомобільних підвісок на довговічність..	58
2.2 Висновки до розділу 2.....	63
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ АВТОБУСА РІЗНИМИ МЕТОДАМИ. ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІСКИ.....	64
3.1 Моделювання об'єкту дослідження та попиту на перевезення пасажирів.....	64
3.2 Обґрунтування початкових даних та вибір методів розрахунку.....	74

3.3 Розрахунок торсіона передньої підвіски та аналіз результатів.....	75
3.4 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски методом скінчених елементів та аналіз результатів.....	84
3.4.1 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром $d=27,5$ мм, довжина $l=1100$ мм) з використанням програми САПІА.....	84
3.4.2 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром $d=31,5$ мм, довжина $l=1910$ мм) з використанням програми САПІА.....	88
3.5 Технічні вимоги та надійність конструкції.....	91
3.6 Висновки до розділу 3.....	92
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ.....	93
4.1 Планування чисельності водіїв і працюючих на АТП.....	93
4.2 Визначення фонду заробітної плати водіїв та планування матеріальних витрат по АТП.....	94
4.3 Калькуляція собівартості автобусних перевезень.....	100
4.4 Розрахунок економічної ефективності проектних рішень.....	102
4.5 Розрахунок рівня комерціалізації запропонованих рішень.....	103
4.6 Висновки до розділу 4.....	109
ВИСНОВКИ.....	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	112
ДОДАТКИ.....	115
Додаток А. Ілюстративна частина	
Додаток Б. Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень	



ВСТУП

Актуальність теми. Станом на сьогоднішній день перевізники все частіше і частіше з метою отримання максимального прибутку намагаються створити такі умови, щоб автомобілі працювали з більшим навантаженням і середньодобовим пробігом. Крім цього, в реальних умовах сучасної ринкової економіки автомобілі часто експлуатуються перевантажені, що, враховуючи часто неякісне і різнотипне дорожнє покриття, ще більше ускладнює важкі умови роботи деталей підвіски. Тому перед фахівцями постає задача в підвищенні надійності і довговічності агрегатів і деталей, щоб значно продовжити термін служби автомобіля, але бажано без значного збільшення його маси.

Рішення зазначених вище проблем можливе лише за найбільш повного використання властивостей матеріалів і раціонального конструювання вузлів та деталей автомобіля. Щоб досягти цього потрібно широко застосовувати сучасні методи проектування, що і підтверджує актуальність роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлена кваліфікаційна робота виконувалась згідно з науково-дослідною тематикою кафедри автомобілів та транспортного менеджменту (АТМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) і є невід'ємною частиною досліджень пов'язаних саме з підвищенням експлуатаційної надійності автобусів підприємств Вінниччини.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- провести науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк»;
- дослідити методи розрахунку деталей передньої підвіски автобуса;

- виконати моделювання та розрахунок напружень деталей передньої підвіски автобуса різними методами, сформулювати технічні вимоги до конструкції підвіски;
- провести розрахунок економічної ефективності запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – повторно-змінні навантаження торсіона і важеля передньої підвіски.

Предметом дослідження є підвищення експлуатаційної надійності автобусів шляхом розробки підходів вдосконалення конструкції передньої підвіски.

Методи дослідження – в роботі використовуються як огляд конструкцій передніх підвісок так і методик їх проектування, використані також методи математичного моделювання роботи передньої підвіски, виконаний синтез конструкції торсіона, в експериментальній частині роботи застосовані методи скінчених елементів.

Новизна одержаних результатів:

дістали подальшого розвитку методики проектування елементів підвісок, методи математичного моделювання роботи передньої підвіски, дістали подальшого розвитку методи скінчених елементів для дослідження напружень торсіонів і важелів передньої підвіски.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені та запропоновані автором підходи та рекомендації можуть бути практично застосовані в умовах товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» для підвищення експлуатаційної надійності автобусів, а саме методи математичного моделювання роботи передньої підвіски, методи синтезу конструкції торсіону на основі методів скінчених елементів.

Особистий внесок здобувача. Здобувачем в роботі проаналізовані варіанти конструкцій передніх підвісок, та методик їх проектування, використані також методи математичного моделювання роботи передньої підвіски, виконаний синтез конструкції торсіона, в експериментальній частині роботи застосовані методи скінчених елементів для підвищення експлуатаційної надійності автобусів в умовах товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк».

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XVII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир.

Публікації. Проміжні результати досліджень були частково викладенні і опубліковані в 1 науковій праці: Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132 [3].



РОЗДІЛ 1

НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ АВТОБУСІВ ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «АВТОТРАНСПОРТНЕ ПІДПРИЄМСТВО СЛОБОДЯНЮК»

1.1 Обґрунтування теми та задачі роботи

Підвищення експлуатаційної надійності автомобільної техніки, її якості й конкурентноздатності, скорочення строків розробки та освоєння випуску нових моделей, підвищення рівня економічної обґрунтованості прийнятих конструкторських рішень є досить актуальними завданнями розвитку автомобільної промисловості на сучасному етапі, успішне рішення яких багато в чому залежить від правильного техніко-економічного обґрунтування параметрів автомобілів, їх складових і деталей.

На сьогодні в Україні на ринку міських пасажирських переважно використовуються автобуси особливо малої місткості (до 16 місць), оскільки, з комерційної точки зору, вони окуповують свою вартість, в середньому, за рік, тоді як автобуси великої місткості – за 4-5 років. Переважна більшість моделей і модифікацій мікроавтобусів (більш ніж 40), які використовуються на міських пасажирських маршрутах не відповідає діючим у державі міжнародним стандартам: ДСТУ 28345-89 (Правила ЄЕК-ООН №52) „Єдині розпорядження, що стосуються конструкції маломісних транспортних засобів користування” [13] і ДСТУ 27815-88 (Правила ЄЕК-ООН №36) „Автобуси. Загальні вимоги до безпеки конструкції” [14], що значно ускладнює процес їх технічної експлуатації, знижує безпеку пасажирів при перевезеннях та підвищує витрати на усунення наслідків відмов і аварій.

За об’єкт дослідження і оптимізації було прийнято автобуси Ataman A092 (Богдан A092), які володіють сертифікатом відповідності вищезгаданим стандартам,

і частка яких у загальній кількості автобусів такого класу є однією з найбільших, - у м. Вінниці вона становить 24% [1, 5].

На підставі отриманої і опрацьованої інформації про показники експлуатаційної надійності цих автобусів, які працюють на міських пасажирських маршрутах міста Вінниці, прийнято рішення про здійснення оптимізаційних інженерно-технічних заходів для забезпечення їх нормативного рівня. На першому етапі проводився ряд організаційно-технічних заходів на АТП Слободянюк де експлуатуються досліджувані автобуси [1, 7], які полягали у створенні системи керування запасами, оптимізації періодичності ТО, підвищенні ефективності використання потужностей ВТБ АТП Слободянюк, контролі якості виконання ТО і Р та ін. На другому етапі потрібно провести конструкторсько-технологічні заходи по вдосконаленню найбільш ненадійних вузлів та агрегатів. Оскільки, як показали попередні дослідження, причинами відмов були в основному руйнування деталей підвіски, то постає задача підвищення експлуатаційної надійності підвіски автобуса за рахунок оптимізації конструктивних параметрів її торсіонів та важелів.

1.2 Аналіз показників експлуатаційної надійності автобусів малого класу

Сьогодні на міських пасажирських маршрутах міста Вінниці широко використовуються автобуси малого класу. Серед них як вітчизняні Ataman A092 (Богдан A092), так і закордонного виробництва, зокрема Iveco, Пежо, ГАЗ та ін., які працюють в режимі маршрутних таксі. Поширення автобусів такого типу пояснюється особливістю забудови м. Вінниці, наявністю порівняно нешироких проїжджих частин вулиць, недалеким розташуванням навколишніх сіл та містечок і відповідає відомим рекомендаціям щодо категорій умов експлуатації, а також є оптимальним варіантом щодо економічності та екологічності. Тому, можна припустити що, тенденція переходу на обслуговування пасажирських перевезень автобусами такого класу збережеться на майбутнє.

Проте експлуатаційна надійність автобусів, які працюють на маршрутах міста Вінниці з його часто неякісними та різнотипними дорожніми покриттями і

перевантаженістю пасажиропотоками протягом змін, характеризується, як показали попередні дослідження [1,2,3], частими відмовами різних конструктивних елементів та інтенсивним старінням парку.

Виходячи з того, що часті заїзди автобусів у виробничу зону (зону ТО чи ПР) на пости для виконання відповідних ремонтно-обслуговувальних дій другорядним чином характеризують їх експлуатаційну надійність, було проаналізовано ці події за достатньо тривалий період, зміст і тривалість відповідних операцій ТО і Р, а також витрати запасних частин і ремонтних матеріалів на прикладі окремих агрегатів, механізмів і спряжень деталей. За первинні матеріали служили журнали реєстрації щодобових надходжень автобусів у виробничу зону АТП Слободянюк для виконання ТО і Р протягом першої половини 2024 року, а також відомості забору запасних частин із складу запчастин АТП Слободянюк. Первинними даними, за якими оцінювали показники експлуатаційної надійності автобусів Ataman A092 (Богдан A092), були записи у журналі "Реєстрацій надходжень" їх на пости технічного обслуговування і поточного ремонту. Серед усіх зареєстрованих надходжень протягом січня-червня 2024 року вибирались лише ті, які потребували ремонтних дій (заміни зношених деталей, їх ремонт). Крім цього журналу використовувались "Відомості забору запчастин і матеріалів" для виконання ТО і ПР автобусів. З них також вибиралась інформація, яка мала відношення лише до ремонту. Оскільки, як показали результати попереднього її аналізу, найчастіше потребували замін деталі та вузли ходової частини, то брались до уваги лише ці дані. Після визначення середніх значень інтервалів між надходженнями автобусів на пости ТО і ПР, було отримано показник безвідмовності - пробіг на відмови (в даному разі - на відмови 3-ї групи складності, оскільки вони усуваються у виробничо-технічній базі (ВТБ) АТП Слободянюк.

В результаті опрацювання цієї інформації за відомою методикою та з використанням програмної графо-аналітичної системи MathCad-2000 було отримано такі числові характеристики розподілу параметра потоку відмов автобусів: математичне сподівання - ω ; дисперсія - D_{ω} ; середньоквадратичне відхилення - σ_{ω} ; коефіцієнт варіації - v_{ω} у розрізі кожного місяця (табл.1.1).

Таблиця 1.1 - Результати статистичного опрацювання даних про експлуатаційну надійність автобусів Ataman A092 (Богдан A092) (2024 рік)

Числові характеристики	Місяці року					
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень
$\omega, \text{дн}^{-1}$	14,84	18,62	16,90	16,33	14,16	14,43
$D_{\omega}, \text{дн}^{-1}$	11,23	16,65	13,49	12,68	15,47	10,31
$\sigma_{\omega}, \text{дн}^{-1}$	3,35	4,08	3,67	3,56	3,93	3,21
$v_{\omega}, \%$	22,59	21,91	21,73	21,54	27,78	22,25

З отриманих даних зроблено висновок, що максимальні значення параметра потоку відмов автобусів Ataman A092 (Богдан A092), які генерували відповідну густину вхідного потоку зони поточного ремонту АТП Слободянюк, спостерігаються у першому кварталі року. Після цього він (параметр) зменшився на максимум, $\Delta\omega_{\max}=4,19 \text{ дн}^{-1}$ (лютий-травень). Причиною цього є, очевидно, нестабільні і нелегкі дорожні умови зимово-весняного періоду, котрі зумовлюють ріст відмов автобусів (в основному за рахунок збільшення відмов ходової частини). Майже постійний та незначний коефіцієнт варіації нерівномірності розподілу параметра $v_{\omega}=21,54\text{-}27,70\%$ засвідчив про стабільність досліджуваного процесу. Це характеризує достатньо високий рівень технічної експлуатації автобусів на підприємстві. Цей факт пояснюється не стільки високою технологічною дисципліною (тому що наявна номенклатура ремонтно-технологічного і діагностувального обладнання ВТБ не відповідає нормативам і воно зношене), а тим, що середній термін служби автобусного парку незначний – $T_{\text{сл}} = 3,5$ років.

Цей висновок підтвердили результати опрацювання даних про щоденні виходи з ладу автобусів за півроку; $\omega=15,95 \text{ дн}^{-1}$, $D_{\omega}=6,98 \text{ дн}^{-1}$; $\sigma_{\omega}=4,12 \text{ дн}^{-1}$; $v_{\omega}=25,83\%$. Вони неістотно відрізнялись від щомісячних.

Щодо твердження про ріст параметра ω у зимово-весняний період за рахунок поломок деталей ходової частини, то опрацювання вибіркового даних про надходження автобусів у зону ПР лише з цієї причини дало змогу отримати наступні результати (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Результати статистичного опрацювання даних про безвідмовність ходової частини автобусів Ataman A092 (Богдан A092)(2024 р.)

Числові характеристики	Місяці року					
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень
$\omega, \text{дн}^{-1}$	4,71	7,48	7,05	5,52	4,68	3,37
$D_{\omega}, \text{дн}^{-1}$	3,16	6,70	60,9	5,26	4,88	2,42
$\sigma_{\omega}, \text{дн}^{-1}$	1,78	2,59	2,50	2,29	2,21	1,55
$v_{\omega}, \%$	37,73	34,59	35,00	41,57	47,23	46,17

З цього було зроблено висновок про вплив сезону використання автобусів на їх експлуатаційну надійність, оскільки максимум щоденних виходів з ладу ходової частини припадало власне на ці ж місяці першого кварталу, що й для автобусів в цілому (рис. 1.1).

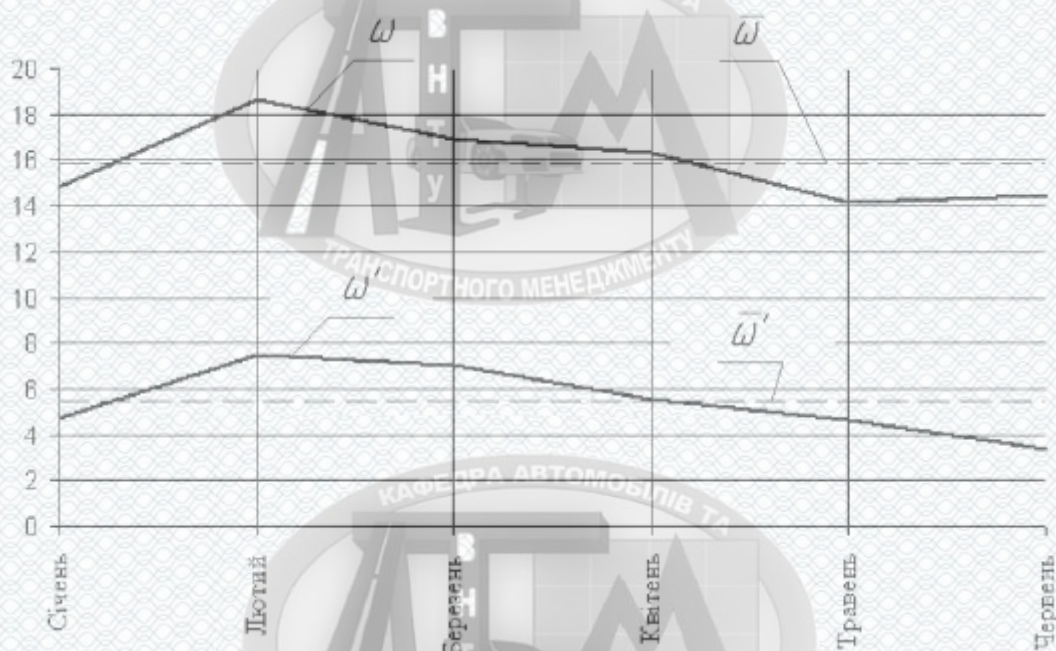


Рисунок 1.1 – Календарний розподіл параметрів потоків відмов автобусів Ataman A092 (Богдан A092)(ω) та їх ходової частини (ω')

Після порівняння числових характеристик розподілів щоденних втрат працездатності автобусів за півроку з такими ж по ходовій частині ($\omega=5,43 \text{дн}^{-1}$; $D_{\omega}=6,85 \text{дн}^{-1}$; $\sigma_{\omega}=2,62 \text{дн}^{-1}$; $v_{\omega}=48,24\%$), було зроблено висновок, що вони відрізняються за своєю нерівномірністю щоденного розподілу - $v_{\omega} 25,83\%$, v_{ω}

=48,24%. Також виявлено, що ходова частина автобуса більш уразлива з розкидом щоденних відмов від 0 до 12, в той час, як долучені до них відмови інших конструктивних елементів, згладжують цей процес (рис. 1.2).

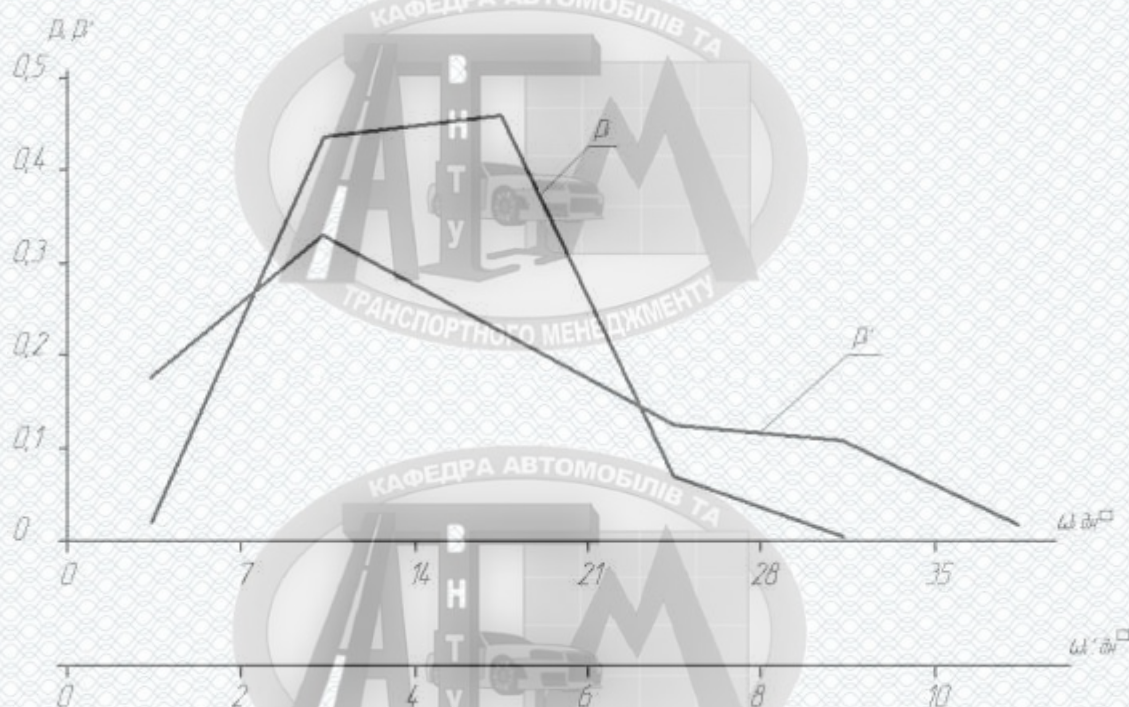


Рисунок 1.2 – Полігони розподілу щоденних відмов автобусів Ataman A092 (Богдан A092) (P_i) та їх ходової частини (P'_i)

Було встановлено, що математичне сподівання параметра потоку відмов ходової частини $\omega'=5,43 \text{ дн}^{-1}$ становить $\omega_q=30\%$ ($\omega_q=(\omega'/\omega) \cdot 100\%$) від потоку відмов автобуса в цілому (двигун, трансмісія, кузов, системи керування). Це достатньо високий відсоток, щоб вважати ходову частину автобуса найменш надійною. Причинами невисокої надійності ходової частини можна вважати, передовсім, непристосованість її конструкції до незадовільного стану дорожніх покриттів, складну конфігурацію вулиць, перевантаження салонів пасажирями.

Наступним етапом досліджень експлуатаційної надійності автобусів Ataman A092 (Богдан A092) було визначення основних числових характеристик розподілу таких показників як пробіг на відмову та параметр потоку відмов, встановлено імовірнісні закономірності розподілу їх. Після аналізу записів журналів реєстрації щодобових надходжень автобусів Ataman A092 (Богдан A092) у виробничу зону

АТП Слободянюк для виконання ТО і Р, було встановлено перелік основних агрегатів та систем, які найчастіше спричиняли відмови автобусів. До них належать: гальмівна система, двигун, електрообладнання, кермове керування, колеса, кузов, підвіска та трансмісія.

За результатами статистичного опрацювання даних було отримано такі числові характеристики параметрів потоків відмов та пробігів на відмови систем та агрегатів автобуса, і автобуса в цілому (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 - Показники експлуатаційної надійності автобусів Ataman A092 (Богдан A092) та його систем і агрегатів

Системи та агрегати	Параметр потоку відмов			Пробіг на відмову		
	$\bar{\omega}(t), \text{дн}^{-1}$	$\sigma, \text{дн}^{-1}$	$v, \%$	$\bar{L}, \text{км}$	$\sigma, \text{км}$	$v, \%$
Автобус	15,95	4,12	52,83	743,6	155,9	21,0
Гальма	2,41	1,43	59,47	6738,0	5705,0	84,7
Двигун	2,5	1,61	63,79	5709,0	4844,0	84,9
Електро-обладнання	0,81	0,60	74,99	74910,0	68530,0	91,5
Кермове керування	0,73	0,54	73,98	76280,0	77220,0	101,2
Колеса	1,57	1,2	76,29	12070,0	11140,0	92,3
Кузов	3,90	2,10	53,9	3902,0	3220,0	82,5
Підвіска	2,71	1,65	60,65	5398,0	3966,0	73,5
Трансмісія	2,36	1,51	64,04	6807,0	6556,0	96,3

Очевидно, що серед усіх систем і агрегатів автобуса найменш надійними виявились кузов, підвіска, трансмісія, двигун та гальма. Серед усіх заїздів автобусів у зону ПР, майже тричі ($\omega = 2,71 \text{ дн}^{-1}$) на добу, наприклад, усувались відмови підвіски (середньоквадратичне відхилення та коефіцієнт варіації становили відповідно $\sigma = 1,65 \text{ дн}^{-1}$; $v = 60,65\%$). Пробіг на відмови автобусів з причин втрати працездатності підвіски становив $L=5398 \text{ км}$ з $\sigma = 3966 \text{ км}$ та $v=73,5\%$.

Відносний рівень надійності кожної системи та агрегата оцінювали коефіцієнтом відмов і несправностей за формулою:

$$k_{\theta}=(n_{\theta a}/n_{\theta})\cdot 100\%, \quad (1.1)$$

де $n_{\theta a}$ - сумарна кількість відмов агрегату за розглядуваний період часу; n_{θ} - сумарна кількість відмов автобуса за цей же період (за половину 2024 року з пробігом 2892,5 тис. км).

Використання цього коефіцієнта дало змогу однозначно оцінити, що у загальному потоці відмов автобусів з причини виходу з ладу різних систем і агрегатів вони розподілились таким чином, як показано у таблиці 1.4.

Для порівняння наведено аналогічні характеристики автобуса середнього класу при пробігу з початку експлуатації 200 тис. км [4], який є співрозмірним з пробігом з початку експлуатації досліджуваних автобусів Ataman A092 (Богдан A092) (табл. 1.5).

Таблиця 1.4 - Коефіцієнти відмов систем та агрегатів автобусів Ataman A092 (Богдан A092)

Агрегат	Кузов	Підвіска	Двигун	Трансмісія	Гальмівна система	Колеса	Електро-обладнання	Кермове керування	Решта
$k_{\theta}, \%$	22,5	14,7	13,2	12,4	12,4	7,1	1,4	1,3	15,0

Таблиця 1.5 - Коефіцієнти відмов систем та агрегатів автобусів середнього класу при пробігу з початку експлуатації 200 тис. км

Агрегат	Кузов	Підвіска	Двигун	Трансмісія	Гальмівна система	Колеса	Електро-обладнання	Кермове керування	Решта
$k_{\theta}, \%$	21,1	4,9	23,5	22,9	5,5	0,6	10,7	2,0	21,1

З таблиць 1.4 та 1.5 видно що підвіска, гальмівна система та колеса автобусів Ataman A092 (Богдан A092) є найменш надійними в порівнянні з іншими автобусами середнього класу. Наприклад коефіцієнт відмов підвіски автобусів Ataman A092 (Богдан A092) $k_e = 14,7\%$, а для інших автобусів середнього класу $k_e = 4,9\%$. Відомо, що підвіска виходила з ладу через руйнування ресор і торсіонів (коефіцієнти відмов відповідно $k_{ep} = 53,4\%$, $k_{et} = 43,5\%$). Числові характеристики пробігів на відмови автобусів з причин руйнувань ресор і торсіонів становили: $L_p = 11060$ км, $\sigma = 12150$ км, $v = 109,8\%$; $L_m = 13190$ км, $\sigma = 13180$ км, $v = 99,9\%$. Стабілізатори, сайлентблоки та амортизатори підвіски у 4,5-8,0 разів надійніші від вищеаналізованих деталей, їх пробіги на відмову лежать у межах $L = 50000-87610$ км. В цілому за підвіскою автобуса під час виконання ТО і Р було визначено й відповідний розподіл робіт, зокрема щодо ремонту її деталей і агрегатів, їх заміни, регулювань та закріплень (табл. 1.6). Регульовально-кріпильних робіт, якими усували відмови, виявилось мінімальний відсоток - 10,8% (ресори та торсіони; очевидно, що для сайлентблоків і стабілізаторів цього не передбачено).

Ресори і торсіони підлягали заміні разом з часткою 39%. Тобто вони (торсіони - 73,4%) у найбільшій мірі, разом із сайлентблоками і стабілізаторами, визначають потребу в обґрунтуванні оптимальних обсягів запасних частин. Очевидно, що конструктивно технологічні параметри ресор і торсіонів сформовані без урахування умов та режимів експлуатації автобусів нашої зони.

Таблиця 1.6 Розподіл операцій за агрегатами підвіски автобусів Ataman A092 (Богдан A092) під час його планового та аварійного ремонту

Агрегат	Частка операцій ремонтно-відновних робіт, %		
	ремонт	заміна	регулювання та закріплення
Ресора	93,8	4,6	1,6
Торсіон	17,4	73,4	9,2
Амортизатор	71,0	29,0	-
Сайлентблок	-	100,0	-
Стабілізатор	50,0	50,0	-

В результаті обробки масиву статистичних даних отриманих в результаті спостережень за відмовами деталей передньої підвіски групи з 23-ох автомобілів Peugeot J9 Karsan протягом їх експлуатації в межах 100 тис. км. було встановлено залежність параметра потоку відмов від пробігу (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – Залежність параметру потоку відмов деталей передньої підвіски від пробігу.

З рисунку 1.3 стає очевидною тенденція зростання інтенсивності виникнення відмов зі збільшенням пробігу. Це дає вагомі підстави вважати, що функція, яка описує значення параметру потоку відмов, зростатиме і після 100 тис. км. В результаті спостережень за N автомобілями, які обиралися з генеральної сукупності методом простого випадкового безповторного відбору, було отримано параметри рівнянь, якими описуються розподіли випадкової величини, тобто пробігу до моменту виникнення відмови кожної з деталей передньої підвіски (табл. 1.7)

Таблиця 1.7 Параметри рівнянь для опису густини ймовірності виникнення відмов деталей підвіски автомобіля Peugeot J9 Karsan

Деталі підвіски	Кількість автомобілів, N	Параметри рівнянь		
		l	a	V
Кульова опора верхня	40	67,0	17,3	0,26
Кульова опора нижня	40	72,3	19,2	0,26
Сайлентблоки нижні	22	45,3	7,6	0,17
Сайлентблоки верхні	40	78,6	10,6	0,13
Амортизатор передній	40	63,8	21,0	0,33

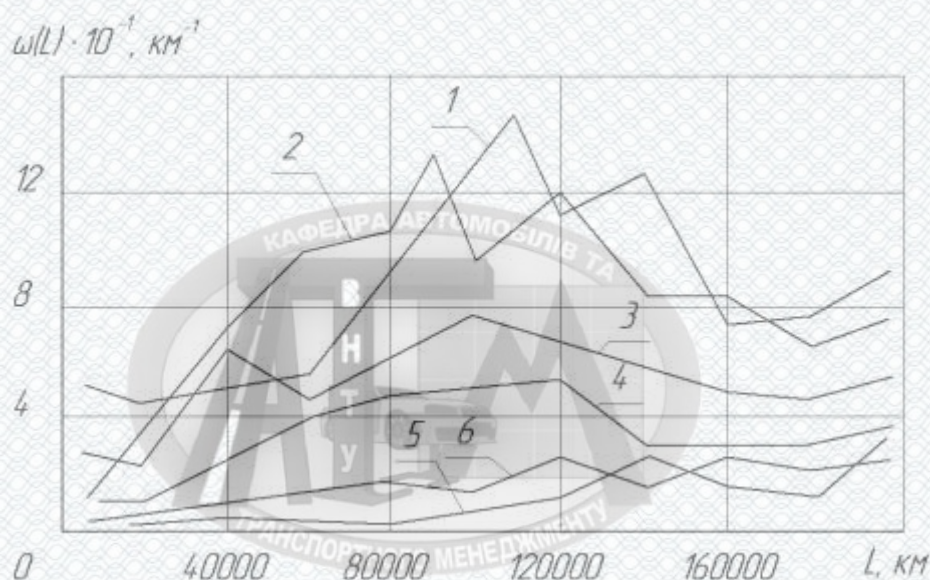
Дослідження експлуатаційної надійності автобусів проводились також в специфічних умовах експлуатації (високогірних) [3]. Для об'єктивної оцінки надійності автомобіля та його функціональних систем, їх розглядали не тільки з позиції напрацювання на відмову, а і виявлення зв'язку цього напрацювання з умовами експлуатації. В результаті досліджень було виявлено вплив умов експлуатації на рівень надійності автомобіля, а також визначено вузли, деталі та елементи функціональних систем, які лімітують надійність у специфічних умовах експлуатації. Дослідження складались з експлуатаційних випробувань групи з 50-и автомобілів ЗІЛ-130, що забезпечило 90% довірчий рівень та 20% точнісний інтервал показників надійності і довговічності, з наступною математичною обробкою і аналізом результатів. Аналізом було встановлено розподіл відмов агрегатів автомобілів (табл. 1.8)

Таблиця 1.8 Розподіл відмов і витрат на запасні частини по агрегатах і системах автомобілів

Найменування агрегатів	Розподіл відмов, %	Розподіл затрат на запасні частини, %
Двигун	18,6	43,0
Зчеплення	3,5	2,7
Коробка передач	3,7	3,6
Карданні вали	12,9	15,0
Задній міст	2,3	3,8
Підвіска	24,4	12,6
Передня вісь	3,5	3,2
Колеса	3,7	0,9
Рульове управління	16,6	4,3
Гальмівна система	10,8	10,9

Питомий розподіл відмов показує, що у високогірних районах основна частка відмов припадає на підвіску (більше 24%). По затратах зв'язаними з усуненням відмов, більше 43% загальної суми витрат на запасні частини по автомобілю має двигун. Проте, частка затрат на запасні частини, яка припадає на підвіску теж значна - 12,6%.

Зміна параметра потоку відмов $\omega(L)$ показана на рис. 1.4



1- двигун; 2 – підвіска; 3 - кермове керування; 4 - гальмівна система;
5 - коробка передач; 6 – зчеплення.

Рисунок 1.4 – Залежність параметру потоку відмов від пробігу

Як видно з рис. 1.4 найбільші значення параметра потоку відмов мають двигун і підвіска автомобіля і на пробігу 100 тис.км. складають відповідно $12,2 \cdot 10^{-5}$ і $9,8 \cdot 10^{-5}$ відмов на кілометр, в той час як зчеплення і коробка передач мають високу безвідмовність. У табл. 1.9 наведений перелік деталей і вузлів, які лімітують надійність автомобіля у високогірних умовах експлуатації.

Таблиця 1.9 Деталі та вузли, які лімітують надійність автомобіля у високогірних умовах експлуатації

Найменування агрегатів	Частка відмов у досліджуваній партії, %	Причина відмов
Кришка розподільчих шестерень	54	Осьові навантаження при гальмуванні двигуном на спусках
Кронштейн передньої опори двигуна	78	
Картер заднього моста	38	Додаткові навантаження при повороті
Поворотний кулак	60	
Елементи рами	94	Додаткові навантаження від нерівностей дороги
Передні і задні ресори	100	
Гальмівні барабани	50	Теплове навантаження на спусках

По параметру потоку відмов зчеплення, коробка передач і гальмівна система в умовах міського руху мали більш ніж в два рази більше відмов, ніж у високогірних умовах. По підвісці автомобіля, рульовому управлінні і карданній передачі параметр потоку відмов був значно вищий у гірських умовах.

Дослідження експлуатаційної надійності автомобілів, які працюють у високогірних районах показали, що надійність лімітують в основному деталі підвіски. Отримані дані про показники надійності дали змогу визначити коефіцієнти приведення, необхідні для коректування режимів технічного обслуговування автомобілів, нормування витрат запасних частин і встановлення міжремонтних пробігів автомобілів, які експлуатуються у гірських умовах.

Можна припустити, що отримані низькі показники експлуатаційної надійності підвіски пояснюються не тільки низькою якістю покриття і перевантаженістю автобусів, а також і експлуатацією їх на вулицях, які мають високі кути поздовжнього нахилу. Очевидно, що при русі на підйом додатково навантажується задня вісь, особливо при розгоні, а при русі на спуск – передня, особливо при гальмуванні. Цим частково можна пояснити часті відмови деталей підвіски.

1.3 Загальна характеристика товариства з обмеженою відповідальністю «АТП Слободянюк»

Представимо характеристики товариства з обмеженою відповідальністю «АТП Слободянюк», воно розпочало діяльність ще 24 червня 2000 року та знаходиться в м. Вінниця по вулиці Михайла Драгоманова, 112.

Станом на сьогоднішній день ТОВ «АТП Слободянюк» займається наступною діяльністю:

1. Автосалон – «АТП Слободянюк» офіційний дилер марок Богдан та ISUZU (Ісузу) (<http://isuzu.com.ua/en/vinnica/208-atp-slobodyanuk.html>), [4]:
 - продаж автобусів Богдан АО9302, АО9312, АО9202, АО9212, АО9212Л, АО9214, А1445, А1452, А23;

– вантажні автомобілі ISUZU (Ісузу): бетонозмішувач, самоскид, шасі, борт, борт-тент, борт-кран маніпулятор, евакуатор, ізотермічний, промтоварний, фургон глибокого заморожування, молоковоз.

2. Продаж – а саме запасні частини до автобусів Богдан і вантажних автомобілів ISUZU.

3. Послуги станції технічного обслуговування – сервісне і гарантійне обслуговування автобусів Богдан і вантажних автомобілів ISUZU [4].

4. Транспортні послуги – пасажирські автобусні перевезення на приміських і міжміських маршрутах, перевезення на замовлення.

Для виконання перевезення пасажирів на міжміських та приміських маршрутах переважно використовують автобуси марки Богдан.

Сформулюємо предмет діяльності ТОВ АТП Слободянюк:

- надання послуг з перевезення пасажирів автомобільним транспортом;
- ремонт і технічне обслуговування автомобілів та інших ТЗ;
- технічне обслуговування, відновлення, ремонт, фарбування вітчизняної та імпоротної техніки;
- торговельно-посередницька діяльність;
- діяльність, пов'язана з організацією туризму;
- надання інформаційних послуг на основі створеного на базі ЕОМ банку даних інформаційно-економічного характеру;
- обмін національної валюти України на валюту інших країн і навпаки, згідно з чинним законодавством.
- роздрібна торгівля автомобілями;
- роздрібна торгівля автомобільними деталями та приладдям. Наявність обладнаного контрольно-технічного пункту.

Основним видом діяльності підприємства, який нас цікавить в даній магістерській кваліфікаційній роботі є перевезення пасажирів в межах Вінницької області.

Підприємство обслуговує наступні маршрути:

Міжміські: 1. Вінниця – Бар; 2. Вінниця – Чечельник; 3. Вінниця – Теплик.

Приміські: 1. Вінниця – Демидівка; 2. Вінниця – Майнів; 3. Вінниця – Брицьке; 4. Вінниця – Урожайне; 5. Вінниця – Лисіївка; 6. Вінниця – Голубіївка.

Організаційна структура управління підприємством наведена на рис. 1.5. Склад і вартість основних виробничих фондів підприємства визначаються на основі „Приміток до річної фінансової звітності за 2024 рік” за формою №5. Дані зведені в таблицю 1.1.

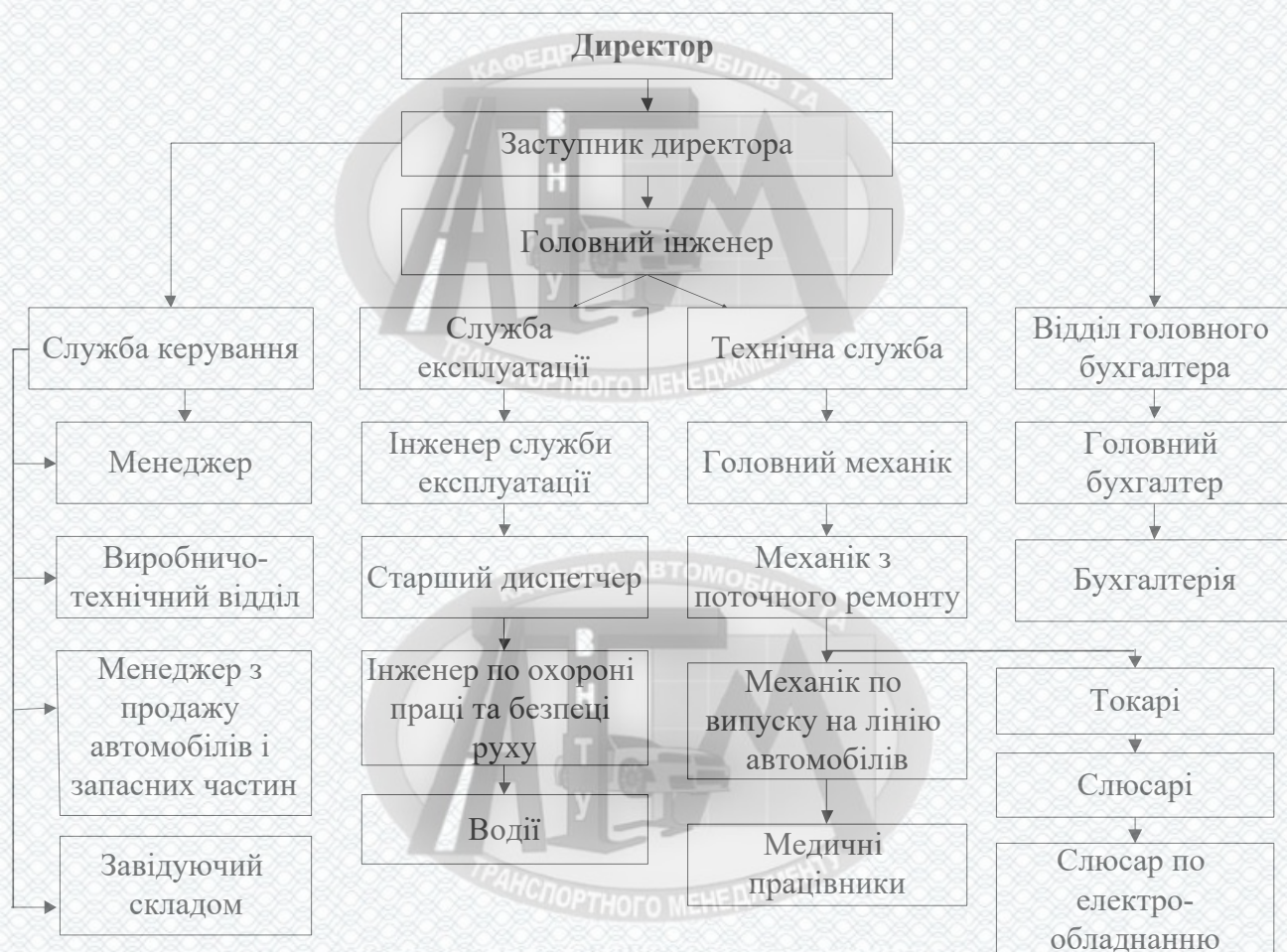


Рисунок 1.5 – Організаційна структура управління ТОВ «АТП Слободянюк»

Таблиця 1.10 – Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано амортизації за рік	Залишилось на кінець року	
	Первісна вартість	Знос		Первісна вартість	Знос		Первісна вартість	Знос
Будинки та споруди	547	208	230			36	800,0	253
Транспортні засоби	3540	1484	1362			1094	5348	2518
Інструменти, прилади	140	52	7			10	162	284
Разом	4227	1744	1599			1140	6310	3055

Отже в структурі основних виробничих фондів підприємства: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 38 % від загальної вартості; машини та обладнання – 6 %; транспортні засоби – 53 %; інструменти і прилади – 2%.

Аналіз складу, структури і стану рухомого складу.

Основним рухомим складом підприємства є автотранспортні засоби, перелік яких наведений в таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 – Склад парку автотранспортних засобів за марками

Найменування марок ТЗ	Рік		
	2022	2023	2024
Всього, одиниць	32	33	37
в тому числі:			
Богдан А-091	17	18	22
Богдан А145	5	5	5
ПАЗ	6	6	6
Iveco CACCIAMALI 120E18	4	4	4

Склад парку за тривалістю використання автобусів показаний в таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 – Склад парку автобусів за тривалістю їх використання

Марки ТЗ	Кількість ТЗ за тривалістю їх використання в роках, од.				
	До 3	Від 3 до 5	Від 5 до 7	Від 7 до 10	Більше 10
Всього:	11	5	14	3	2
в тому числі					
Богдан А-091	12	1	9	-	-
Богдан А145	1	4	-	-	-
ПАЗ	-	-	3	3	-
IVECO SASSIAMALI	-	-	2	-	2

Склад парку автобусів за їх пробігом наведений в таблиці 1.12.

Проаналізувавши рухомий склад підприємства, видно, що автомобілі складають 4 технологічно сумісні групи: Богдан А-091 – 20 одиниці, Богдан А145 – 5 одиниць, ПАЗ – 6 одиниць і IVECO SASSIAMALI 120E18 – 4 одиниць.

Можна зробити висновок, що за тривалістю використання автобуси віком до 3 років складають 11 одиниць або 31,4%, від 3 до 5 років - 5 одиниці (14,3%), від 5 до 7 років 12 автобусів – 34,3 %, більше 10 років - 2 автобуси (6%) (табл. 1.13).

Таблиця 1.13 – Склад парку автобусів за пробігом з початку їх використання

Марки автобусів	Кількість транспортних машин з пробігом за початком роботи в тис. км, од.						
	до 50	Від 50 до 100	Від 100 до 150	Від 150 до 200	Від 200 до 250	Від 250 до 300	Більше 300
Всього:	-	1	7	17	-	-	10
в тому числі							
Богдан А-091	-	-	8	14	-	-	-
Богдан А145	-	1	1	3	-	-	-
ПАЗ	-	-	-	-	-	-	6
IVECO SASSIAMALI	-	-	-	-	-	-	4

1.4 Дослідження ринку надання послуг з пасажирських перевезень в приміському і міжміському сполученні

У відповідності з даними управління статистики у Вінницькій області, автомобільним транспортом області (з урахуванням перевезень, виконаних фізичними особами-підприємцями) за 2024 р. перевезено 33,2 млн. тон вантажів та виконано вантажообіг в обсязі 1950,8 млн. тонно-кілометрів. Проти 2023 року

обсяги перевезених вантажів зменшилися на 4,1%, а вантажооборот збільшився на 5,5%. Питома вага перевезених вантажів у міжнародному сполученні в загальному обсязі незначна і становила 0,3%, а вантажообігу – 12,1%. У 2023 р. в міжнародному сполученні перевезено 102,3 тис. тон вантажів та виконано вантажну роботу в обсязі 148,6 млн.ткм. Обсяги перевезених вантажів та вантажообіг проти попереднього року зросли відповідно на 12,6% та 18,3%.

За період 2024 року послугами пасажирського автомобільного транспорту області (з урахуванням перевезень, виконаних фізичними особами-підприємцями) скористалося 91,9 млн. пасажирів, що на 6,4% менше попереднього року. Пасажирообіг становив 1479,9 млн. пас. км і знизився на 3,2%. За 2024 р. послугами пасажирських автобусів підприємств, основний вид діяльності яких є пасажирські автомобільні перевезення, скористалося 32,4 млн. пасажирів, а пасажирообіг становив 6849 млн.пас.км. Обсяги пасажирських перевезень та пасажирообіг зменшилися проти 2022 р. відповідно на 2,7% і 2,4%.

Також із загального обсягу перевезених пасажирів у приміському сполученні перевезено майже половину пасажирів (42,8%), в обласному центрі – більше третини (35,0%); 11,0% становлять перевезення в міжміському сполученні, 11,1% – у внутрішньоміському сполученні в інших містах області.

Проаналізуємо головних конкурентів АТП, якими є приватні перевізники (табл. 1.14) з невеликою кількістю АТЗ (рис. 1.6).

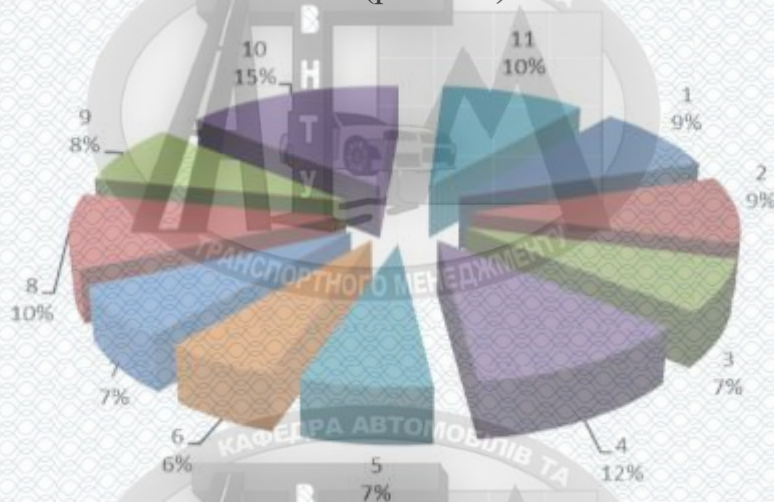


Рисунок 1.6 – Діаграма вільної частки ринку та частин, які займають конкуренти (згідно з табл. 1.14)

Таблиця 1.14 – Розподіл потенційної ємності на ринку між перевізниками

№	Назва конкурента	Код ЄДРПОУ	Вид перевезень	Юридична адреса
1	Нюбіна Олександра Володимирівна	2630621020	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Кузнецова, буд. 72
2	Бабаєв Руслан Азер Огли	3251807039	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Пирогова, буд. 96, кв. 2
3	Чупраков Геннадій Іванович	2407311613	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Медведєва, буд. 21-а, кв. 66
4	ТОВ "ЕЛІТКОМФОРТ-ТРАНС"	37836697	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Руданського, буд.74
5	Повх Вячеслав Леонідович	2658610614	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, пр-т Космонавтів, буд. 46, кв. 53
6	Довгаль Анатолій Миколайович	2398010017	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Фрунзе, буд. 46, кв. 27
7	Лисунець Олександр Миколайович	2316105352	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Київська, буд.116, кв. 23
8	Клепа Олег Володимирович	2862217234	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	Вінницька область, Вінницький район, с. Писарівка, вул.Гагаріна, буд. 62
9	Любчак Василь Степанович	2447260975	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	Вінницька область, Вінницький район, с. Вінницькі Хутори, вул.Лисенко, буд. 25
10	ТОВ «АТП Слободянюк»	31255163	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця по вул. Салтикова-Щедріна, 112

За кількістю відправлених пасажирів Вінничина займає 13 позицію, пропустивши наперед такі області, як Донецьку, Київську (включаючи м. Київ), Одеську, Львівську, Харківську, Миколаївську, Рівненську та Волинську. Отже основним видом діяльності досліджуваного підприємства є виконання пасажирських перевезень, надання транспортних послуг населенню, організаціям і підприємствам. В зв'язку з цим основними покупцями є фізичні особи, які користуються послугами маршрутних автобусів.

Підприємство планує подальше оновлення парку автомобілів для здійснення своєї господарської діяльності. Найбільша істотна проблема, яка впливає на діяльність підприємства це зменшення роботи для транспортних засобів, збитки від перевезення пільгових пасажирів приміськими маршрутами та велика конкуренція приватного транспорту.

Далі слід дослідити дійсну ефективність роботи підприємства. Для цього найдоцільніше провести SWOT-аналіз, який призначений для комплексної оцінки існуючого положення підприємства на ринку і перспектив його подальшої діяльності за умови визначення найбільш важливих напрямків подальшого розвитку підприємства.

SWOT-аналіз являє собою групування факторів маркетингового середовища на зовнішні та внутрішні (відносно фірми) та їх аналіз з позиції визначення позитивного чи негативного впливу на маркетингову діяльність фірми.

Узагальнювальним елементом SWOT-аналізу, на якому базується формування маркетингової стратегії фірми, є матриця сильних та слабких сторін, можливостей та загроз.

Сутність матриці SWOT полягає в тому, що вона дає змогу завдяки різноманітним комбінаціям сильних та слабких сторін, можливостей та загроз формувати оптимальну маркетингову стратегію фірми згідно з умовами ринкового середовища. Методологія SWOT-аналізу передбачає спочатку виявлення сильних і слабких сторін, можливостей і загроз, після цього встановлення зв'язків між ними, які в подальшому можуть бути використані для формулювання стратегії організації. В основі даної методології аналізу покладена теорія М. Портера про конкурентоспроможність організації у власній галузі. Загальна характеристика об'єкта дослідження охоплює ряд питань:

- історія розвитку організації;
- організаційно-правова форма організації;
- інфраструктура організації (наявність та характеристика підсобних господарств; розвиненість транспортної мережі тощо);

- діяльність організації (сектор економіки, в якому працює організація; місія організації; існуючі ринки товарів та послуг; основні види товарів та послуг, що надаються організацією, та ін.).

Спочатку для встановлення взаємозв'язків будується базова матриця SWOT-аналізу (табл 1.15).

Таблиця 1.15 – Базова матриця SWOT – аналізу

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
S1. Наявність сучасних автобусів S2. Забезпеченість виробними чи площами та обладнанням S3. Підприємство займається також продажем і обслуговуванням нових автобусів та автомобілів S4. Наявність рухомого складу, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3 S5. Наявність довгострокових договорів з постійними клієнтами S6. Підприємство займається внутрішніми пасажирськими перевезеннями S7. Досвід роботи на ринку 24 роки S8. Наявність підрозділів з продажу запасних частин, СТО, автосалон	W1. Недостатня кваліфікація управлінського персоналу (середньої ланки) W2. Частина рухомого складу зношена або близька до цього W3. Велика частина застарілих технологій і обладнання W4. Прості частини площ складських приміщень W5. Низька мотивація персоналу W6. Слабке уявлення про конкурентів, недостатність інвестувань в маркетинг і рекламу W7. Недостатня розвиненість логістичних технологій W8. Високий рівень цін на послуги
Можливості (O)	Загрози (T)
O1. Зростання числа клієнтів, за рахунок збільшення перевезень O2. Відсутність потужних конкурентів на ринку Вінниччини O3. Вихід на нові сегменти ринку O4. Збільшення попиту перевезення пасажирів на нові автобуси чи вантажні автомобілі O5. Застосування інформаційних технологій в області логістики O6. Наявність на ринку підприємств і приватних перевізників, які не мають ремонтної бази O7. Наявність попиту на послуги з зберігання вантажів і рухомого складу, ремонту РС O8. Відновлення кредитування, зменшення ставки по кредитах	T1. Ріст ціна на паливно-мастильні матеріали T2. Погіршення виробничих потужностей та платоспроможності пасажирів T3. Високі ставки по кредитах на обмежений доступ до них T4. Низькі бар'єри виходу на ринок потенційних конкурентів, тобто можливість появи нових конкурентів T5. Несприятлива політика уряду, недосконалість законодавчої бази в області лізингу автомобілів T6. Несприятливі економічні, демографічні зміни, військові дії T7. Стрибки курсів валют T8. Зміна законодавства в гіршу сторону

На основі даних таблиці 1.15 будується вже комплексна матриця SWOT – аналізу, яка визначає взаємозв'язки сильних і слабких сторін АТП із можливостями та загрозами ринку, на основі якої формуються найбільш доцільні стратегії розвитку АТП. Тепер спроектуємо стратегії чотирьох типів: стратегії виду SO – сили-можливості; стратегії виду ST – сили-загрози; стратегії виду WO – слабкості-можливості; стратегії виду WT – слабкості-загрози. В таблиці 1.16 представлені розроблені автором стратегії, для кожної з них вказаний також скорочений запис параметрів, з яких утворена стратегія.

Таблиця 1.16 – Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
SO1: S1 S2 O1 O2 – Зростання числа клієнтів при відсутності потужних конкурентів забезпечить подальший розвиток підприємства, завантаженість рухомого складу та виробничих площ SO2: S2 S3 S4 O2 O3 O4 – Забезпеченість виробничими площами та обладнанням, сучасним рухомих складом, відсутність потужних конкурентів дозволить вийти на нові сегменти ринку з збільшенням послуг на міжнародні перевезення. SO3: S5 S6 S7 S8 O5 O6 O8 – Застосування інформаційних технологій в області логістики, власна ремонтна база, рухомий склад, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3 готові відреагувати на доступність кредитів, тобто ріст виробництва клієнтів ат потреб їх у перевезеннях	WO1: W2 O1 O2 – Відсутність потужних конкурентів та зростання числа клієнтів забезпечать завантаженість складських приміщень та достатній рівень цін на послуги WO2: W1 W5 W6 O4 O7 – Недостатня кваліфікація управлінського персоналу та слабкий маркетинг компенсуються збільшенням попиту на перевезення пасажирів
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
ST1: S1 S4 S5 T1 T2 T8 – Наявність сучасних великовагових автомобілів, а саме рухомого складу, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3, довгострокових договорів з клієнтами дозволить підприємству працювати при рості цін на паливно-мастильні матеріали, погіршенні виробничих потужностей клієнтів та більш жорсткому митному законодавстві ST2: S7 S8 T5 T6 T7 – наявність внутрішніх перевезень та досвід роботи на ринку більше 10 років компенсують несприятливу політику уряду, недосконалість законодавчої бази в області лізингу автомобілів та економічні, демографічні зміни, стрибки курсів валют	WT1: W1 W2 T2 – Вибір вірного курсу на конкурентний рівень цін, реклама, навчання управлінського персоналу дозволять вистояти при погіршенні виробничих потужностей та платоспроможності клієнтів, рості цін на паливно-мастильні матеріали ат при появі нових конкурентів

1.5 Характеристика виробничо-технічної бази АТП

АТП Слободянюк розташоване на території, загальна площа якої складає 0,96 га. 0,0819 га займає капітальна одно-та двоповерхова забудова, 0,0095 га - під тимчасовою забудовою, 0,0142 га під спорудами, 0,4724 га під проїздами проходами та площадками, 0,3843 під зеленими насадженнями.

Виробничо-технічна база підприємства має такі складові: - ремонтна майстерня, в якій знаходяться зони та ділянки, які виконують операції з ТО і ПР автобусів (576 м²); 4 тупикових оглядових канами; агрегатний цех; слюсарний цех; площадки для відкритого зберігання автобусів (1012 м²); адміністративні та побутові приміщення (96 м²); допоміжні приміщення (357 м²); склад (570 м²).

В виробничому корпусі АТП на оглядових канавах проводяться роботи по ТО-1, ТО-2, ПР автобусів, які працюють на АТП, а також відбувається обслуговування автобусів, які працюють на маршрутах Вінниці та Вінницької області. Роботи з ТО та ПР виконуються на універсальних постах, обладнаних оглядовими канавами, деяким обладнанням (візок для зняття спарених коліс) та інструментом. Пости розташовані під кутом 90° до вісі проїзду. Обладнання, яке використовується для ТО і ПР автобусів експлуатується певний термін і має значне зношування. Більшість робіт на підприємстві виконується фактично вручну, тобто без наявного технологічного обладнання, часткову роботу по ремонту та обслуговуванню автобусів виконують самі водії автобусів.

Контрольно - технічний пункт (КТП) має:

- приміщення для механіка технічного стану транспортних засобів;
- навіс і оглядову канаву для огляду транспортних засобів. Для забезпечення зони водою використовується місцева комунікаційна мережа з технічною та питною водою. Використовується електропостачання 380/220 В.

Прибиральні роботи виконуються на відкритій площадці. Для миття автобусів застосовується ручна мийка високого тиску.

Отже, в результаті: площа зберігання автобусів без підігріву.

Автобуси розташовуються під кутом 90° до осі проїзду, із незалежним

виїздом. Основне покриття земельної ділянки - асфальтобетон, рельєф місцевості - рівнинний.

1.6 Аналіз конструкцій передніх підвісок автомобілів та їх деталей

Отже підвіска автомобіля служить з'єднувальною ланкою між кузовом автомобіля і дорогою і повинна відповідати наступним вимогам [5]:

- мінімальна маса;
- висока комфортабельність;
- забезпечення достатньої безпеки руху;
- міцність та довговічність;
- забезпечувати передачу дії сил, які виникають в місцях контакту коліс з дорогою.

Ці вимоги забезпечуються правильним вибором жорсткості підвіски, її кінематичної схеми, типу пружного елемента, матеріалу і геометричних параметрів деталей підвіски.

Підвіски АТЗ класифікують таким чином:

- за типом характеристики
 - постійної жорсткості
 - змінної жорсткості
 - прогресивна
- за типом направляючих пристроїв
 - залежні
 - автономна
 - балансірна
 - незалежні
- за типом пружного елемента
 - металічні
 - ресорна
 - пружинна

- торсіонна
- комбінована
- неметалічні
 - пневматичні
 - гідропневматичні
 - гумові
 - комбіновані
- за способом передачі сил і моментів від коліс
 - ресорна
 - штангова
 - важільна (одно-, дво-, багатоважільна)
 - з вертикальною площиною коливання
 - з поперечною площиною коливання
 - з поздовжньою площиною коливання
- за типом гасильного елемента (амортизатора)
 - з важільним амортизатором
 - механічний
 - гідравлічний
 - з телескопічним амортизатором
 - однотрубний
 - двотрубний
- За наявністю шворня
 - шворнева
 - безшворнева

Розглянемо існуючі конструкції різних типів передніх підвісок автомобілів [6,7] (рис. 1.7 – 1.34).

Торсіонні передні підвіски:



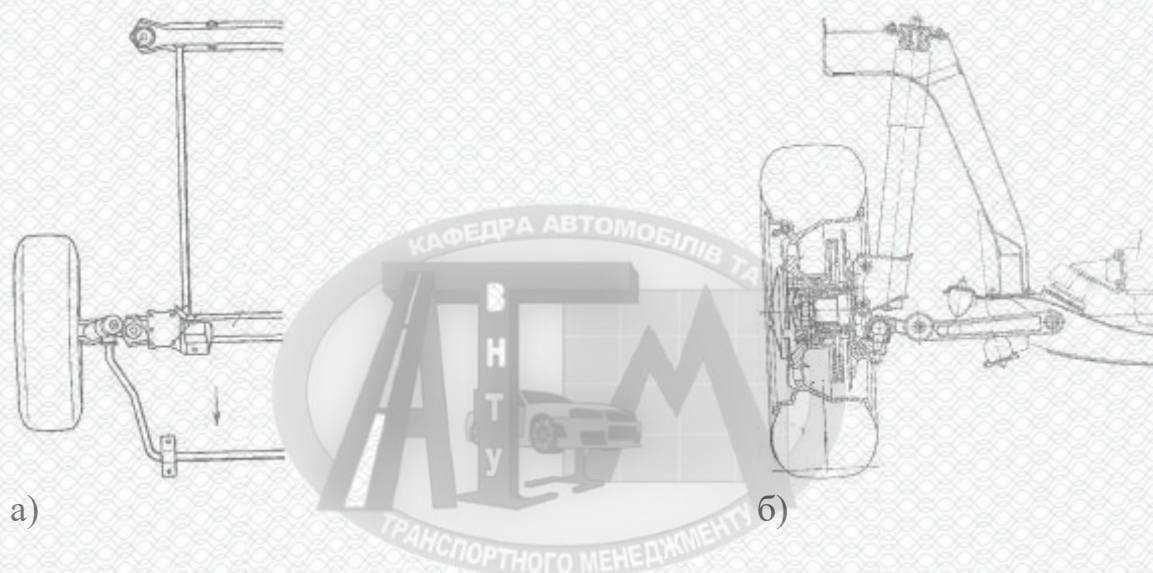


Рисунок 1.7 - Передня незалежна торсійна підвіска автомобіля „Фіат-130”:
а) вид зверху; б) в перерізі.

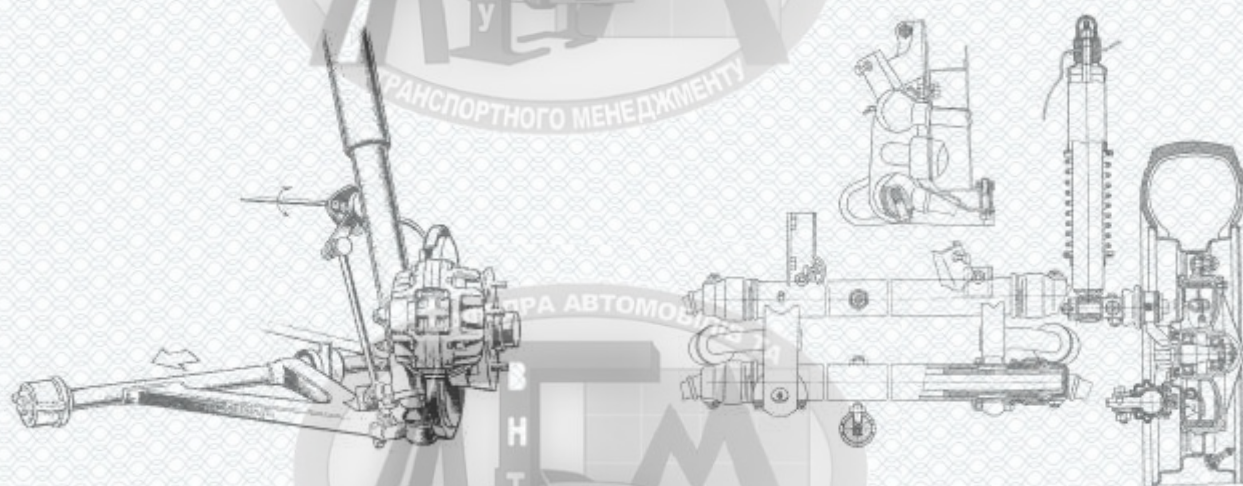


Рисунок 1.8 - Передня незалежна торсійна підвіска автомобіля „Порше-911” з короткими компактними торсіонами

Рисунок 1.9 - Передня незалежна торсійна підвіска автомобіля „ЗАЗ-968М”



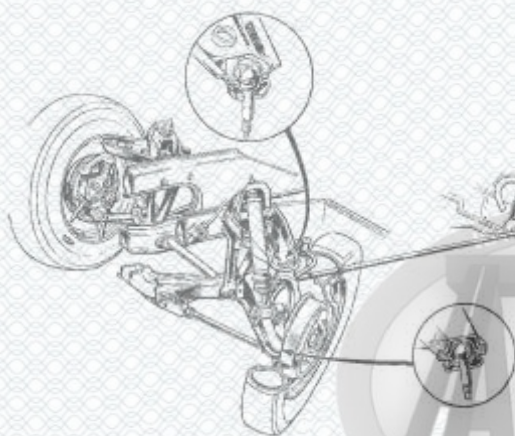


Рисунок 1.10 – Передня торсіонна незалежна підвіска автомобіля „Рено-4” має дуже довгі торсіони, які забезпечують м’яке підресорювання і регулювання по висоті

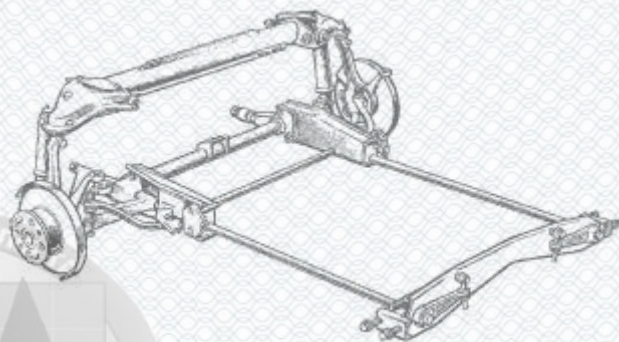


Рисунок 1.11 – Передня торсіонна незалежна підвіска автомобіля „Крайслер-сімка” і „Оріон” має торсіони які впираються в силову поперечину

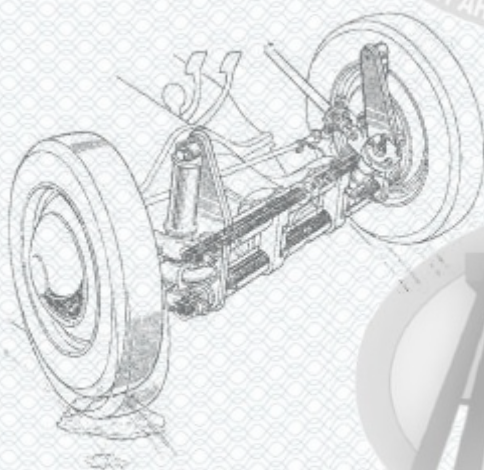


Рисунок 1.12 - Передня незалежна торсіонна підвіска автомобіля „Фольксваген-1200”

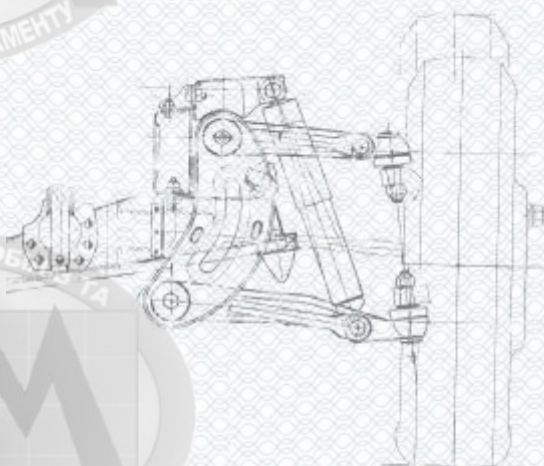


Рисунок 1.13 Передня незалежна торсіонна підвіска автомобіля Iveco-KpA3 Turbo-Daily A40-10

Пружинні передні підвіски:

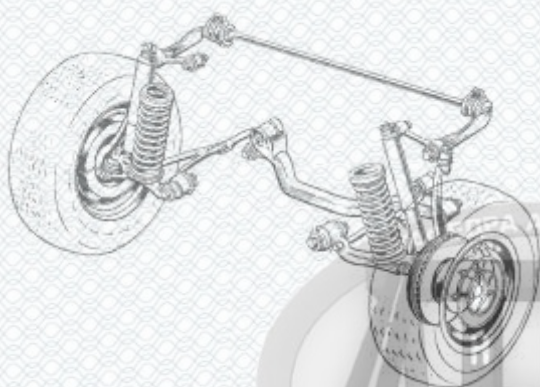


Рисунок 1.14 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Даймлер-бенц” S-класу

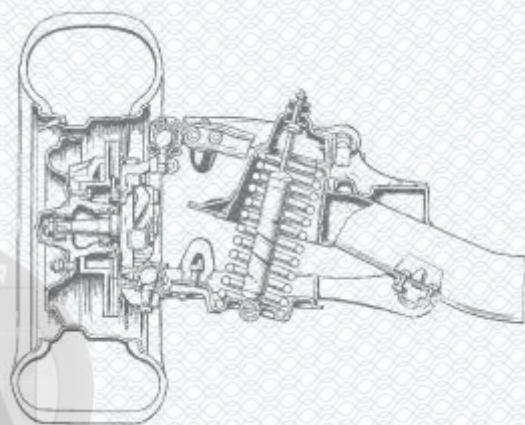


Рисунок 1.15 – Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Опель-адмірал”

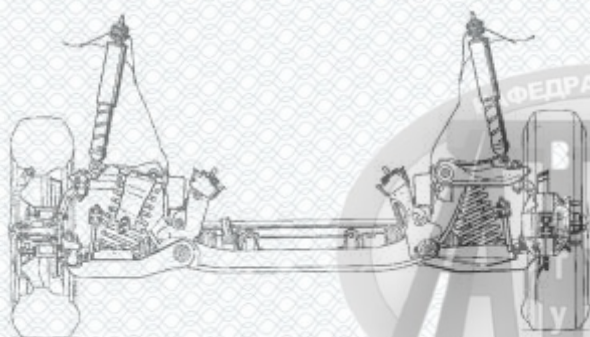


Рисунок 1.16 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Опель-кадет”

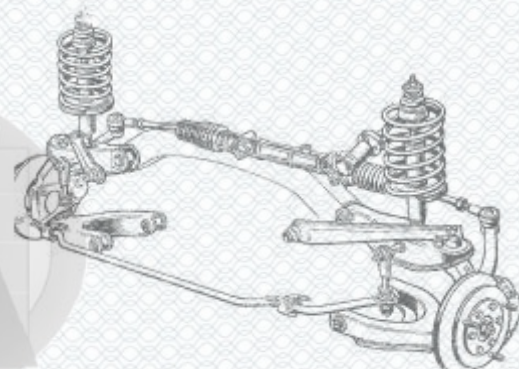


Рисунок 1.17 – Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Рено-18”

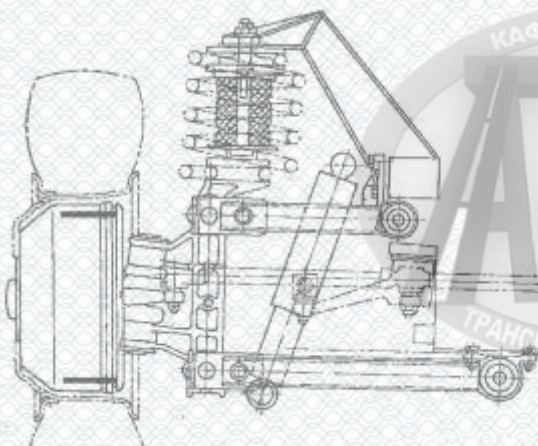


Рисунок 1.18 – Передня пружинна незалежна підвіска автобуса „Касборер”

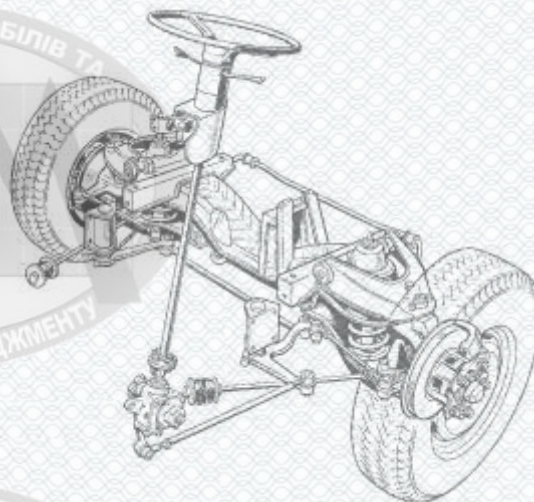


Рисунок 1.19 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Фольксваген-ЛТ”

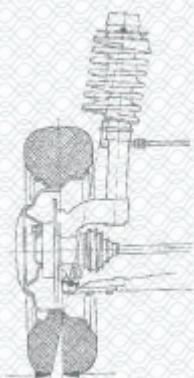


Рисунок 1.20 - Пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” передньої ведучої осі автомобіля „Ауді-80”

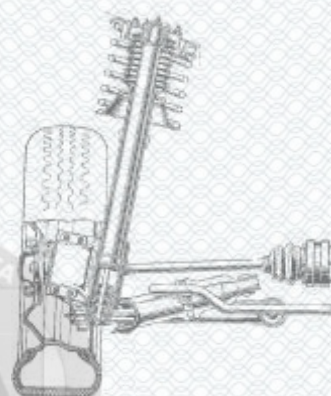


Рисунок 1.21 – Передня пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” автомобіля „Альфасуд”

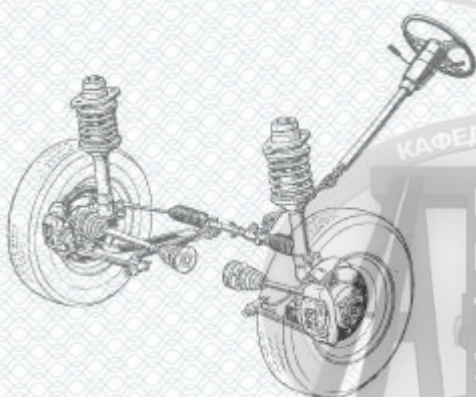


Рисунок 1.22 - Передня пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” автомобіля „Фольксваген-Гольф”

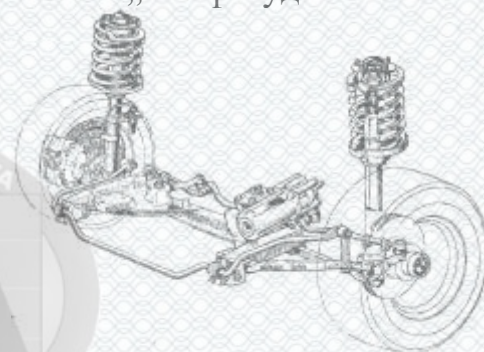


Рисунок 1.23 - Передня пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” автомобіля „БМВ” 7-ої серії

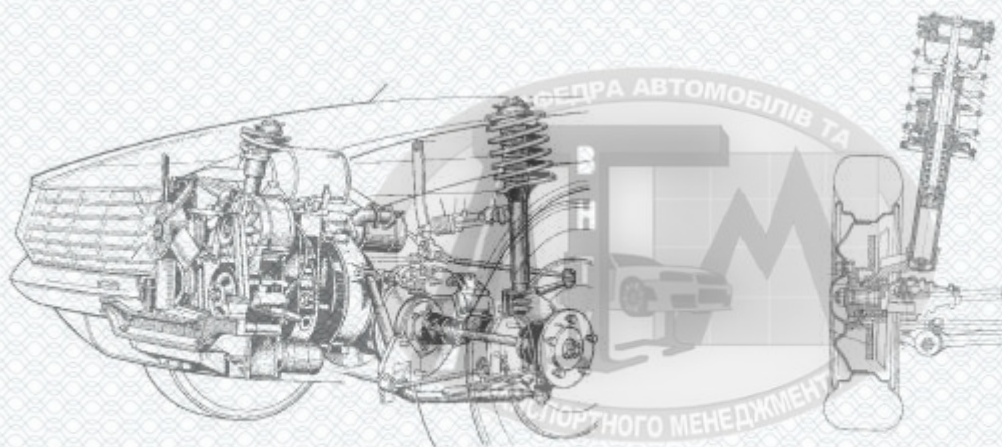


Рисунок 1.24 - Пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” передньої ведучої осі автомобіля „Ауді-80”

Рисунок 1.25 - Пружинна незалежна підвіска типу „Макферсон” передньої ведучої осі автомобіля „Пежо-104”

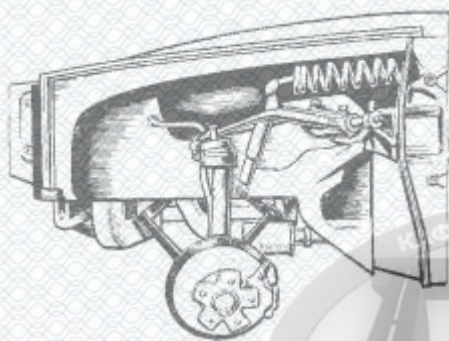


Рисунок 1.26 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Ровер-2200ТС”

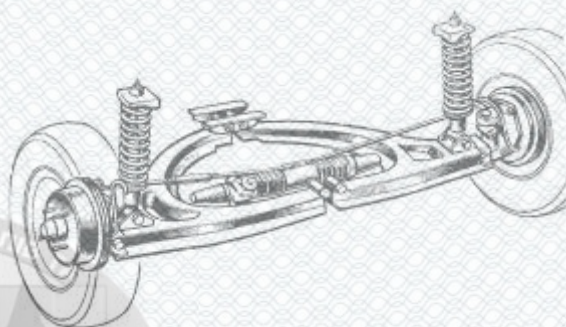


Рисунок 1.27 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Хілман”

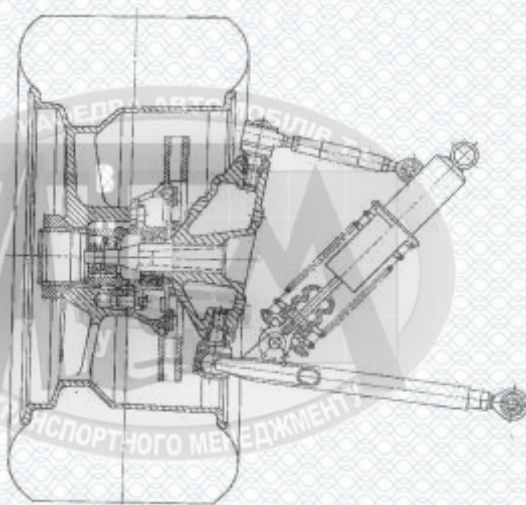


Рисунок 1.28 - Передня пружинна незалежна підвіска автомобіля „Порше-917”

Ресорні передні підвіски:

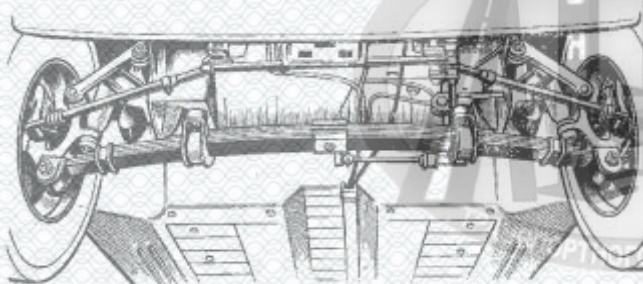


Рисунок 1.29 – Передня підвіска автомобіля „Фіат-133” з поперечною ресорою, яка виконує функції пружного елемента і стабілізатора



Рисунок 1.30 Передня підвіска автомобіля „Автобіанчі-133” з поперечною ресорою

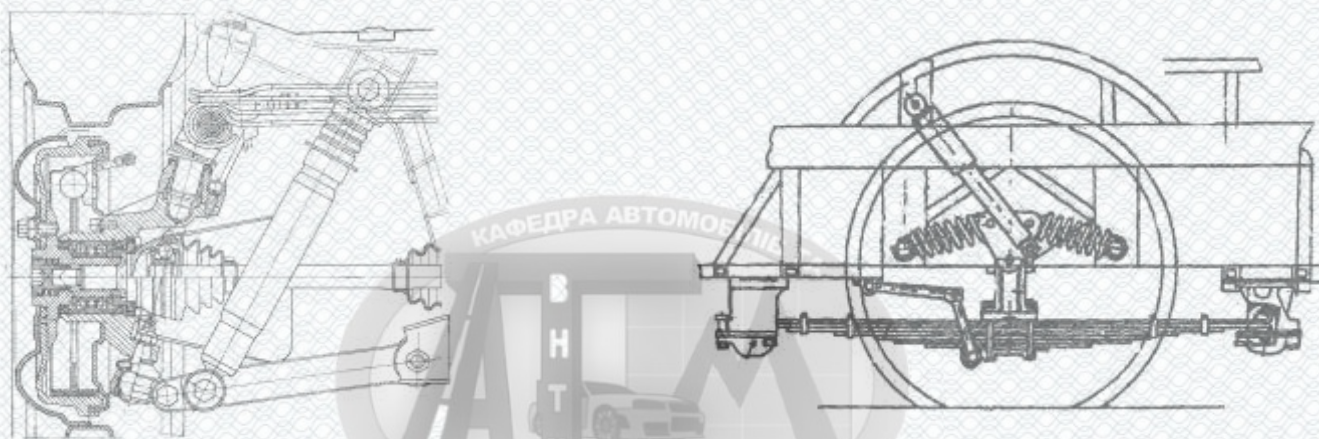


Рисунок 1.31 - Передня підвіска автомобіля „Фольксваген-Ільтіс” з поперечною ресорою

Рисунок 1.32 - Передня підвіска автобуса ЛАЗ-А1414 з поздовжньою ресорою і коректуючими пружинами змінної жорсткості

Гідропневматичні передні підвіски:

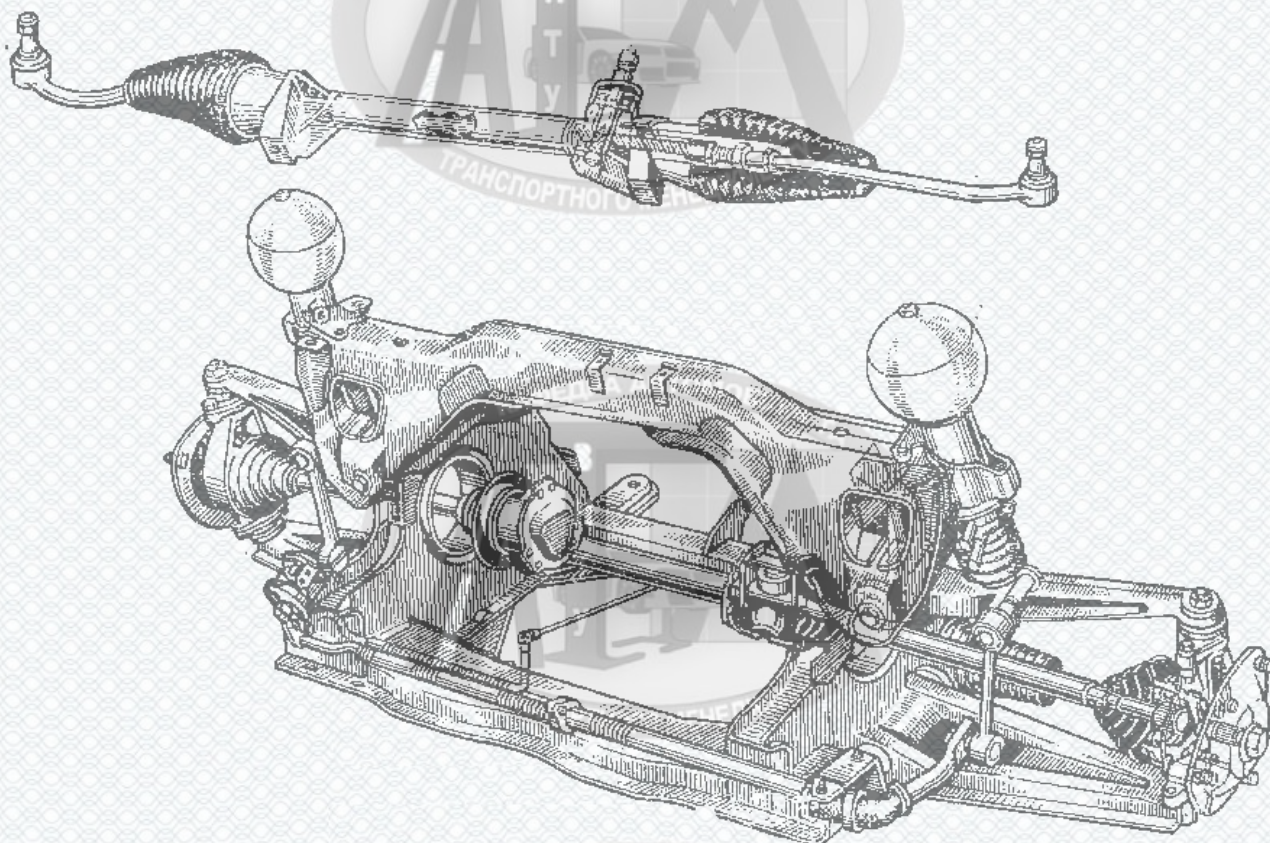


Рисунок 1.33 - Передня гідропневматична незалежна підвіска автомобіля „Сітроен-GS”

Ресорно-пневматичні передні підвіски:

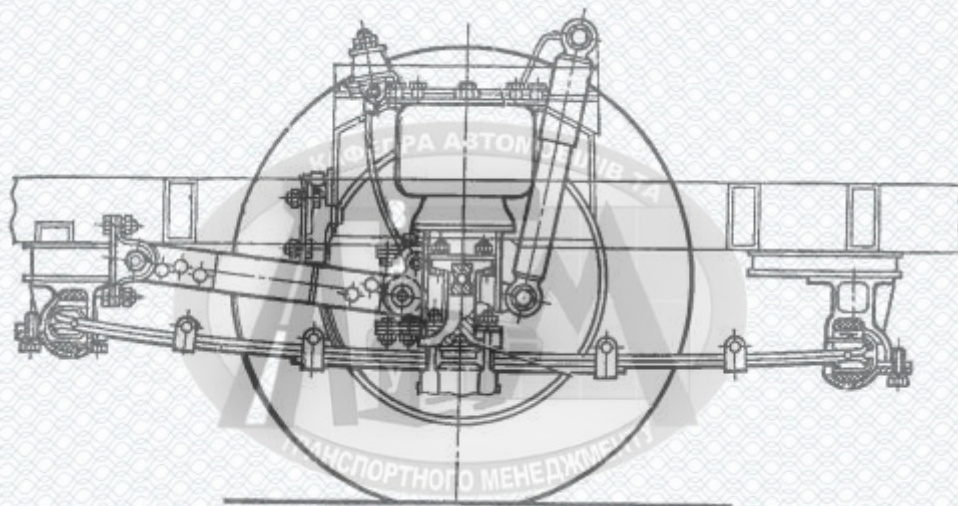


Рисунок 1.34 – Передня ресорно-пневматична підвіска автобуса ЛАЗ-52528

Розглянемо переваги та недоліки різних типів пружних елементів, які застосовуються в передніх підвісках автомобілів.

Листові ресори мають широке застосування тому що одночасно виконують три функції: пружного елемента, направляючого і гасильного пристрою. До недоліків листових ресор відносяться: висока металоємкість (енергія, яку накопичує одиниця об'єму листової ресори, в чотири рази менша, ніж у пружин і торсіонів); наявність міжлистового тертя, яке негативно впливає на характеристику ресор та їх довговічність. Відомі часті випадки поломки ресор через мікротріщини, які виникають при міжлистовому терті.

Пружини мають більшу питому енергоємність, ніж ресори. Однак, при застосуванні пружин в якості пружних елементів необхідно автономний направляючий пристрій, що ускладнює конструкцію підвіски в цілому, незважаючи на простоту пружних елементів. При застосуванні пружин у важільних підвісках вони працюють не тільки на стиск, а і на згин, так як один кінець пружини закріплений на рухомому важелі. Це впливає на жорсткість підвіски і на напруження в пружині. В пружині виникає велика нерівномірність напружень як у окремих витках, так і по довжині кожного витка.

Торсіони мають приблизно таку ж енергоємність як і пружини. При їх застосуванні також необхідно автономний направляючий пристрій. Торсіонна підвіска найкомпактніша, основним недоліком є складність термічної обробки торсіонів. Торсіони бувають стержневі, трубчасті, пластинчасті і пучкові (див. рис. 1.33). Пневматичні пружні елементи широко застосовуються на вантажних автомобілях великої вантажності та на автобусах великого класу. Основними їх перевагами є м'якість, що забезпечує підвищення комфортабельності пасажирів та збереження вантажів, і можливість регулювання висоти положення кузова, що забезпечує постійну незалежну від навантаження висоту положення кузова, а також стабілізацію кузова при русі в поворотах.

Аналізуючи властивості різних типів пружних елементів та характеристики підвісок, у яких ці пружні елементи застосовуються, можна зробити висновок, що для досліджуваного автобуса малого класу Ataman A092 (Богдан A092) застосування торсіонної передньої підвіски є оптимальним.

1.7 Висновки до розділу та постановка завдань досліджень

В результаті виконання першого розділу можна сформулювати такі висновки, що для досліджуваного автобуса малого класу Ataman A092 (Богдан A092) застосування торсіонної передньої підвіски є оптимальним.

Враховуючи вищевикладену інформацію, в магістерській кваліфікаційній роботі потрібно вирішити такі завдання:

- дослідити методи розрахунку деталей передньої підвіски автобуса;
- виконати моделювання та розрахунок напружень деталей передньої підвіски автобуса різними методами, сформулювати технічні вимоги до конструкції підвіски.
- провести розрахунок економічної ефективності запропонованих рішень.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ АВТОБУСА

2.1 Аналіз методів розрахунку деталей автомобільних підвісок

2.1.1 Проектний розрахунок торсіонної підвіски.

При проектуванні торсіонної підвіски, по перше вибравши її пружну характеристику, попередньо визначаються основні параметри підвіски: розміри пружного елемента й передатні відношення напрямного пристрою.

При цьому потім потрібно, з одного боку, забезпечити необхідне значення жорсткості підвіски, а з іншого боку, не перевищити допустимих значень напружень у торсіоні, від яких залежить його довговічність і міцність. При спрощених розрахунках обмежуються вибором максимально допустимих напружень у торсіоні, що виникають у ньому при повній деформації підвіски. Ці напруження приблизно дозволяють судити про довговічність проектованої торсіонної підвіски. Задавши необхідну жорсткість підвіски та вибравши допустиме значення максимальних напружень у торсіоні визначають всі основні розміри торсіонної підвіски [8,9].

Параметри торсіонів визначаються величиною енергоємності підвіски і значенням максимального напруження в торсіоні τ_m .

Робота деформації підвіски A і потенціальна енергія P , яка запасється стержнем при деформації визначаються такими виразами:

$$A = \int_0^{f_{\max}} c f df = \frac{c_0 f_{\max}^2}{2} ; \quad (2.1)$$

$$P = \frac{k_z^2 \tau^2}{4G} l S , \quad (2.2)$$

де c – поточне значення жорсткості підвіски; f – деформація підвіски; c_0 – середня жорсткість підвіски; $f_{\max}$ – максимальна деформація підвіски; k_z – коефіцієнт, що характеризує раціональність використання матеріалу при деформації кручення; τ

- дотичне напруження в торсіоні; l - активна довжина торсіона; S - площа поперечного перерізу торсіона; G - модуль пружності другого роду;

Значення коефіцієнта k_z залежить від форми поперечного перерізу торсіона. Для кільцевого перерізу

$$k_z = 1 + \lambda^2, \quad (2.3)$$

де $\lambda = d_1/d_2$; d_1 – внутрішній діаметр перетину; d_2 - зовнішній діаметр перетину.

Для круглого перерізу $k_z = 1$. Для прямокутного перерізу коефіцієнт k_z залежить від співвідношення b/h , де b – ширина перерізу; h – висота.

Розміри торсіона (довжина і поперечний переріз) повинні бути визначені з урахуванням раціонального компонування підвіски. Різні типи поперечних перерізів торсіонів зображені на рис. 2.1.

Залежно від обраної схеми підвіски можуть бути обмежені деякі розміри пружного елемента або важелів підвіски.

Перший випадок: обмежено довжину торсіона l , необхідні параметри підвіски повинні бути забезпечені правильним вибором передатного відношення підвіски й площі поперечного перерізу торсіона (цей варіант найчастіше зустрічається при поперечному розташуванні торсіона, коли його довжина обмежена шириною рами або корпусу машини).

Виходячи з рівності роботи деформації підвіски A і потенційної енергії деформації P (рівняння (2.2) і (2.3)) можна визначити площу поперечного переріза стержня з рівняння:

$$S = \frac{2c_0 f_{\max}^2 G}{k_z \tau_0^2 l}. \quad (2.4)$$

Знаючи площу поперечного перерізу торсіона, визначаються лінійні розміри перерізу. Розрахункові формули залежно від типу перерізу:

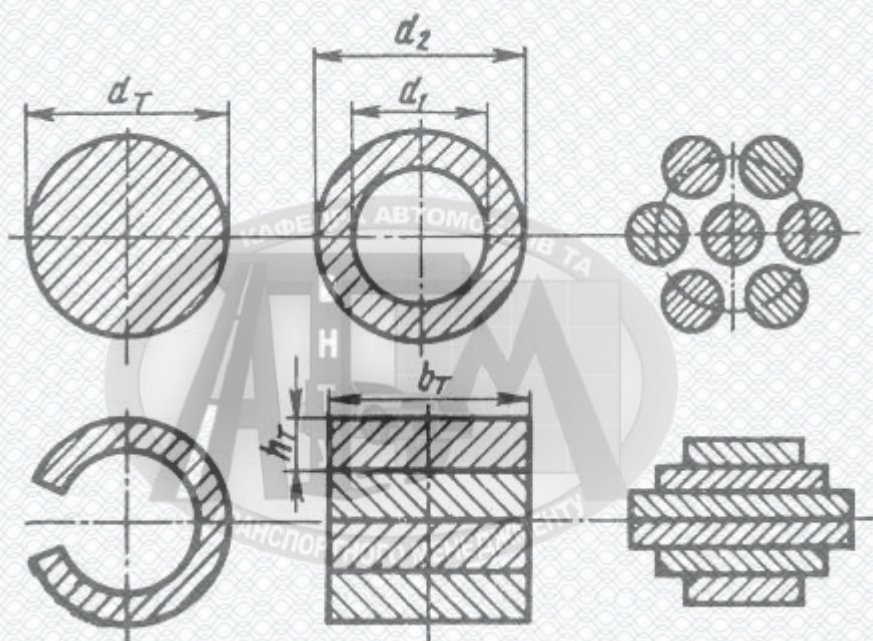


Рисунок 2.1 - Форми поперечних перерізів торсіонів

для круглого стержня:

$$d = \frac{1,59 f_{\max}}{\tau_0} \sqrt{\frac{c_0 G}{l}} \quad (2.5)$$

для трубчастого стержня:

$$d = \frac{1,59 f_{\max}}{\tau_0} \sqrt{\frac{c_0 G}{(1 - \lambda^4) l}} \quad (2.6)$$

для стержня, що складає з набору прямокутних пластин:

$$h = \frac{1,41 f_{\max}}{\tau_0} \sqrt{\frac{c_0 G}{k_z z_k \alpha l}} \quad (2.7)$$

де τ_0 - допустиме напруження кручення матеріалу торсіона; z_k - кількість прямокутних пластин в торсіоні; $\alpha = b/h$ - співвідношення сторін прямокутного січення (h - менша сторона прямокутника).

У формулі (2.7) нехтуються напруження згину які виникають в пластинах.

Величина умовного передаточного числа торсіонної підвіски може бути визначена з умови забезпечення допустимого значення напружень в пружному елементі

$$i = \frac{\tau_0 W_p}{F_{\max}} = l_\epsilon \sin \varphi \quad (2.8)$$

де $F_{\max} = c f_{\max}$ – максимальне вертикальне навантаження на підвіску;
 W_p – полярний момент опору поперечного перерізу торсіона; l_ϵ – довжина важеля підвіски; φ – кут між віссю важеля і вертикаллю.

Розглянемо другий випадок: Обмежено величину умовного передаточного числа підвіски i . Потрібно визначити довжину й площу поперечного перерізу торсіона.

У цьому випадку необхідно, виходячи із заданих i та максимальної деформації підвіски $f_{\max}$, визначити максимальний кут закручування торсіона $\varphi_{\max}$.

Довжину і розміри поперечного перерізу можна визначити з наступних виразів: для круглого січення:

$$l = 0,86 \frac{G}{\tau_0} \sqrt[3]{\frac{c_0 f_{\max}^2 \varphi^2}{\tau_0}}; \quad (2.9)$$

$$d = \frac{2l\tau_0}{G\varphi}; \quad (2.10)$$

для кільцевого січення:

$$l = 0,86 \frac{G}{\tau_0} \sqrt[3]{\frac{c_0 f_{\max}^2 \varphi^2}{(1-\lambda^4)\tau_0}}; \quad (2.11)$$

$$d = \frac{2l\tau_0}{G\varphi}; \quad (2.12)$$

для прямокутного січення (при $b/h > 3$):

$$l = 1,26 \frac{G}{\tau_0} \sqrt[3]{\frac{c_0 f_{\max}^2 \varphi^2}{k_z z_k \alpha \tau_0}}; \quad (2.13)$$

$$h = \frac{l\tau_0}{G\varphi}. \quad (2.14)$$

Третій випадок: обмежений розмір поперечного перерізу торсіону; потрібно розрахувати довжину торсіона й передаточне відношення підвіски (цей варіант можливий при використанні стандартних прокатних профілів в якості пружних елементів).

Довжина торсіона:

$$l_g = \frac{2c_0 f_{\max}^2 G}{k_z \tau_0^2 F_{\max}} \quad (2.15)$$

Умовне передаточне число i визначається по формулі (2.15)

У сучасних підвісках найбільше поширення отримали торсіони з круглим перерізом.

Розглянемо особливості вибору розмірів їх конструктивних елементів.

Діаметр $d_{ш}$ і довжину $l_{ш}$ кінцевої шліцевої частини торсіона рекомендується вибирати в межах $d_{ш} = (1,2-1,3) d$; $l_{ш} = (0,48-1,3) d$.

Визначення жорсткості торсіонної підвіски.

Жорсткість важільної торсіонної підвіски визначається з формули

$$c_{nid} = M \frac{d^2 \varphi}{df^2} + c \left(\frac{d\varphi}{df} \right)^2, \quad (2.16)$$

де $c = dM/d\varphi$ - жорсткість торсіона, M – момент, що скручує торсіон.

При лінійній характеристиці:

$$M = c \cdot \varphi = c(\varphi - \varphi_0). \quad (2.17)$$

З розрахункової схеми (рис. 1.34) отримуємо

$$\frac{d\varphi}{df} = \frac{1}{l_g \sin \varphi} = \frac{1}{\sqrt{l_g^2 - f^2}}, \quad (2.18)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{df^2} = \frac{ctg \varphi}{l_g^2 \sin \varphi} = \frac{f}{\sqrt{(l_g^2 - f^2)^3}}, \quad (2.19)$$

де φ_0 – кут при якому момент, що скручує торсіон, рівний нулю, f – хід підвіски (додатній при відхиленні важеля вгору від горизонтального положення і від'ємний при відхиленні важеля вниз).

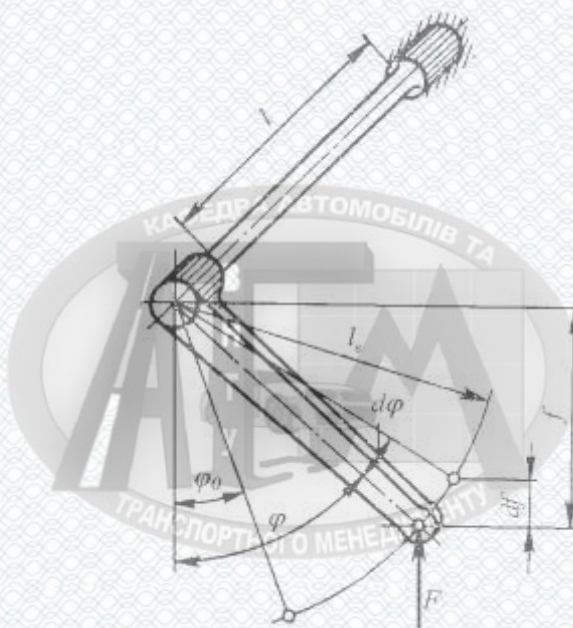


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема

Підставляючи значення $\frac{d\varphi}{df}$ і $\frac{d^2\varphi}{df^2}$ з виразів (2.18), і (2.19) у рівняння (2.17), отримаємо вираз для визначення жорсткості підвіски:

(2.20)

$$C_{nid} = \frac{GI_p}{l \cdot l_e^2} \cdot \frac{1 - (\varphi - \varphi_0) \operatorname{ctg} \varphi}{\sin^2 \varphi};$$

$$C_{nid} = \frac{Flf + GI_p}{(l_e^2 - f^2)l}, \quad (2.21)$$

де I_p – полярний момент інерції поперечного перерізу торсіона.

З формул (2.20) і (2.21) видно, що чим коротший важіль, тим більша буда зміна кута φ при ході підвіски f . Це означає що застосовуючи короткі важелі досягають потрібної прогресивності характеристики жорсткості підвіски.

2.1.2 Розрахунок деталей автомобільних підвісок методом скінчених елементів.

При проектуванні деталей машин складної форми найбільш повне наближення до результатів випробувань дають розрахунки з використанням методу скінчених

елементів. Цей метод розрахунку багатократно статично невизначених конструкцій оснований на спільному розгляді напруженого стану системи малих елементів скінченного розміру. Суть методу полягає в тому, що реальна конструкція замінюється структурною моделлю, яка складається з найпростіших елементів, таких як стержні, пластини, тетраедри та інші об'ємні елементи з відомими пружними властивостями. Виходячи з того, що пружні властивості окремих елементів відомі, можна визначити властивості всієї системи в цілому за визначених зовнішніх навантажень.

Класифікація скінчених елементів [10]:

- одномірні скінчені елементи
 - лагранжевого типу
 - ермітового типу
 - ізопараметричні
- двохвимірні скінчені елементи
 - трикутні
 - чотирикутні
 - багатокутні
- просторові скінчені елементи
 - тетраедри
 - куби
 - багатогранники

Крім того, за типом апроксимації всі скінчені елементи бувають з:

- лінійною апроксимацією;
- квадратичною апроксимацією;
- кубічною апроксимацією.

Розглянемо найпростіші одномірні скінчені елементи лагранжевого типу, які застосовуються при розв'язуванні задач обчислення інтеграла типу

$$I = \int_a^b u(x) dx$$

(2.22)

Розіб'ємо інтервал інтегрування на n відрізків, як показано на рис. 2.3 і кожний з них назвемо скінченим елементом (СЕ).

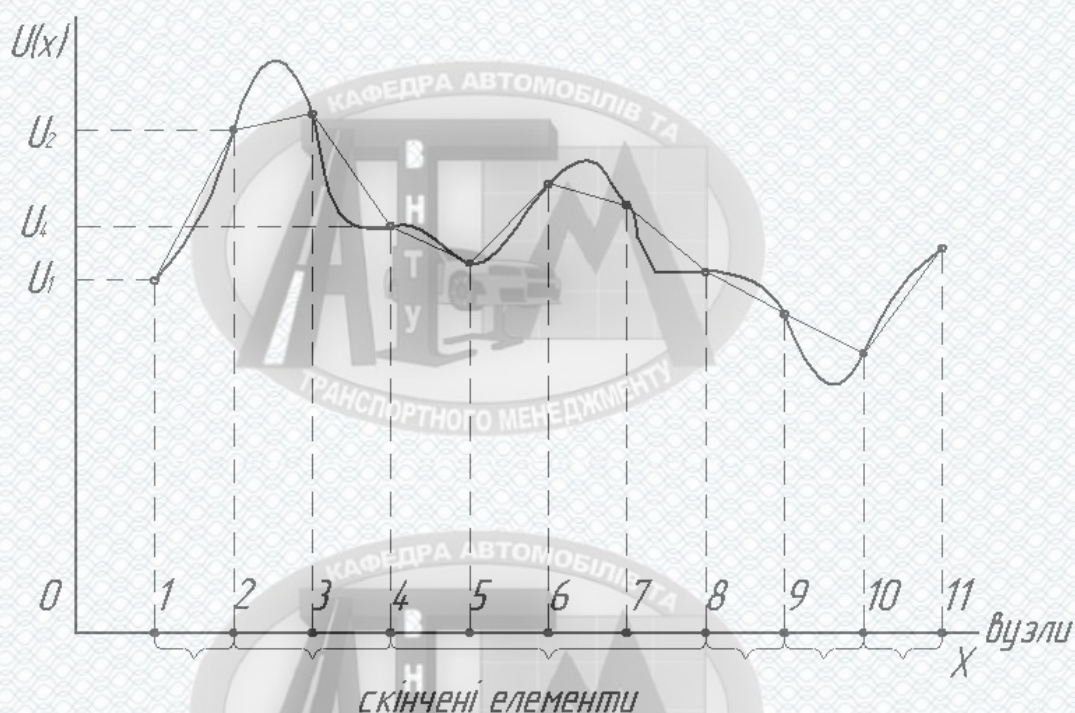


Рисунок 2.3 – Розбиття відрізка інтегрування на скінчені елементи

У кожному СЕ певним чином виберемо кілька точок - вузлів. Звичайно вузлами є крайні й кілька внутрішніх точок СЕ. Найпростішим буде так званий симплекс-елемент із двома вузлами в крайніх точках СЕ. Якщо ввести додатковий вузол у середині СЕ, отримаємо трьохвузловий елемент. Два крайніх і два рівномірно розташованих внутрішніх вузли визначають чотирьохвузловий СЕ.

Розглянемо один з СЕ з m вузлами. У межах елемента задану безперервну функцію $u(x)$ можна приблизно представити (інтерполювати, апроксимувати) поліномом $m-1$ -го порядку:

$$u(x) = a_1 + a_2x + \dots + a_mx^{m-1}, \quad (2.23)$$

значення якого у вузлах СЕ збігаються з відповідними значеннями функції $u(x)$:

$$u(x_i) = u_i = a_1 + a_2 x_i + \dots + a_m x_i^{m-1}, i=1, \dots, m. \quad (2.24)$$

При рішенні останньої системи лінійних рівнянь m - го порядку вдається виразити постійні a_k через координати вузлів x_i і значення функції $u(x)$ у вузлах. Далі потрібно підставити a_k у вираз (2.24) і згрупувати доданки при множниках u_i . В результаті отримаємо вираз:

$$u(x) = N_1(x)u_1 + \dots + N_m(x)u_m, \quad (2.25)$$

де $N_i(x)$ - базисні функції СЕ.

Для симплекса-елемента, трьохвузлового та чотирьохвузлового СЕ довжиною l базисні функції визначаються наступними відповідними формулами:

$$\begin{aligned} N_1 &= L_1, N_2 = L_2; \\ N_1 &= L_1 (2L_1 - 1), N_2 = 4L_1 L_3, N_3 = L_2 (2L_2 - 1); \\ N_1 &= L_1 (3L_1 - 1) (3L_1 - 2)/2, N_2 = 9L_1 L_2 (3L_1 - 1)/2; \\ N_3 &= 9L_1 L_2 (3L_2 - 1)/2, N_4 = L_2 (3L_2 - 1) (3L_2 - 2)/2, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де L_1 й L_2 є так називані L -координати СЕ, що змінюються в межах СЕ від нуля до одиниці:

$$L_1 = 1 - L, L_2 = L, L = (x - x_1)/l. \quad (2.27)$$

Введення L -координат доцільно в силу існування відомої формули

$$\int_l L_1^a L_2^b dx = \frac{a!b!}{(a+b+1)!} l \quad (2.28)$$

корисної при інтегруванні по довжині елемента функцій високих степеней.

Безпосередньою перевіркою можна переконатися в справедливості наступних властивостей базисних функцій: базисна функція $N_i(x)$ дорівнює одиниці в i -му вузлі й нулю в інших вузлах:

$$N_i(x_i)=1, N_i(x_k)=0, k=1, \dots, m, k \neq i; \quad (2.29)$$

сума базисних функцій дорівнює одиниці в будь-якій точці СЕ:

$$N_1(x) + \dots + N_m(x) = 1; \quad (2.30)$$

сума похідних базисних функцій у будь-якій точці СЕ дорівнює нулю:

$$N'_1(x) + \dots + N'_m(x) = 0. \quad (2.31)$$

Базисні функції визначаються формою СЕ (в одномірному випадку довжиною СЕ є координатами вузлів). Тому їх часто називають функціями форми СЕ. Як виходить з формул (1.27), функції форми симплекс-елемента є лінійними, трьохвузлового СЕ - квадратичними параболоми, чотирьохвузлового елемента - кубічними параболоми. Відповідно до цього зазначені типи СЕ називають лінійними, квадратичними та кубічними відповідно. Таким чином, лінійний СЕ має два вузли, квадратичний - три, кубічний - чотири.

Апроксимація деякої функції за допомогою лінійних СЕ фактично еквівалентна заміні її ламаною лінією, а з використанням квадратичних і кубічних СЕ - ділянками парабол відповідної степені.

В загальному випадку формула (2.27) визначає відомий інтерполяційний поліном Лагранжа. Тому побудовані СЕ називають кінцевими елементами лагранжевого типу. Далі для всіх типів СЕ визначаються такі величини:

$$\alpha_i = \int_V N_i dV; \quad (2.32)$$

$$\beta_{ij} = \int_V N_i N_j dV; \quad (2.33)$$

$$\gamma_{ik} = \int_V \frac{\partial N_i}{\partial x_k} dV; \quad (2.34)$$

$$v_{ijkl} = \int_V \frac{\partial N_i}{\partial x_k} \frac{\partial N_j}{\partial x_l} dV ; \quad (2.35)$$

де V є область простору, яку займає СЕ, а $x_1=x$, $x_2=y$, $x_3=z$ є координати, причому величини β_{ij} і v_{ijkl} симетричні по відповідних індексах.

В одномірному випадку V є довжина СЕ, $x_1=x$, x_2 та x_3 не враховуються. Інтеграли α_i і β_{ij} обчислюються за допомогою формули (2.35). При обчисленні похідних від базисних функцій варто враховувати вираз:

$$\frac{\partial N_i}{\partial x} = \frac{\partial N_i}{\partial L_1} \frac{\partial L_1}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial L_2} \frac{\partial L_2}{\partial x} = \frac{1}{l} \left(-\frac{\partial N_i}{\partial L_1} \frac{\partial N_i}{\partial L_2} \right). \quad (2.36)$$

Оскільки будь-яка визначена на даному СЕ функція приблизно може бути представлена у вигляді (2.36), то для інтеграла від цієї функції отримаємо:

$$\int_1 u(x) dx = \alpha_1 u_1 + \dots + \alpha_m u_m. \quad (2.37)$$

Оскільки відрізок інтегрування розбитий на n елементів, інтеграл може бути представлений у виді суми інтегралів по окремим СЕ, на кожному з яких інтегрування проводиться по формулі (2.37). Отже,

$$J = \alpha_1^{(1)} u_1^{(1)} + \dots + \alpha_m^{(1)} u_m^{(1)} + \dots + \alpha_1^{(n)} u_1^{(n)} + \dots + \alpha_m^{(n)} u_m^{(n)} ; \quad (2.38)$$

Далі потрібно перейти від „локальних” номерів вузлів кожного елемента 1, 2, ..., m до „глобальних” номерів вузлів усього відрізка інтегрування 1, 2, ..., $n+1$ і при цьому врахувати, що сусідні елементи мають загальні вузли. В результаті одержимо:

$$J = \varphi_1 u_1 + \dots + \varphi_{n+1} u_{n+1}. \quad (2.39)$$

Якщо вузол i належить тільки одному елементу, то коефіцієнт φ_i рівний відповідному коефіцієнту α_k для даного елемента.

Якщо ж вузол i лежить на стику двох елементів, то φ_i дорівнює сумі коефіцієнтів α_k даних СЕ. Наприклад, для лінійних КЭ всі вузли крім перш й останнього належать двом елементам, тому

$$\varphi_1 = \alpha_1^{(1)}, \quad \varphi_2 = \alpha_2^{(1)} + \alpha_1^{(2)}, \quad \dots, \quad \varphi_n = \alpha_2^{(n-1)} + \alpha_1^{(n)}, \quad \varphi_{n+1} = \alpha_2^{(n)}. \quad (2.40)$$

Якщо всі елементи мають однакову довжину $l=(b-a)/n$, то з врахуванням (2.34)-(2.40) для обчислення інтеграла отримуємо відому формулу трапецій:

$$J = \frac{b-a}{2n} (u_1 + 2u_2 + 2u_3 + \dots + 2u_n + u_{n+1}). \quad (2.41)$$

Якщо для інтегрування застосовуються квадратичні СЕ, отримуємо формулу Сімпсона:

$$J = \frac{b-a}{2n} (u_1 + (4u_2 + 2u_3) + \dots + (4u_{n-2} + 2u_{n-1}) + 4u_n + u_{n+1}). \quad (2.42)$$

У випадку кубічних СЕ:

$$J = \frac{b-a}{2n} (u_1 + (3u_2 + 3u_3 + 2u_4) + \dots + (3u_{n-4} + 3u_{n-3} + 2u_{n-2}) + 3u_{n-1} + 3u_n + u_{n+1}). \quad (2.43)$$

Методи інтегрування за допомогою різних типів СЕ можна комбінувати. Наприклад, частину відрізка можна представити симплекс-елементами, а іншу частину - кубічними СЕ. Крім того, раціональний спосіб інтегрування полягає в застосуванні нерівномірних розбивок відрізка на СЕ зі згущенням сітки елементів у місцях швидкої зміни інтегровальної функції.

Розглянемо просторові СЕ типу тетраедр, які будемо використовувати при подальших розрахунках. На рис. 2.4 показані лінійний, квадратичний і кубічний СЕ у формі тетраедра.

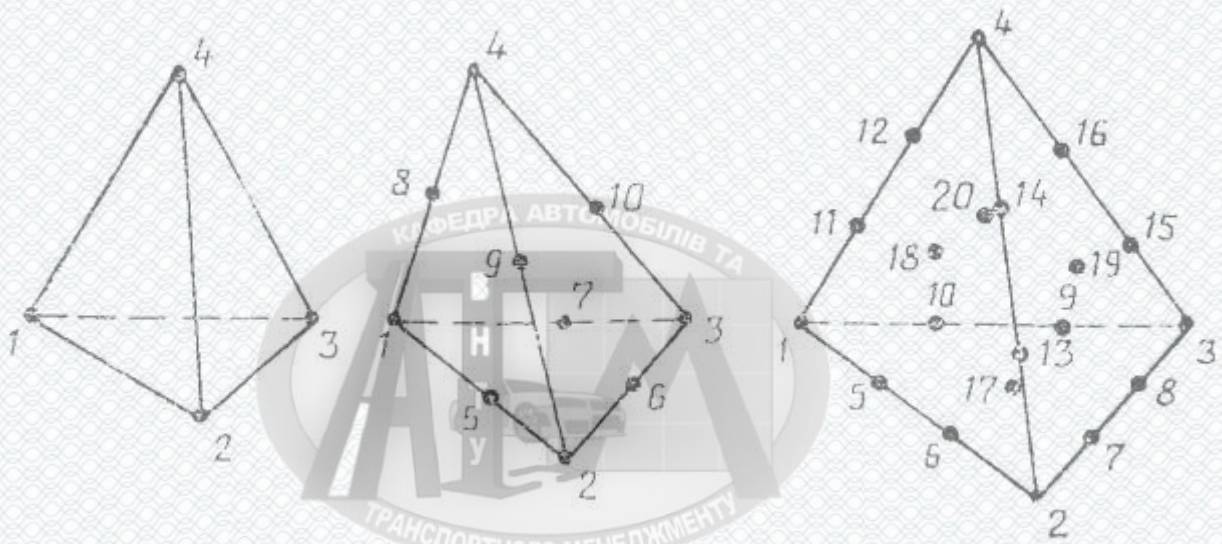


Рисунок 2.4 – СЕ у формі тетраедра: а) лінійний; б) квадратичний; в) кубічний

В тетраедальному елементі об'ємом V зручно ввести місцеву систему L -координат, яка лінійно змінюється в межах СЕ.

$$L_i = (a_i + b_i x + c_i y + d_i z) / (6V); i = 1, 2, 3, 4. \quad (2.44)$$

Коефіцієнти a_i , b_i , c_i , d_i визначаються з умови, щоб $L_i = 1$ у вузлі i і $L_i = 0$ у всіх вузлах крім i -ого. Тоді базисні функції вказаних елементів мають вигляд:

при лінійній апроксимації:

$$N_i = L_i; \quad (2.45)$$

при квадратичній апроксимації:

$$\begin{aligned} N_i &= L_i(2L_i - 1) \text{ для } i=1, \dots, 4; N_5 = 4L_1L_2; N_6 = 4L_2L_3; N_7 = 4L_1L_3; \\ N_8 &= 4L_1L_4; N_9 = 4L_2L_4; N_{10} = 4L_3L_4; \end{aligned} \quad (2.46)$$

при кубічній апроксимації:

$$\begin{aligned} N_i &= L_i(3L_i - 1) \text{ для } i=1, \dots, 4; N_5 = 9L_1L_2(3L_1 - 1)/2; N_6 = 9L_2L_1(3L_2 - 1)/2; \\ N_7 &= 9L_2L_3(3L_2 - 1)/2; N_8 = 9L_3L_2(3L_1 - 1)/2; N_9 = 9L_3L_1(3L_3 - 1)/2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_{10} &= 9L_1L_3(3L_1-1)/2; N_{11} = 9L_1L_4(3L_1-1)/2; N_{12} = 9L_4L_1(3L_4-1)/2; \\
N_{13} &= 9L_2L_4(3L_2-1)/2; N_{14} = 9L_4L_2(3L_4-1)/2; N_{15} = 9L_3L_4(3L_3-1)/2; \\
N_{16} &= 9L_4L_3(3L_4-1)/2; N_{17} = 27L_1L_2L_3; N_{18} = 27L_1L_2L_4; \\
N_{19} &= 27L_2L_3L_4; N_{20} = 27L_1L_3L_4.
\end{aligned} \quad (2.47)$$

Похідні від базисних функцій мають вигляд:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial N_i}{\partial x} &= \frac{1}{6V} \left(b_1 \frac{\partial N_i}{\partial L_1} + \dots + b_4 \frac{\partial N_i}{\partial L_4} \right), \\
\frac{\partial N_i}{\partial y} &= \frac{1}{6V} \left(c_1 \frac{\partial N_i}{\partial L_1} + \dots + c_4 \frac{\partial N_i}{\partial L_4} \right), \\
\frac{\partial N_i}{\partial z} &= \frac{1}{6V} \left(d_1 \frac{\partial N_i}{\partial L_1} + \dots + d_4 \frac{\partial N_i}{\partial L_4} \right).
\end{aligned} \quad (2.48)$$

Для визначення інтегралів від базисних функцій а також не надто громіздких інтегралів α_i , β_{ij} , γ_{jk} і v_{ijkl} застосовують формулу:

$$\int_V L_1^a L_2^b L_3^c L_4^d dV = \frac{a!b!c!d!}{(a+b+c+d+3)!} 6V. \quad (2.49)$$

Для обрахунку складних для аналітичного інтегрування виразів застосовують квадратурну формулу:

$$J = \int_V u(x, y, z) dV = \sum_{k=1}^n u(L_{1k}, L_{2k}, L_{3k}, L_{4k}) \omega_k \det(J_k) \quad (2.50)$$

де ω_k – вагові коефіцієнти, які вибираються з таблиць, причому $\det(J_k) = 6V$.

Цю ж квадратурну формулу застосовують і для ізопараметричних тетраедальних СЕ з криволінійними сторонами (рис. 2.4). В цьому випадку L_1, L_2, L_3 є незалежні параметри ($L_4 = 1 - L_1 - L_2 - L_3$) ізопараметричного відображення:

$$\vec{R} = (L_1, L_2, L_3) = N_1(L_1, L_2, L_3)\vec{R}_1 + \dots + N_m(L_1, L_2, L_3)\vec{R}_m, \quad (2.51)$$

де $\vec{R}$ є радіус-вектор точки з координатами x, y, z , а $\vec{R}_m$ - Відомі радіус-вектори вузлів, причому $\det(J_k)$ є визначник матриці Якобі.

Існує декілька варіантів методу скінчених елементів:

- метод переміщень
- метод гібридних елементів
- метод структурних елементів
- метод рівноважних елементів

Розглянемо метод переміщень, який є найпоширенішим варіантом методу скінчених елементів.

Для подальших розрахунків вводяться наступні системи координат:

- загальна Декартові система координат XYZ , в якій задаються координати вузлів СЕ
- місцева система координат xuz , в якій визначаються базисні функції, і вчислюються напруження і деформації
- спеціальна система координат $x'y'z'$, з осями ,які співпадають з головними осями анізотропії матеріалу
- вузлова система координат $x_1x_2x_3$, в якій задаються кінематичні і силові граничні умови

Взаємна орієнтація різних систем координат задається матрицями направляючих косинусів:

матриця орієнтації місцевої системи координат

$$C_m = \begin{bmatrix} \cos(x, X) & \cos(y, X) & \cos(z, X) \\ \cos(x, Y) & \cos(y, Y) & \cos(z, Y) \\ \cos(x, Z) & \cos(y, Z) & \cos(z, Z) \end{bmatrix}, \quad (2.52)$$

матриця орієнтації системи координат i -ого вузла

$$C_g^{(i)} = \begin{bmatrix} \cos(x_1, X) & \cos(x_2, X) & \cos(x_3, X) \\ \cos(x_1, Y) & \cos(x_2, Y) & \cos(x_3, Y) \\ \cos(x_1, Z) & \cos(x_2, Z) & \cos(x_3, Z) \end{bmatrix}, \quad (2.53)$$

матриця орієнтації спеціальної системи координат

$$C_m' = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.54)$$

де φ – кут між осями x' і x

Взаємна орієнтація місцевої та головної систем координат i -ого вузла визначається матрицею

$$A_i = C_m^T C_g^i, \quad (2.55)$$

яку вчислюють для кожного з m вузлів СЕ і складають матрицю переходу A кожного СЕ:

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & A_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & A_m \end{bmatrix}. \quad (2.56)$$

Залежність між силами і переміщеннями для кожного СЕ записується у матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1m} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{m1} & K_{m2} & \dots & K_{mm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{v}_1 \\ \vec{v}_2 \\ \vdots \\ \vec{v}_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \vec{Q}_1 \\ \vec{Q}_2 \\ \vdots \\ \vec{Q}_m \end{Bmatrix} \quad \text{або} \quad K\{v\}=\{Q\}. \quad (2.57)$$

де K – матриця жорсткості СЕ, $\{Q\}$ – вектор навантажень СЕ, $\{v\}$ – вектор вузлових переміщень в місцевій системі координат. Щоб перейти до головної системи координат використовується матриця переходу A :

$$K' = A^T K A, \quad (2.58)$$

де K' - матриця жорсткості СЕ в головних осях вузлів;

$$\{u\} = A^T \{v\}, \quad (2.59)$$

де $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень в головній системі координат;

$$\{Q'\} = A^T \{Q\}, \quad (2.60)$$

де $\{Q'\}$ - вектор навантажень в головній системі координат.

В кінцевому результаті отримуємо рівняння рівноваги СЕ:

$$K'\{u\} = \{Q'\}. \quad (2.61)$$

Після складання рівнянь рівноваги для СЕ проводять їх ансамблювання. Розглянемо приклад ансамблювання двох сусідніх тетраедрів. Нехай наприклад один з них має номери вузлів 1, 2, 3, 4, а другий 4, 2, 5, 6. Для кожного СЕ складаються рівняння рівноваги у виді (2.57). Оскільки елементи мають спільні вузли 2 і 4, то від двох систем лінійних рівнянь четвертого порядку можна перейти до однієї системи шостого порядку:

$$\begin{bmatrix} K'_{11}^{(1)} & K'_{12}^{(1)} & K'_{13}^{(1)} & K'_{14}^{(1)} & 0 & 0 \\ K'_{21}^{(1)} & K'_{22}^{(1)} + K'_{22}^{(2)} & K'_{23}^{(1)} & K'_{24}^{(1)} + K'_{24}^{(2)} & K'_{25}^{(2)} & K'_{26}^{(2)} \\ K'_{31}^{(1)} & K'_{32}^{(1)} & K'_{33}^{(1)} & K'_{34}^{(1)} & 0 & 0 \\ K'_{41}^{(1)} & K'_{42}^{(1)} + K'_{42}^{(2)} & K'_{43}^{(1)} & K'_{44}^{(1)} + K'_{44}^{(2)} & K'_{45}^{(2)} & K'_{46}^{(2)} \\ 0 & K'_{52}^{(2)} & 0 & K'_{54}^{(2)} & K'_{55}^{(2)} & K'_{56}^{(2)} \\ 0 & K'_{56}^{(2)} & 0 & K'_{64}^{(2)} & K'_{65}^{(2)} & K'_{66}^{(2)} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \\ \bar{u}_3 \\ \bar{u}_4 \\ \bar{u}_5 \\ \bar{u}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1^{(1)} \\ Q_2^{(1)} + Q_2^{(2)} \\ Q_3^{(1)} \\ Q_4^{(1)} + Q_4^{(2)} \\ Q_5^{(2)} \\ Q_6^{(2)} \end{bmatrix}, \quad (2.62)$$

де $K'_{ij}^{(l)}$ - матриця вузлової жорсткості l -ого СЕ.

Таким чином, в об'єднаній системі (1.62) в спільних вузлах 2 і 4 просумовані вузлові навантаження і блоки матриць жорсткості даних СЕ. При цьому в об'єднаній

матриці неминує з'являються нульові елементи, так як кожний вузол скінчено-елементної моделі зв'язаний лише з декількома сусідніми вузлами. З допомогою описаного процесу, який називається ансамблюванням, множина систем рівнянь для окремих СЕ об'єднується в одну глобальну систему рівнянь для всієї скінчено-елементної моделі тіла:

$$[K]\{u\}=[Q], \quad (2.63)$$

де $[K]$ - глобальна матриця жорсткості скінчено-елементної моделі; $[Q]$ - глобальний вектор навантажень, який об'єднує вектори навантажень окремих СЕ; $\{u\}^T$ - шуканий вектор вузлових переміщень моделі, знаючи який знаходять лінійні деформації:

$$\bar{\varepsilon} = R\bar{u}, \quad (2.64)$$

нелінійні деформації (ними можна нехтувати, тому що вони на порядок менші за лінійні):

$$\tilde{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{u}^T}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x_j}, \quad (2.65)$$

та сумарні деформації:

$$\varepsilon = \bar{\varepsilon} + \tilde{\varepsilon}, \quad (2.66)$$

де R - матричний диференціальний оператор.

Так як деформації виникають внаслідок напружень, то природно вважати їх зв'язаними між собою. Для пружних тіл, при не надто великих напруженнях деформації можна вважати прямо пропорційними напруженням. Для них лінійні рівняння зв'язку записуються в одній з еквівалентних форм узагальненого закону Гука:

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \vdots \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \cdots & d_{16} \\ d_{21} & d_{22} & \cdots & d_{26} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ d_{61} & d_{62} & \cdots & d_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \vdots \\ \gamma_x \end{Bmatrix} = D\varepsilon, \quad (2.67)$$

де d_{ij} – експериментально визначені пружні константи, D – матриця пружних констант.

2.1.3 Перевірочний розрахунок деталей автомобільних підвісок на довговічність.

Розрахункові параметри, що дозволяють оцінити надійність і довговічність деталей шасі автомобіля, визначаються видом міцності (статична або втомна міцність, у тому числі контактна міцність і зносостійкість), видом деформованого стану (розтяг - стиск, згин і кручення) і критеріями міцності [11,12].

Критеріями міцності можуть служити коефіцієнти запасу міцності, визначені по граничним або по допустимим напруженням.

Коефіцієнт запасу міцності по граничному стані

$$n = \sigma_{\text{гран}} / \sigma_{\text{роб}} \quad (2.68)$$

або

$$n = \tau_{\text{гран}} / \tau_{\text{роб}}, \quad (2.69)$$

де $\sigma_{\text{гран}}$ або $\tau_{\text{гран}}$ – граничне напруження при згині або крученні; $\sigma_{\text{роб}}$ або $\tau_{\text{роб}}$ – діюче напруження при згині або крученні.

Деталі, які піддаються постійним або малозмінним напруженням, розраховують на статичну міцність. При розрахунку деталей із пластичних матеріалів граничні напруження визначаються границею текучості матеріалу σ_t або τ_t ; при розрахунку деталей з крихких матеріалів граничні напруження визначаються тимчасовим

опором σ_B або τ_B . Діючими напруженнями $\sigma_{роб}$ або $\tau_{роб}$ при цьому є максимальні напруження, що можуть виникнути в умовах експлуатації.

Деталі, які піддаються повторно змінним навантаженням, розраховуються на втомну міцність. При цьому за граничне напруження в більшості випадків приймають границю витривалості при симетричному циклі навантаження σ_{-1} або τ_{-1} а іноді границю витривалості при відповідній асиметрії циклу зміни навантажень σ_r або τ_r . Діючими напруженнями $\sigma_{роб}$ або $\tau_{роб}$ при цьому є еквівалентні напруження σ_e або τ_e , що відповідають заданому характеру зміни в часі напружень, який обумовлений кривою розподілу $f(\sigma)$ або $f(\tau)$, побудованою за даними випробування.

Максимально допустимий коефіцієнт запасу міцності n , отриманий по σ_m , σ_B , σ_{-1} або σ_r , для нормальних напружень або по τ_m , τ_B , τ_{-1} чи τ_r , для дотичних напружень, завжди повинен бути більший одиниці. При цьому залежно від вірогідності підрахуваних напружень, властивостей матеріалу, стабільності технологічних процесів при виготовленні деталі й т.п. коефіцієнт запасу міцності повинен бути збільшений. Загальний запас міцності підраховують по ряду коефіцієнтів:

$$n = K_1 K_2 K_3 \dots K_{10} (\sigma_{гран} / \sigma_{роб}), \quad (2.70)$$

де K_1 - коефіцієнт надійності матеріалу;

K_2 - коефіцієнт відповідальності деталі;

K_3 - коефіцієнт точності розрахункових формул й визначення діючих навантажень;

K_4 - коефіцієнт концентрації напружень;

K_5 - коефіцієнт, що враховує перерахування з однієї характеристики міцності на іншу;

K_6 - коефіцієнт кількості випробуваних деталей;

K_7 - коефіцієнт, що враховує вплив розміру деталі;

K_8 - коефіцієнт якості поверхні;

K_9 - коефіцієнт, що враховує залишкові напруження;

K_{10} - коефіцієнт, що враховує додаткові напруження, що виникають при зборці чи тугих посадках.

В основному коефіцієнт запасу міцності визначається двома першими коефіцієнтами K_1 і K_2 , а інші коефіцієнти вносять поправки на зниження міцності виробу в умовах експлуатації через ряд факторів, не врахованих при випробуванні стандартних зразків.

При розрахунку на статичну міцність деталей із пластичних матеріалів приймають коефіцієнт запасу міцності $n=1,2-2,5$. Менші значення відповідають меншим відношенням σ_m/σ_B (τ_m/τ_B). Для деталей, виготовлених з крихких матеріалів $n=2-6$. Менші значення відповідають більшим значенням ударної в'язкості матеріалу. При розрахунку деталей на втомну міцність коефіцієнт запасу міцності визначають по наступним формулам:

для симетричного циклу навантаження

$$n = \sigma_{-1} / \sigma_a \quad (2.71)$$

або

$$n = \tau_{-1} / \tau_a,$$

де σ_a і τ_a – амплітудні значення робочих напружень;

для асиметричного циклу навантаження:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

або

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

(2.72)

де k_σ і k_τ коефіцієнти, що характеризують вплив концентраторів напружень; k_d – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу;

ψ_σ і ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень; σ_m і τ_m – максимальні значення робочих напружень.

Коефіцієнт надійності матеріалу K_1 для деталей, отриманих куванням, прокатом і т.п., приймають рівним 1,10, а для деталей, отриманих литтям – 1,30.

Коефіцієнт відповідальності деталі K_2 вибирають виходячи зі ступеня відповідальності та класу вартості.

Розрізняють три ступені відповідальності:

1. Поломка деталі не викликає зупинки всієї машини; деталь може бути замінена новою в процесі експлуатації;

2. Поломка деталі викликає зупинку всієї машини, але не супроводжується псуванням суміжних деталей;

3. Поломка деталі викликає аварію.

Розрізняють два класи вартості:

1. Поломка деталі та зупинка машини спричиняють невеликий збиток;

2. Поломка деталі та зупинка машини спричиняють великий збиток.

Значення коефіцієнта K_2 залежно від перерахованих умов наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта K_2 залежно від відповідальності деталі та класу вартості

Ступінь відповідальності деталі	Клас вартості деталі	
	1	2
1	1,0	1,0
2	1,1	1,2
3	1,2	1,3

Метод розрахунку деталей на міцність по допустимих напруженнях $[\sigma]$ або $[\tau]$ оснований на порівнянні робочих напружень $\sigma_{роб}$ або $\tau_{роб}$ із цими напруженнями:

$$\sigma_{роб} \leq [\sigma]$$

або

$$\tau_{роб} \leq [\tau], \quad (2.73)$$

де $[\sigma]$ і $[\tau]$ граничні допустимі напруження, які визначаються з граничних напружень $\sigma_{гран}$ або $\tau_{гран}$ з урахуванням коефіцієнта запасу міцності n :

або

$$[\sigma] = \sigma_{гран} / n$$

$$[\tau] = \tau_{гран} / n. \quad (2.74)$$

У випадку коли в деталі виникають тільки одні нормальні σ або тільки одні дотичні τ напруження, то обидва методи дають однакові результати і вважаються взаємозамінними. Якщо ж в деталі виникають одночасно нормальні σ і дотичні τ напруження, то правильна оцінка міцності виходить з допустимих напружень у відповідності з однією з теорій міцності в залежності від властивостей матеріалу.

При цьому допустимі напруження $[\sigma]$ порівнюються з еквівалентними напруженнями σ_e , що характеризують вплив на міцність деталі одночасної дії нормальних і дотичних напружень.

При складному напруженому стані, коли в деталі діють одночасно нормальні і дотичні напруження, еквівалентне напруження для пластичних матеріалів рекомендується підраховувати по енергетичній теорії міцності:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.75)$$

Іноді еквівалентне напруження для пластичних матеріалів підраховують по теорії найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.76)$$

Як показують останні дослідження, дані, отримані по енергетичній теорії

міцності, краще співпадають з експериментальними результатами.

Для крихких матеріалів застосовують теорію міцності Мора:

$$\sigma_e = \frac{1-\alpha}{2} \sigma + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (2.77)$$

де α - коефіцієнт, що характеризує різні властивості крихкого матеріалу при розтягу і стиску:

$$\alpha = \sigma_{розт} / \sigma_{стиск}. \quad (2.78)$$

Коефіцієнт запасу міцності при складному напруженому стані визначають за формулою:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (2.79)$$

2.2 Висновки до розділу 2

Можна стверджувати, що для оптимізації конструктивних параметрів деталей передньої підвіски автобуса Ataman A092 (Богдан A092) необхідно виконати:

1. Проаналізувати показники експлуатаційної надійності досліджуваних деталей;
2. Обґрунтувати початкові дані для розрахунку;
3. Провести розрахунки вибраними методами;
4. Розробити ескізну конструкторсько-технологічну документацію.

В результаті виконання комплексу поставлених задач призведе до приведення показників експлуатаційної надійності до нормативного рівня, а це в свою чергу до підвищення рентабельності та конкурентоспроможності АТП Слободянюк, якості обслуговування пасажирів.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ АВТОБУСА РІЗНИМИ МЕТОДАМИ. ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІСКИ

3.1 Моделювання об'єкту дослідження та попиту на перевезення пасажирів

Як відомо, на сьогоднішній день, наука має наступні основні методи моделювання: математичний; імітаційний; статистичний та інші.

Звісно кожний з цих методів має свої переваги та недоліки.

Наведемо характеристику кожного з цих методів. Математичне моделювання (також має назву аналітичне) використовують для встановлення математичних залежностей між параметрами об'єкту, що вивчається. Ці методи дозволяють глибоко та всебічно вивчити процеси, що досліджуються, встановити точні кількісні зв'язки між аргументами та функціями, глибоко проаналізувати явища, що досліджуються, на основі математичних моделей, які можуть бути надані у вигляді функцій, рівнянь, систем рівнянь, в основному диференціальних або інтегральних.

Звичайно спочатку створюють грубу модель, яку потім вже уточнюють. Така модель дозволяє достатньо повно розрахувати фізичні характеристики явища. При цьому дослідник отримує нову інформацію про функціональні зв'язки та властивості моделей.

Математичне моделювання проходить наступні етапи:

- постановка задачі, тобто прийняття рішення про необхідність моделювання і його мету. На цьому етапі слід чітко визначити і сформулювати мету досліджень. З мети досліджень випливатиме сукупність властивостей об'єкта моделювання, які підлягатимуть відбиттю у моделі;
- побудова математичної моделі;

- дослідження системи на моделі і прогнозування й управління оригіналом за результатами цих досліджень.

Метод математичного моделювання, який зводить дослідження явищ зовнішнього світу до математичних задач, дозволяє проектувати нові технічні засоби, що працюють в оптимальних режимах, для розв'язання складних задач науки і техніки; передбачати нові явища.

Створення математичної моделі залежить від варіанту вихідної ситуації, тобто обсягу початкової інформації, мети і засобів моделювання.

При моделюванні технічних систем можливі такі випадки:

- система добре вивчена, що дозволяє записати її математичну модель у вигляді аналітичних співвідношень, всі коефіцієнти яких відомі. В цьому випадку під час побудови моделі відсутні перші 2 етапи і зворотні задачі на третьому етапі;
- математична модель взагалі відома у вигляді аналітичної залежності, але деякі з коефіцієнтів її невідомі – побудова моделі починається з третього етапу, власне з розв'язання зворотних задач;
- відомо, що моделлю виступає саме функція певного виду, яка задається у неявному вигляді (наприклад, диференціальним рівнянням у частинних похідних), тому слід визначити мінімальну кількість експериментів для дискримінації моделі; моделювання починається з другого етапу, на якому випускають лише вибір способу представлення моделі;
- аналітичний вид моделі невідомий. Побудова моделі проходить повністю всі чотири етапи.

Використання математичних моделей є одним із основних методів наукового дослідження. Основними перевагами є те, що математичне моделювання:

- дає змогу на основі одного пристрою здійснити розв'язання цілого класу задач, які мають однакові або подібні математичні описи;
- забезпечує простоту переходу від однієї задачі до іншої;
- дає можливість моделювати по частинам (тобто декомпонувати систему на частини, моделювати кожну частину окремо і об'єднувати моделі, що відповідають

різними підсистемами чи аспектами опису), що особливо важливо під час моделювання складних транспортних систем;

- прискорюється процес моделювання за рахунок використання швидкої електронно-обчислювальної техніки;
- вимагає менших витрат внаслідок відсутності необхідності побудови великої кількості фізичних моделей і заміни суттєвої частки емпіричних досліджень теоретичними.

Імітаційне моделювання в широкому розумінні є процес конструювання моделі реальної системи та експериментування на цій моделі з метою визначити поведінку системи або оцінити (в рамках обмежень, зумовлених деяким критерієм чи сукупністю критеріїв) різні стратегії, що забезпечують функціонування даної системи.

Щоб застосувати такий метод для досліджень, створюють імітаційну систему, яка містить у собі імітаційну модель, а також внутрішнє та зовнішнє забезпечення. До ЕОМ вводяться потрібні вхідні дані і спостерігаються зміни показників, що у процесі моделювання можуть аналізуватися і піддаватися статистичній обробці.

Імітаційна модель – це комплексна математична й алгоритмічна модель досліджуваної системи. А метод, що базується на розробці та дослідженні імітаційних моделей, називається імітаційним моделюванням.

Переваги цього методу:

- на підставі аналізу імітаційної моделі можна заздалегідь визначити ефективність функціонування будь-якої проектованої системи й попередити необґрунтовані витрати людських, матеріальних ресурсів на побудову нераціональних систем;
- метод дає змогу досліджувати особливості функціонування системи за будь-яких умов, зокрема й тих, які не реалізовані в натурних експериментах;
- стає можливим прогнозувати поведінку системи в близькому та віддаленому майбутньому, екстраполюючи на моделі результати промислових випробувань;
- імітаційні моделі в багато разів скорочують час їх випробування;

- можна штучним шляхом швидко й у великому обсязі дістати потрібну інформацію;
- часто є єдиним реалізованим способом розв'язування задач.

Однак метод імітаційного моделювання застосовується не завжди, оскільки виконання розрахунків на імітаційних моделях потребує значних витрат часу дослідників, програмістів та ЕОМ.

Статистичні, або експериментально-статистичні моделі отримують статистичним обробленням експериментальних даних, зібраних на об'єкті, що досліджується. Структура статистичної моделі обирається вельми довільно. З метою спрощення математичного апарату, що застосовується, статистична модель часто набуває форми полінома, в якому детерміновані фактори виступають у ролі змінних $x_1...x_n$, а вплив стохастичних факторів схований у коефіцієнтах полінома.

Метод статистичного моделювання дає змогу працювати з великою кількістю даних, отриманих при дослідженні масових випадкових процесів на реальному об'єкті. Ці процеси є випадковими, бо події в таких системах можуть відбутися або не відбутися. У зв'язку з цим необхідно аналізувати випадкові, імовірнісні або стохастичні зв'язки, в яких кожному аргументу відповідає множина значень функції. Дослідження виявили, що не дивлячись на випадковий характер зв'язку, розсіювання має цілком визначені закономірності, які і встановлюються математичною статистикою. Використання статистичного моделювання доцільне, коли відомий результат процесів – великий обсяг статистичних даних, зібраних на реальному об'єкті, а причина утворення саме таких значень – невідома. Статистичне моделювання надає змогу за допомогою засобів математичної статистики визначити природу отриманих даних.

Статистичний метод дозволяє виявити в явищах і об'єктах схожі риси і відмінності, за якими можна відокремити їх особливості. Цей метод моделювання дає можливість розглядати об'єкт не ізольовано, а в його різнобічних зв'язках з іншими явищами, процесами, об'єктами та зовнішнім середовищем, визначити фактори, що спричиняють найбільші зміни в об'єкті дослідження. Статистика застосовує метод наукової абстракції. Він означає абстрагування наших уявлень про

процеси та явища, що вивчаються, від випадкового, перехідного, одиничного і виділення в них типового, стійкого.

Особливості статистичної методології пов'язані з точними вимірюванням і кількісним описанням масових явищ, з використанням узагальнюючих показників для характеристики об'єкта та існуючих закономірностей. Можливість отримати за допомогою статистики об'єктивне відображення дійсності і виявити закономірності притаманні досліджуваному явищу у даних умовах, пов'язані з особливістю природи статистичних показників. Вони характеризують не окремі випадки досліджуваного явища, а повним чином окреслені маси, групи, сукупності випадків [24].

Імітаційне моделювання в даному випадку не доцільно застосовувати для досліджень, бо воно досить складне і потребує доволі великий обсяг статистичних даних. Тому доцільно відхилити спробу застосувати імітаційне моделювання.

З описаних вище методів моделювання в даній роботі будемо використовувати математичне моделювання.

Складність побудування математичної моделі, яка б адекватно описувала досліджуємих процес, обумовлюється тими обставинами, щоб, з одного боку, модель не повинна бути громіздкою, тобто повинна враховувати лише головні фактори, які впливають на критерій оптимізації.

Отже виконаємо моделювання величини попиту на перевезення пасажирів.

Пропонуємо виконати прогнозування на основі даних зміни пасажирообігу автобусних перевезень товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство «Слободянюк».

Початкові дані для моделювання зміни величини попиту на автоперевезення групами автомобілів наведені в таблиці 3.1.

Метод експонентного згладжування. Принцип експонентного згладжування дає змогу прогнозувати характеристики параметрів контрольованих процесів у разі допущення незмінності їх моделей як на ділянці спостереження за цими процесами, так і на ділянці прогнозування.

Складається динамічний ряд, будується його графічне зображення, вибирається апроксимуюче рівняння $y = a_0 + a_1 t$, знаходяться значення параметрів цього рівняння, визначається розрахункова величина y_t для кожного року й знаходиться середньоквадратична похибка, тобто заповнюється таблиця 3.2.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для прогнозування

Рік	Пасажиروобіг, тис. пас×км			
	ПАЗ 3205	IVECO SACCIALALI 120E18 695	Богдан A145 A079	Богдан A-092
2020	9715	5185	6105	20932
2021	9742	5359	6241	21946
2022	9733	5402	6334	22801
2023	9755	6144	6170	21954
2024	9795	5948	6268	25038

Таблиця 3.2– Вихідні дані для визначення пасажирообігів рік

Роки	Час t роки	Пасажи-рообіг, тис. пас×км	t^2	t_{y1}	y_t^2	$a_1 \cdot t$	$\bar{y}_t$	$y_t - \bar{y}_t = \varepsilon_t$	ε_t^2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ПАЗ 3205									
2020	1	9715	1	9715	94381225	17,3	9713,4	1,6	2,56
2021	2	9742	4	19484	94906564	34,6	9730,7	11,3	127,69
2022	3	9733	9	29199	94731289	51,9	9748	-15	225
2023	4	9755	16	39020	95160025	69,2	9765,3	-10,3	106,09
2024	5	9795	25	48975	95942025	86,5	9782,6	12,4	153,76
Σ	15	48740	55	146393	475121128	259,5	48740	$-1,8 \times 10^{-12}$	615,1
IVECO SACCIALALI 120E18 695									
2020	1	5185	1	5185	26884225	231,1	5145,4	39,6	1568,16
2021	2	5359	4	10718	28718881	462,2	5376,5	-17,5	306,25
2022	3	5402	9	16206	29181604	693,3	5607,6	-205,6	42271,36
2023	4	6144	16	24576	37748736	924,4	5838,7	305,3	93208,09
2024	5	5948	25	29740	35378704	1155,5	6069,8	-121,8	14835,24
Σ	15	28038	55	86425	157912150	3466,5	28038	$-9,1 \times 10^{-13}$	152189,1
Богдан A145 A079									
2020	1	6105	1	6105	$3,7 \times 10^8$	25,5	6172,6	-67,6	4569,76
2021	2	6241	4	12482	$3,9 \times 10^7$	51	6198,1	42,9	1840,41
2022	3	6334	9	19002	4×10^7	76,5	6223,6	110,4	12188,16

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7
2020	6105	6095,33	6043,55	6147,10	25,50	6172,60
2021	6241	6098,52	6061,69	6135,35	18,14	6153,48
2022	6334	6145,54	6089,36	6201,71	27,67	6229,38
2023	6170	6207,73	6128,42	6287,04	39,06	6326,10
2024	6268	6195,28	6150,49	6240,07	22,06	6262,14
Богдан А-092						
2020	20932	18399,29	16730,38	20068,20	822,00	20890,20
2021	21946	19235,08	17556,93	20913,24	826,55	21739,79
2022	22801	20129,69	18405,94	21853,43	849,01	22702,44
2023	21954	21011,22	19265,68	22756,76	859,74	23616,50
2024	25038	21322,34	19944,38	22700,30	678,70	23378,99

Для кожного року визначаються експонентні середні:

$$S_{(t)}^{[1]}(y) = 0.67y_{t-1} + 0.33S_{t-1}^{[1]}(y); S_{(t)}^{[2]}(y) = 0.67S_{t-1}^{[1]}(y) + 0.33S_{t-1}^{[2]}(y) \quad (3.2)$$

Оскільки згідно з формулами (3.2) неможливо розрахувати $S_{(t)}^{[1]}$ і $S_{(t)}^{[2]}$ при $t=1$, то для 1-го елемента, тобто $t=1$, визначаються початкові умови за формулами:

$$S_{(t)}^{[1]}(y) = a_0 - \frac{1-\alpha}{\alpha}a_1; \quad S_{(t)}^{[2]}(y) = a_0 - \frac{2(1-\alpha)}{\alpha}a_1 \quad (3.3)$$

В формулах (3.3) a_0 і a_1 відповідають коефіцієнтам рівняння часового тренду, що був одержаний методом найменших квадратів.

Розраховуються значення коефіцієнтів:

$$a_0 = 2S_{(t)}^{[1]}(y) - S_t^{[2]}(y), \quad a_1 = S_{(t)}^{[1]}(y) - S_t^{[2]}(y). \quad (3.4)$$

Всі показники вносяться в табл. 3.4.

Визначається похибка прогнозу

$$\sigma_{y_{t+1}} = \sigma_{\varepsilon_1} \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{(2-\alpha)^3} [1 + 4(1-\alpha) + 5 \cdot (1-\alpha)^2 + 2 \cdot \alpha(4-3 \cdot \alpha) \cdot p + 2 \cdot \alpha^2 \cdot p^2]} ; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{\varepsilon_1} = \sqrt{\frac{\sum (y_t - \bar{y})^2}{m-1}},$$

де p - величина горизонту прогнозу;

Розраховуються прогнозовані рівні на 2025 рік й установлюються максимальні й мінімальні їх межі (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Прогнозовані значення пасажирообігу на 2025 рік, тис. пас×км

Автобуси	$\bar{y}_{t+1}(2025)$	$\sigma_{y_{t+1}}$	$\bar{y}_{t+1} \max$	$\bar{y}_{t+1} \min$
ПАЗ 3205	9802,98	29,551	9832,54	9773,43
IVECO SASSIAMALI 120E18 695	6288,07	180,288	6468,36	6107,78
Богдан А145 А079	6290,53	479,21	6769,74	5811,3
Богдан А-092	25152,63	2051,51	27204,14	23101,12

Результати розрахунків наносяться на графіки (рис. 3.1 – 3.3).

P , тис. пас×км

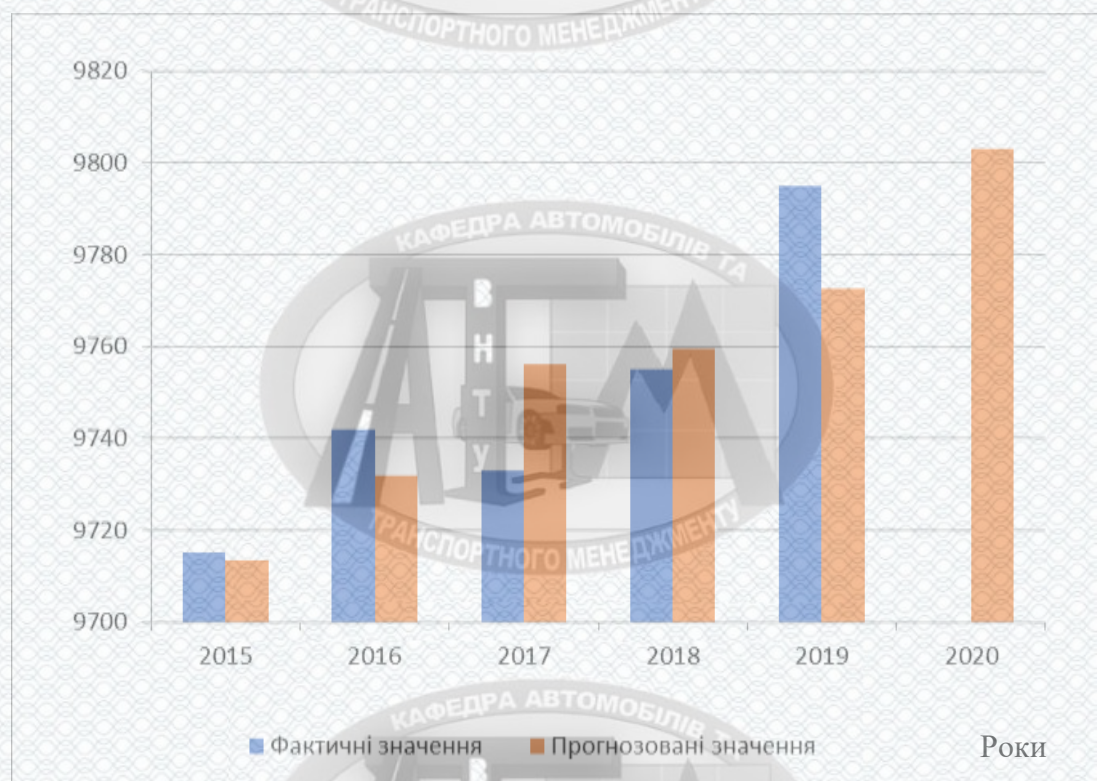


Рисунок 3.1 – Прогнозування величини пасажирообігу для автобусів ПАЗ 3205 методом експонентного згладжування

P , тис. пас×км

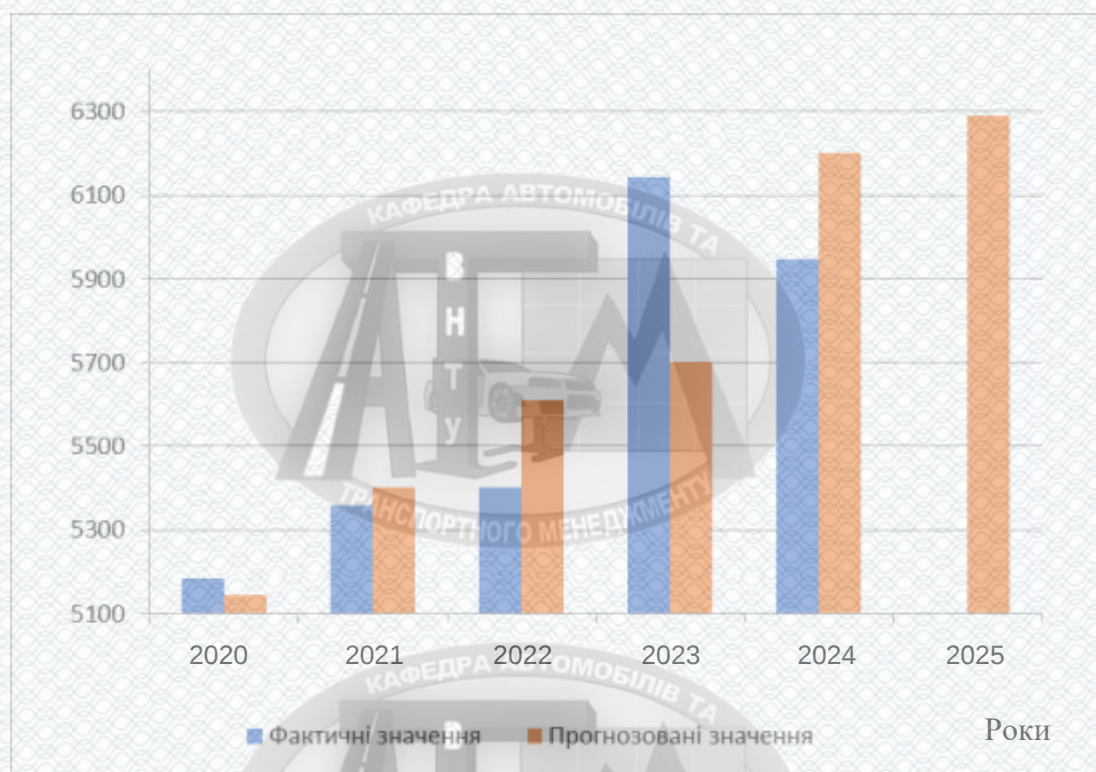


Рисунок 3.2 – Прогнозування величини пасажирообігу для автобусів IVECO SACCIALI методом експонентного згладжування

P , тис. пас×км

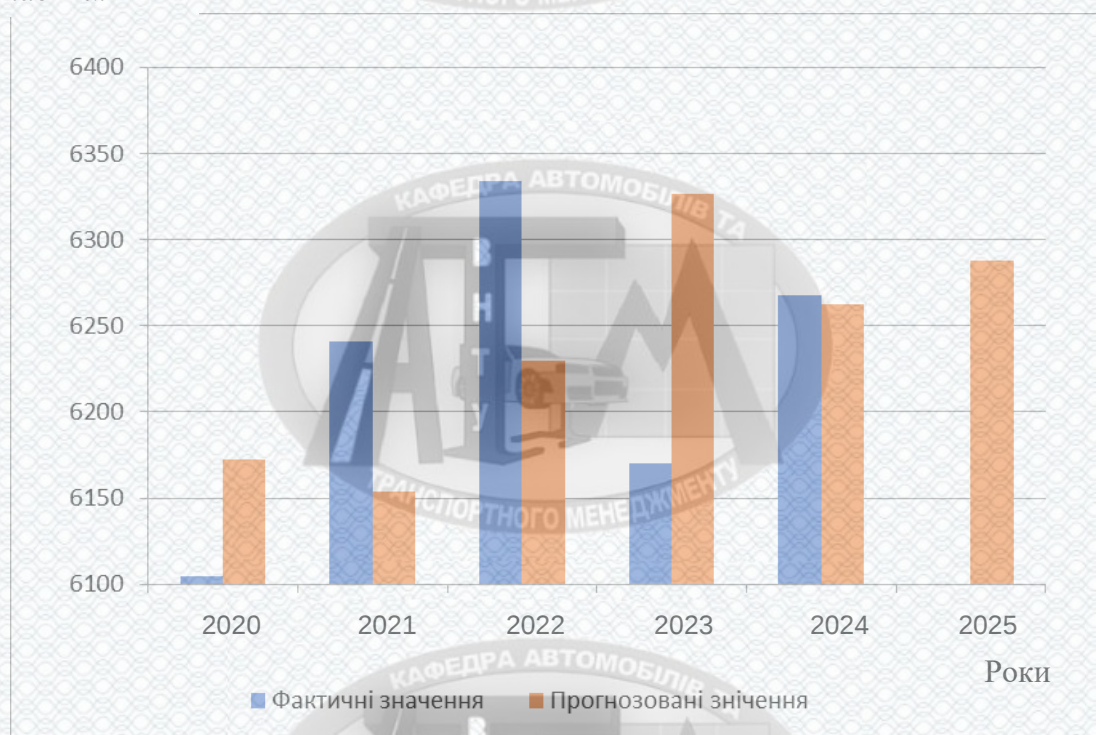


Рисунок 3.3 – Прогнозування величини пасажирообігу для автобусів Богдан A145 A079 методом експонентного згладжування

P , тис. пас×км

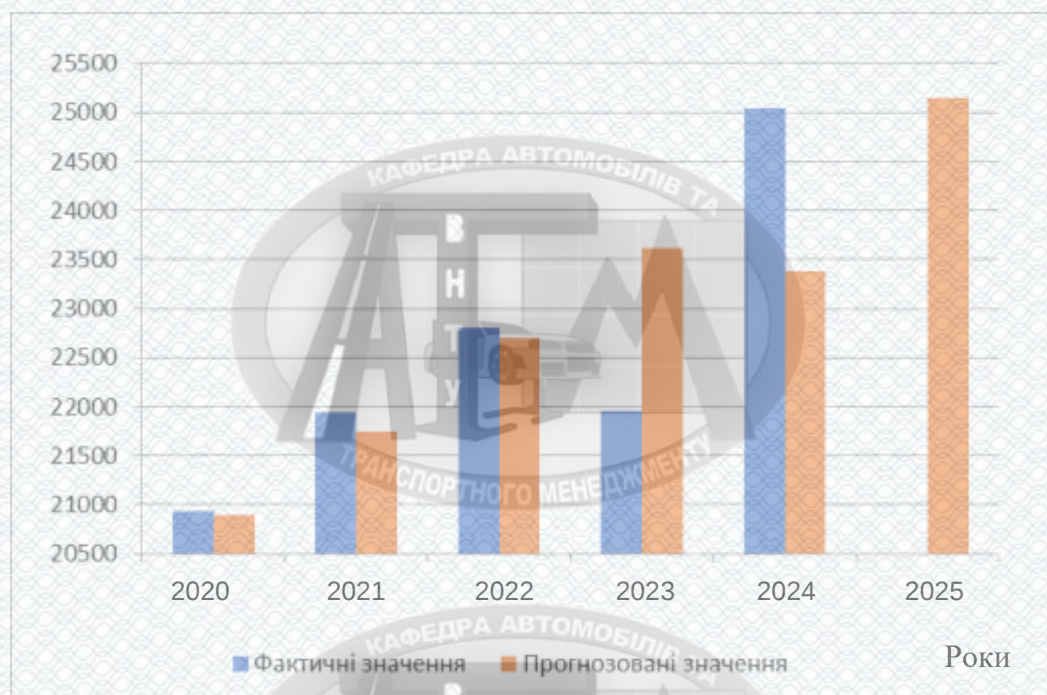


Рисунок 3.4 – Прогнозування величини пасажирообігу для автобусів Богдан А-092 методом експонентного згладжування

Отже методом експонентного згладжування одержані такі значення пасажирообігу: ПАЗ 3205 – 9802,98 тис. пас×км; IVECO SASSIAMALI 120E18 695 – 6288,07 тис. пас×км; Богдан А145 А079 – 6290,53 тис. пас×км; Богдан А-092 – 25152,63 тис. пас×км. Для подальшого розрахунку будемо використовувати ці значення так як метод прогнозування більш точний, а результати близькі до методу простої екстраполяції.

3.2 Обґрунтування початкових даних та вибір методів розрахунку

Основні початкові дані вибирались з конструкторської документації [15] автобуса Ataman A092 (Богдан А092) для розв'язку задач (передня підвіска):

- довжина важеля передньої підвіски $l_b=270\text{мм}$;
- жорсткість підвіски в статичному положенні $c_0=55,5\text{Н/мм}$;
- максимальний кут повороту важеля при ході стиску підвіски від статичного положення $\varphi_1=18^\circ25'$;

- максимальний кут повороту важеля при ході відбою підвіски від статичного положення $\varphi_2=21^\circ30'$;
- максимальний хід стиску підвіски $f_1=78\text{мм}$;
- максимальний хід відбою підвіски $f_2=98\text{мм}$;
- максимальне навантаження на переднє колесо $F_w=8250\text{ Н}$;
- матеріал торсіона сталь 40CrMo4;
- допустиме напруження кручення матеріалу торсіона $\tau_0=845\text{ МПа}$;
- допустиме амплітудне напруження $\tau_a=325\text{ МПа}$;
- межа витривалості кручення матеріалу торсіона $\tau_{-1}=400\text{ МПа}$;
- модуль пружності другого роду матеріалу торсіона $G=810^4\text{ МПа}$;
- діаметр поперечного перерізу серійного торсіона $d=27,5\text{ мм}$;
- довжина робочої частини серійного торсіона $l=1100\text{ мм}$;
- решта геометричних розмірів торсіона і спряженого з ним поперечного важеля згідно їх робочих креслень.

Торсіон і важіль працюють при повторно-змінних навантаженнях, тому їх потрібно розраховувати на витривалість. Оскільки важіль має складну геометричну форму, то доцільно розраховувати його, використовуючи метод скінчених елементів. Використовуючи цей метод, отримаємо найточніші значення напружень і деформацій та їх розподіл по об'єму деталі.

3.3 Розрахунок торсіона передньої підвіски та аналіз результатів

Розрахунок конструктивних параметрів торсіона здійснювали розв'язуванням таких основних задач [7,8]:

- визначення оптимальної жорсткості;
- визначення геометричних параметрів (діаметр, довжина);
- оцінка надійності і довговічності.

Схеми з'єднання торсіон-важіль і положень важеля передньої підвіски автобуса Ataman A092 (Богдан A092) наведені на рис. 3.5 і 3.6.

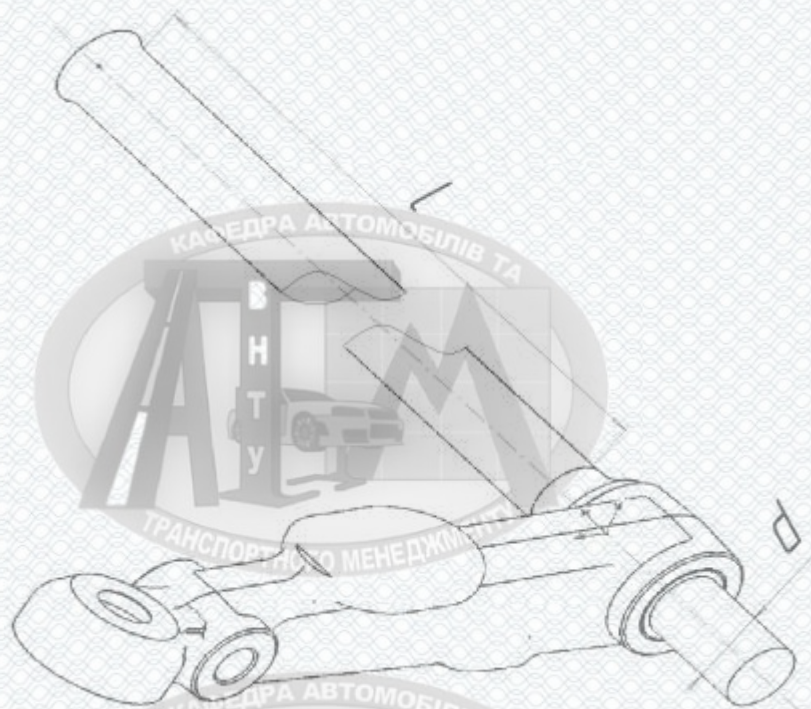


Рисунок 3.5 – Схема з'єднання торсіон-важіль передньої підвіски автобуса

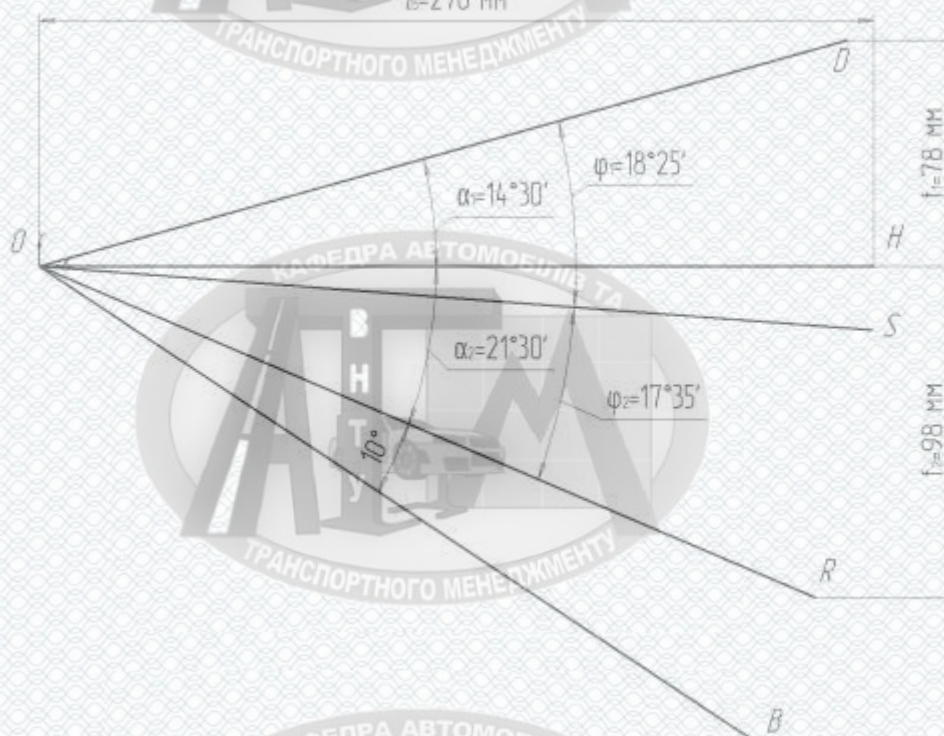


Рисунок 3.6 – Положення важеля передньої підвіски: D – верхнє граничне; H – горизонтальне; S – статичне; R – нижнє граничне; B – теоретичне положення важеля, за якого торсіон повністю розвантажений

Розрахунок міцнісних та геометричних параметрів виконували з використанням програми *Excel*, блок-схема якого наведена на рис. 3.7.

У перелік початкових даних крім вищеподаних входять наступні:

- α_1 - кут закрутки торсіона при ході стиску від горизонтального положення (див. рис. 3.7.);
- α_2 - кут закрутки торсіона при ході відбою від горизонтального положення (див. рис. 3.7.);
- $k_d=0,9$ – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу;
- $k_\tau=1,0$ – коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень;
- $\psi_\tau=0,15$ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень.

Числові значення коефіцієнтів k_d , k_τ та ψ_τ вибирались з [7].

Спочатку визначались кути закручування торсіона при ходах стиску φ_1 і відбою φ_2 підвіски, а також кут його попереднього закручення φ_v . Потім визначались зусилля F_1 і F_2 , що виникають при його закручуванні і відповідних положеннях важеля з кутами φ_1 і φ_2 . Розраховувалось амплітудне F_A та максимальне F_{max} зусилля, які виникають у торсіоні при граничних ходах підвіски. Визначались також мінімально необхідний момент опору поперечного перерізу торсіона y_1 та y_2 з умови міцності при крученні при дії сил F_A та F_{max} . Потім вибиралось максимальне серед двох значень y_1 та y_2 . На підставі цього розраховувались мінімальний діаметр торсіона в d та його робоча довжина l [7]. Після цього виконувався перевірковий розрахунок і визначався коефіцієнт запасу міцності n_τ торсіона [7].

В результаті отримано такі основні параметри торсіона: діаметр - $d=27,5\text{мм}$; довжина - $l=1100\text{мм}$. Вони не відрізняються від фактичних. При цьому коефіцієнт запасу міцності $n_\tau=1$. Отже теоретично такий торсіон повинен витримати нескінчену кількість циклів навантаження. Однак, в реальних умовах через порушення у технології виготовлення, перевантаження автобуса, корозію матеріалу та інші непередбачувані умови а також режими його експлуатації значення цих параметрів не забезпечують безвідмовність підвіски.

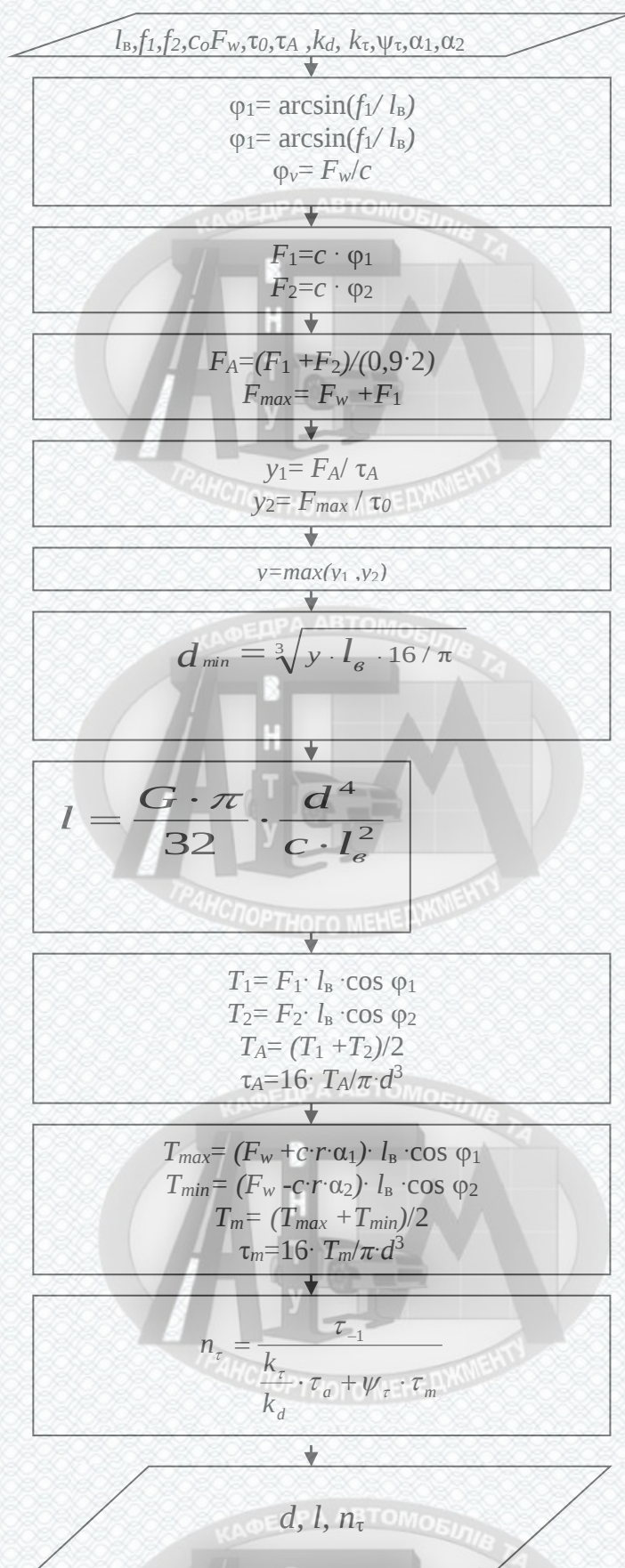


Рисунок 3.7 - Блок-схема розрахунку торсіона

Відомо [16], що під час проектування деталей підвіски автомобілів коефіцієнт запасу міцності торсіонів повинен бути в межах 2-3. Тому виконаємо розрахунок торсіона (з використанням програми *Excel*) для ряду діаметрів з метою встановлення залежності від них коефіцієнта запасу міцності n_τ і довжини торсіона l . Результати розрахунку наведено у таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку характеристик серійного торсіона передньої підвіски

Діаметр $d, \text{м}$	Коеф.запасу міцності n_τ	Довжина $l, \text{м}$	Діаметр $d, \text{м}$	Коеф.запасу міцності n_τ	Довжина $l, \text{м}$
0,0250	0,740	0,758	0,0305	1,343	1,679
0,0255	0,785	0,820	0,0310	1,410	1,792
0,0260	0,832	0,887	0,0315	1,480	1,910
0,0265	0,881	0,957	0,0320	1,551	2,034
0,0270	0,932	1,031	0,0325	1,625	2,165
0,0275	0,985	1,110	0,0330	1,701	2,301
0,0280	1,039	1,193	0,0335	1,780	2,444
0,0285	1,096	1,280	0,0340	1,861	2,593
0,0290	1,155	1,372	0,0345	1,944	2,749
0,0295	1,215	1,469	0,0350	2,030	2,912
0,0300	1,278	1,572			

На графіку (рис. 3.8) це відповідні криві, які описуються аналітично формулами:

$$n_\tau \approx 47339 \cdot d^3; \quad (3.6)$$

$$l \approx 1940212 \cdot d^4. \quad (3.7)$$

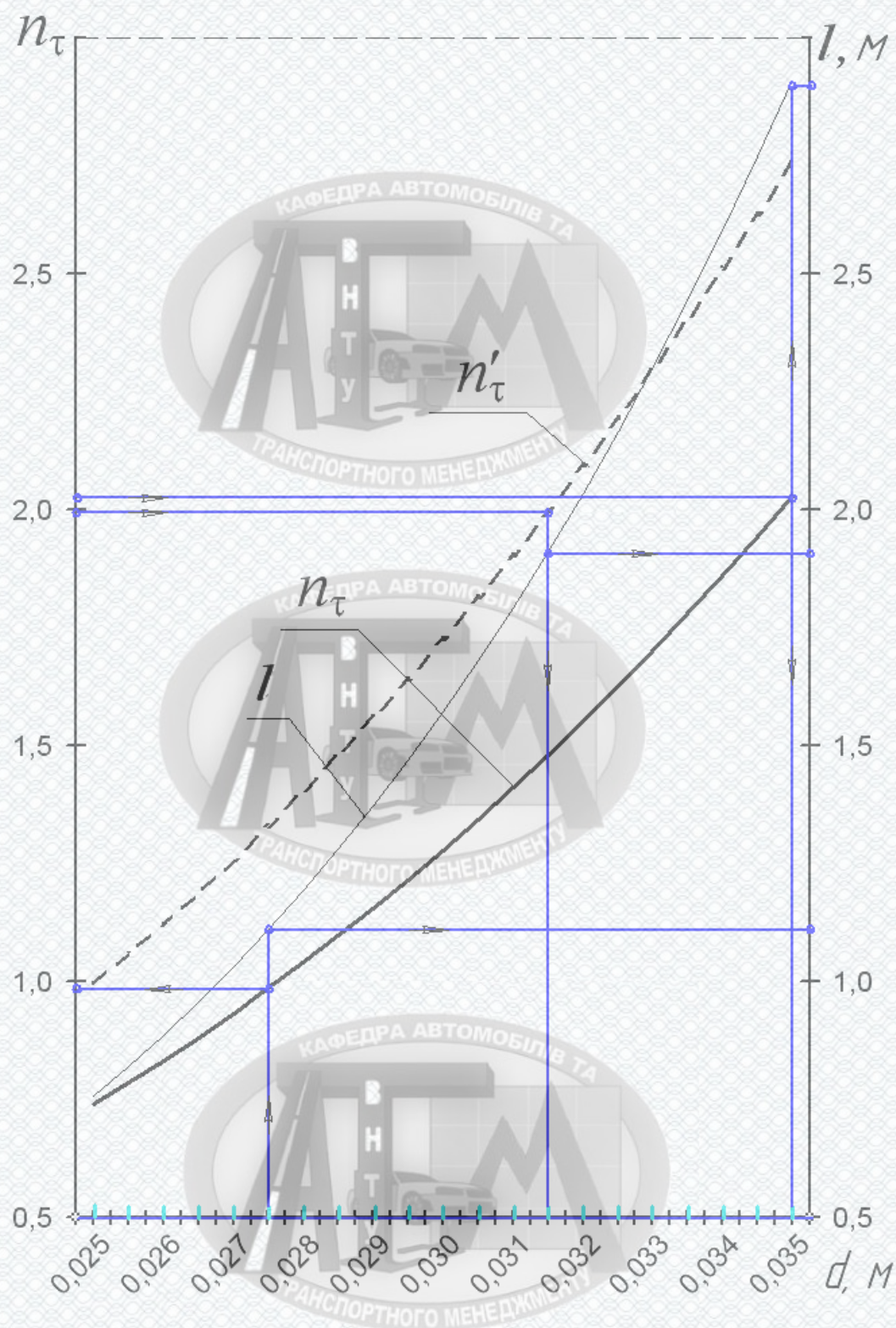


Рисунок 3.8 – Залежність коефіцієнта запасу міцності серійного n_τ і проектного n'_τ торсіона і довжини торсіона l від його діаметра.

Отже, як видно з рисунка, щоб забезпечити рекомендований коефіцієнт запасу міцності, наприклад, $n_\tau = 2$, необхідно збільшити діаметр торсіона до $d = 35$ мм.

Однак, це призведе до збільшення його жорсткості. Відомо, що стандарт ISO 2631 [17], обумовлює частоту власних коливань кузова автобуса в межах 0,8 - 1,2 Гц. Вибір саме такого діапазону частот ґрунтується на широких дослідженнях [18,19] впливу частоти власних коливань кузова автомобіля на психофізіологічний стан людини у коливальній системі „людина-автомобіль-дорога”. В результаті досліджень встановлено, що із збільшенням частоти коливань ω зростає пульс людини ω_n (криві 1 на рис. 3.9) та енерговитрати W_n її організму (криві 2 на рис. 2.5). Приведені криві включають оцінку математичного сподівання та інтервали для довірчої ймовірності 80%.

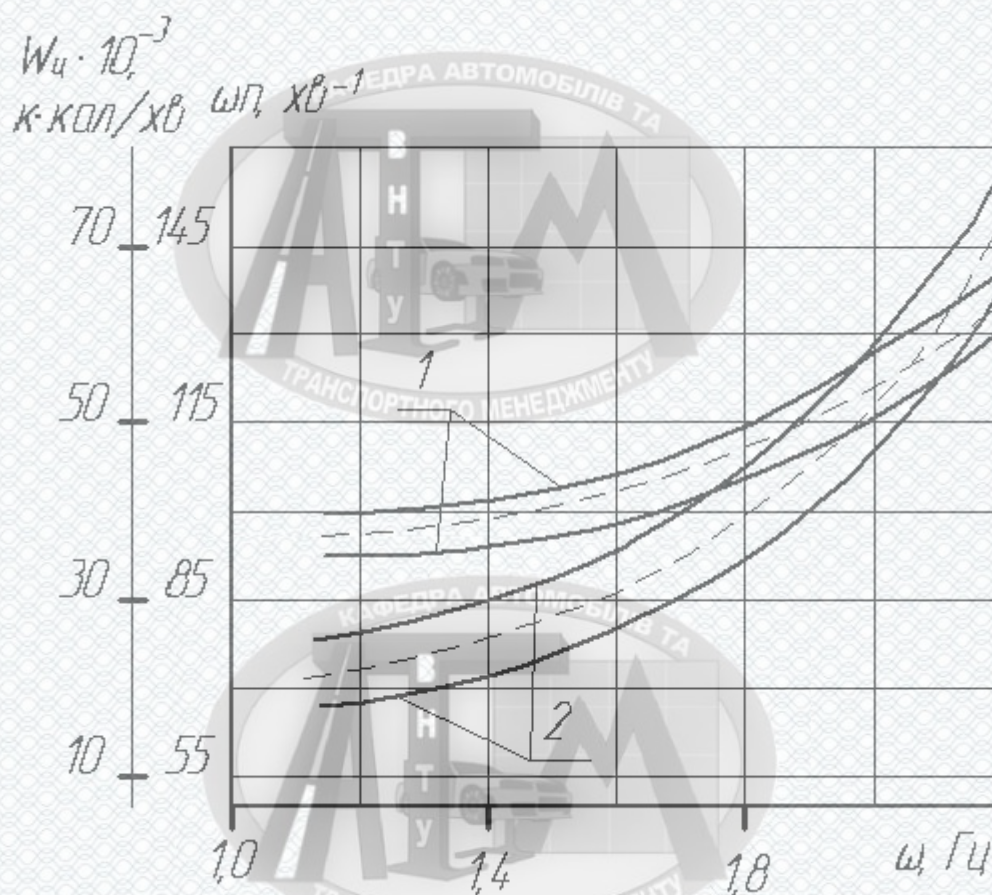


Рисунок 3.9 – Вплив частоти коливань на фізіологічні показники людини

На рисунку 3.9 представлені середньоквадратичні прискорення тіла і голови залежно від частоти коливань знайдені з довірчою ймовірністю 80% у вертикальному z'' , поздовжньому x'' та поперечному y'' напрямках.

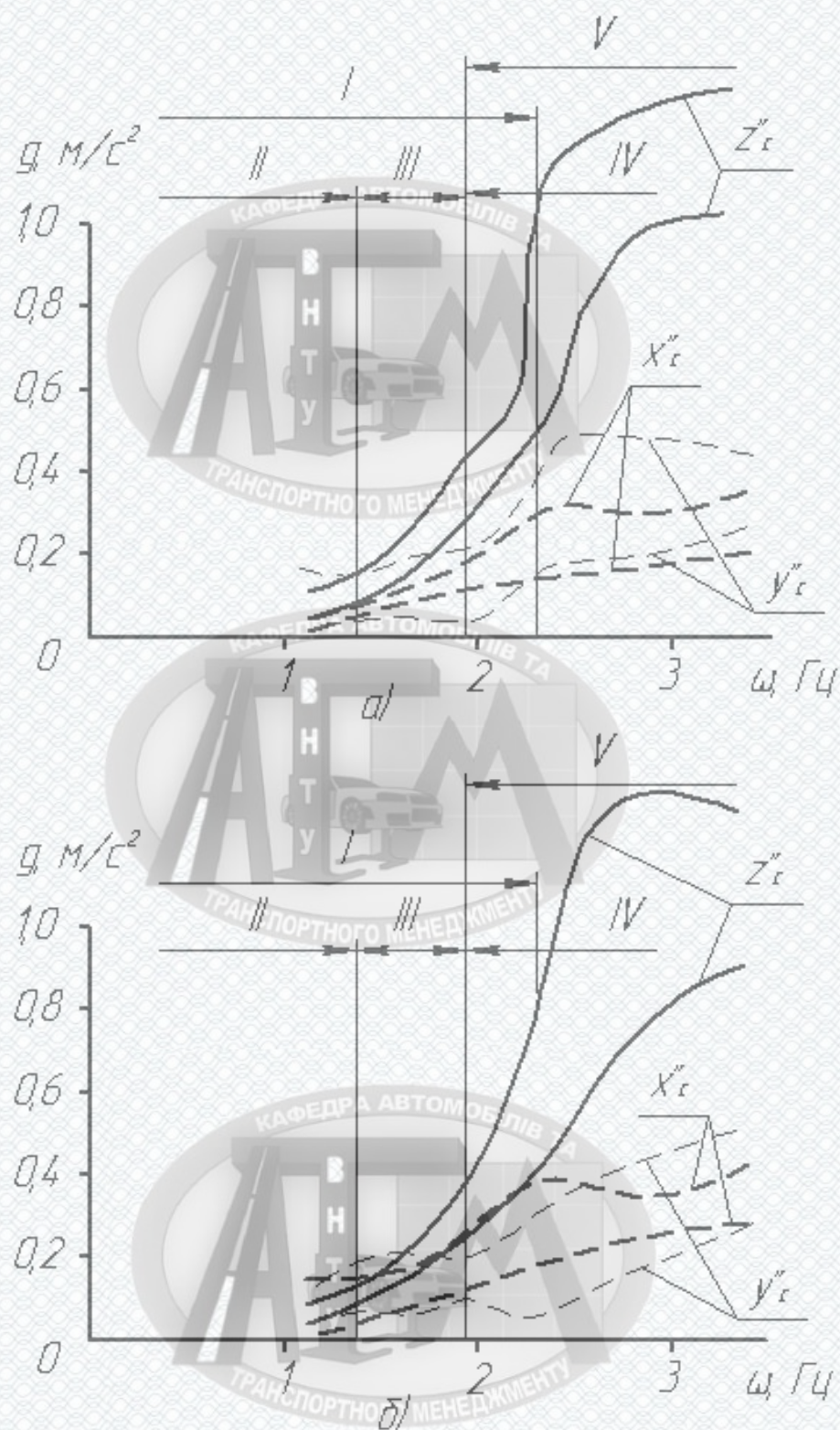


Рисунок 3.10 – Середньоквадратичні прискорення людини в залежності від частоти коливань: а - для тіла; б – для голови; I – зона ходьби; II – низька частота; III – звичайна частота; IV – висока частота; V – зона бігу

Тому для збереження частоти власних коливань кузова необхідно, щоб новий торсіон мав таку саму жорсткість $c_0 = 55,5 \text{ Н/мм}$ як і серійний. Для цього потрібно, збільшуючи діаметр торсіона, збільшувати і його довжину. Але, як видно із залежності довжини l від діаметра d , при рекомендованому коефіцієнті запасу міцності $n_\tau=2$ отримано збільшену майже у 3 рази довжину торсіона $l = 2912 \text{ мм}$. Її важко забезпечити конструктивно, крім цього зростає і маса торсіона, що спричинить збільшення вартості автобуса.

У такій ситуації для забезпечення необхідних надійності та жорсткості підвіски і уникнення збільшення габаритних розмірів можна реконструювати передню підвіску з одного на два торсіони, які будуть з'єднані відповідно з верхнім та нижнім поперечними важелями [20]. Таким чином, можна у 2 рази зменшити довжину торсіонів із збереженням стандартизованої жорсткості підвіски. Однак, це спричинить ускладнення конструкції підвіски та збільшення трудомісткості її виготовлення і відповідно ріст вартості.

Існує інший варіант розв'язку цієї задачі, зокрема можна замінити матеріал серійного торсіона - сталь 40CrMo4 ($\tau_0 = 845 \text{ МПа}$) на інший, наприклад, – сталь 65C2BA ($\tau_0 = 1200 \text{ МПа}$) [21]. Ця сталь середньолегована, не дорожча за сталь серійного торсіона, має більший вміст вуглецю, кращі пружні та міцнісні характеристики, належить до класу високоякісних та добре гартується. Для наведеної умови задачі було виконано аналогічні розрахунки торсіона, виготовленого із запропонованої марки сталі. Результати розрахунків залежності n'_τ проектного торсіона від його діаметра d наведено у таблицю 3.6, зображено на рис. 3.11 відповідною кривою і описується аналітично виразом:

$$n_\tau \approx 63908 \cdot d^3. \quad (3.8)$$

Отже, виходячи з умов забезпечення необхідної надійності ($n_\tau=2$) і жорсткості ($c_0=55,5 \text{ Н/мм}$) приймаємо такі оптимальні конструктивні параметри проектного торсіона: діаметр $d=31,5 \text{ мм}$, довжина $l=1910 \text{ мм}$.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку характеристик проектного торсіона передньої підвіски

Діаметр $d, \text{м}$	Коеф.запасу міцності n_τ	Довжина $l, \text{м}$	Діаметр $d, \text{м}$	Коеф.запасу міцності n_τ	Довжина $l, \text{м}$
0,0250	0,999	0,758	0,0305	1,813	1,679
0,0255	1,060	0,820	0,0310	1,904	1,792
0,0260	1,123	0,887	0,0315	1,998	1,910
0,0265	1,189	0,957	0,0320	2,094	2,034
0,0270	1,258	1,031	0,0325	2,194	2,165
0,0275	1,329	1,110	0,0330	2,297	2,301
0,0280	1,403	1,193	0,0335	2,403	2,444
0,0285	1,479	1,280	0,0340	2,512	2,593
0,0290	1,559	1,372	0,0345	2,624	2,749
0,0295	1,641	1,469	0,0350	2,740	2,912
0,0300	1,726	1,572			

3.4 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски методом скінчених елементів та аналіз результатів

3.4.1 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром $d=27,5$ мм, довжина $l=1100$ мм) з використанням програми *CATIA*.

На основі початкових даних (Конструкторська документація заводу виготовлювача) створено математичну модель важеля передньої підвіски в програмі *SolidWork*. Перетворено її у формат програми *CATIA* (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) — система автоматизованого проектування (САПР) французької фірми *Dassault Systèmes*. Це програма для автоматизованого проектування, в основі якої лежить концепція *PLM* (*Product Lifecycle Management* – управління даними про продукт на протязом його життєвого циклу) і має програмні модулі для комплексного розв’язування задач як розробка дизайну виробів, інженерний аналіз, програмування обробки деталей різанням на верстатах з ЧПК, системний аналіз виробів, проектування інженерних систем і комунікацій, керування процесом проектування та інші. В *CATIA* за допомогою модуля *Generativ Structural Analysis* розрахунок проводився методом скінчених елементів. Перший етап розрахунку полягає у розбитті важеля на скінчені елементи (рис. 3.11).

Вибираємо форму скінченного елемента - правильний тетраедр. Задаємо розміри скінчених елементів: мінімальний – 1 мм, максимальний - 8мм, що оптимально даної форми деталі. Для точнішого розрахунку і кращого використання ресурсів комп'ютера програма автоматично розбиває деталь на скінчені елементи, застосовуючи дрібніше розбиття (до 1мм) на ділянках складної форми і грубіше розбиття (до 8мм) - на ділянках простішої форми.

Другий етап розрахунку полягає у прикладенні навантаження до важеля і визначення умов його закріплення. Розглянемо два граничні випадки: перший - максимальний хід стиску, важіль не впирається в упор кузова автобуса; другий – максимальний хід стиску, важіль впирається в упор кузова автобуса. У першому випадку прикладаємо навантаження 8125 Н до головки важеля і жорстко закріплюємо його в шарнірі, тобто умовно вважаємо, що торсіон більше не закручується, при цьому важіль працює на згин. В результаті розрахунку отримуємо максимальне значення напруження на основі теорії Мізеса-Губерта $\sigma_m=246$ МПа (рис. 3.11), а максимальний прогин важеля $\Delta=1,26$ мм (рис. 3.12).

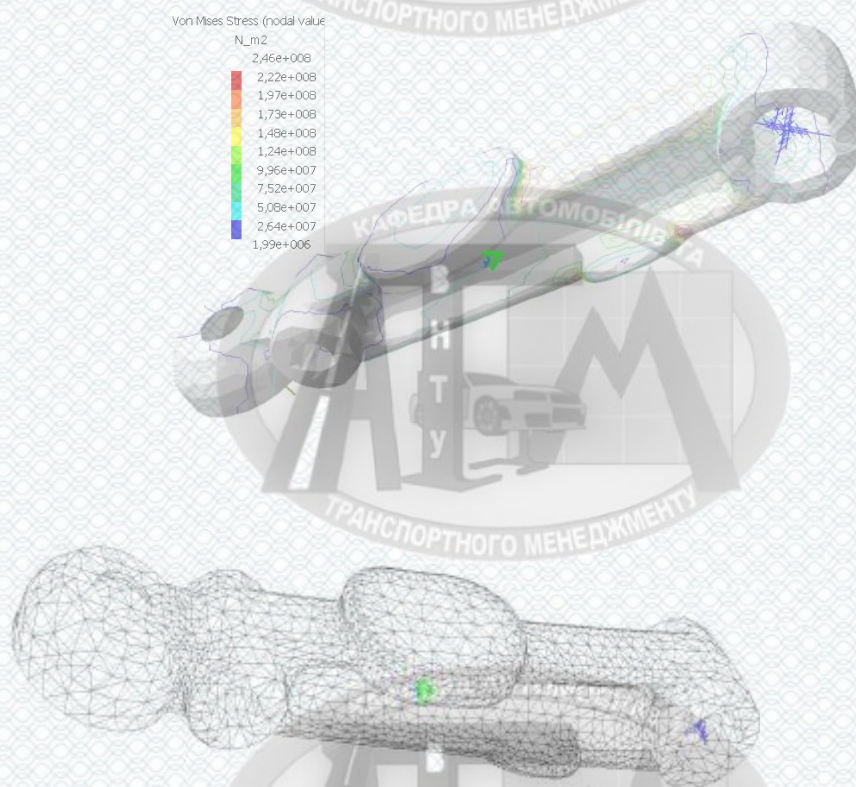


Рисунок 3.11 – Розбиття важеля передньої підвіски автобуса на скінчені елементи (серійний варіант)

У другому випадку аналогічно прикладаємо навантаження і жорстко закріплюємо в шарнірі, а також закріплюємо важіль на площадці, що впирається в упор. В результаті розрахунку отримуємо максимальне значення напруження $\sigma_m=190$ МПа (рис. 3.13), а максимальний прогин важеля $\Delta=0,253$ мм (рис. 3.14). Крім цього отримуємо не тільки максимальні значення напружень, а також і їх розподіл за довжиною деталі. З рисунків 3.10 і 3.12 видно, де розміщені ділянки, в яких виникають найбільші напруження. В цих місцях необхідно зробити підсилення конструкції.

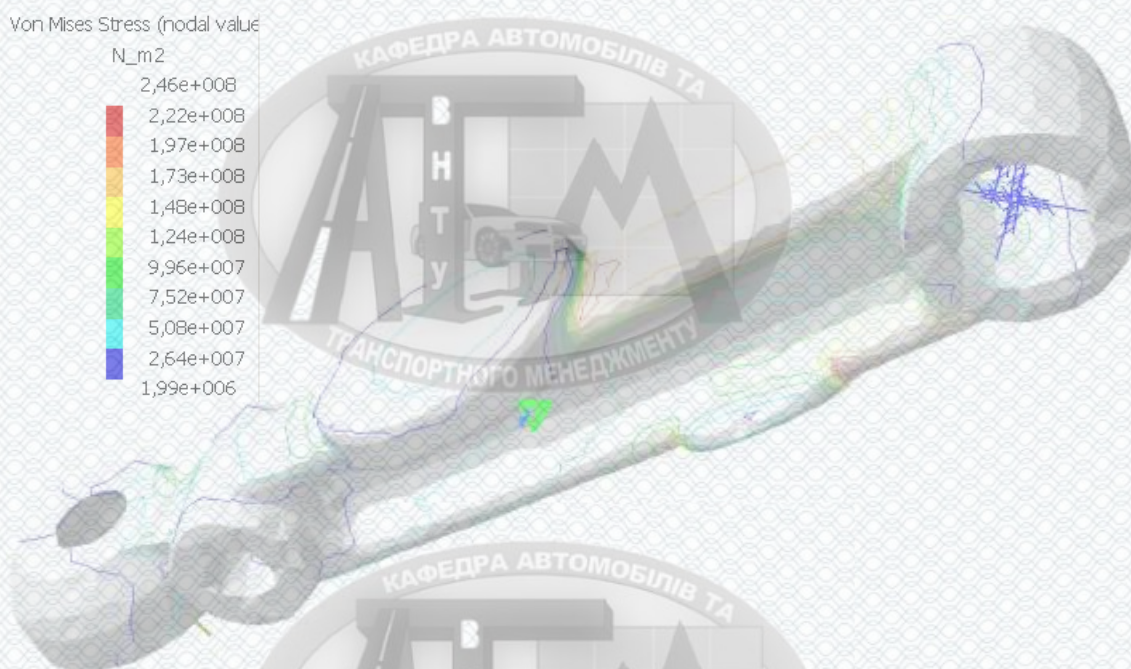


Рисунок 3.12 – Розподіл напружень за теорією Мізеса-Губерта на довжині серійного важеля, який не впирається в упор



Рисунок 3.13 – Розподіл місцевих прогинів серійного важеля, який не впирається в упор

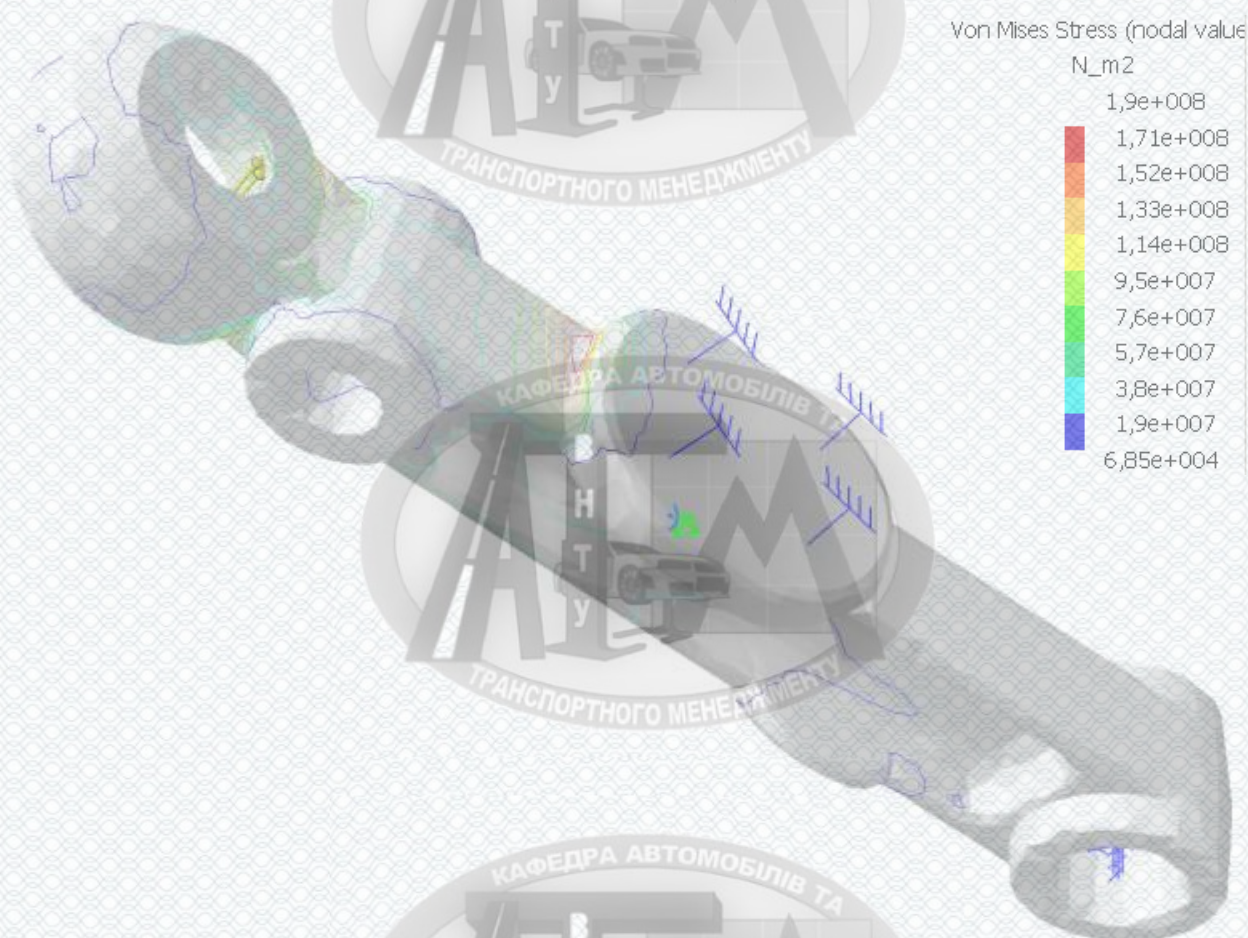


Рисунок 3.14 – Розподіл напружень за теорією Мізеса-Губерта на довжині серійного важеля, який впирається в упор

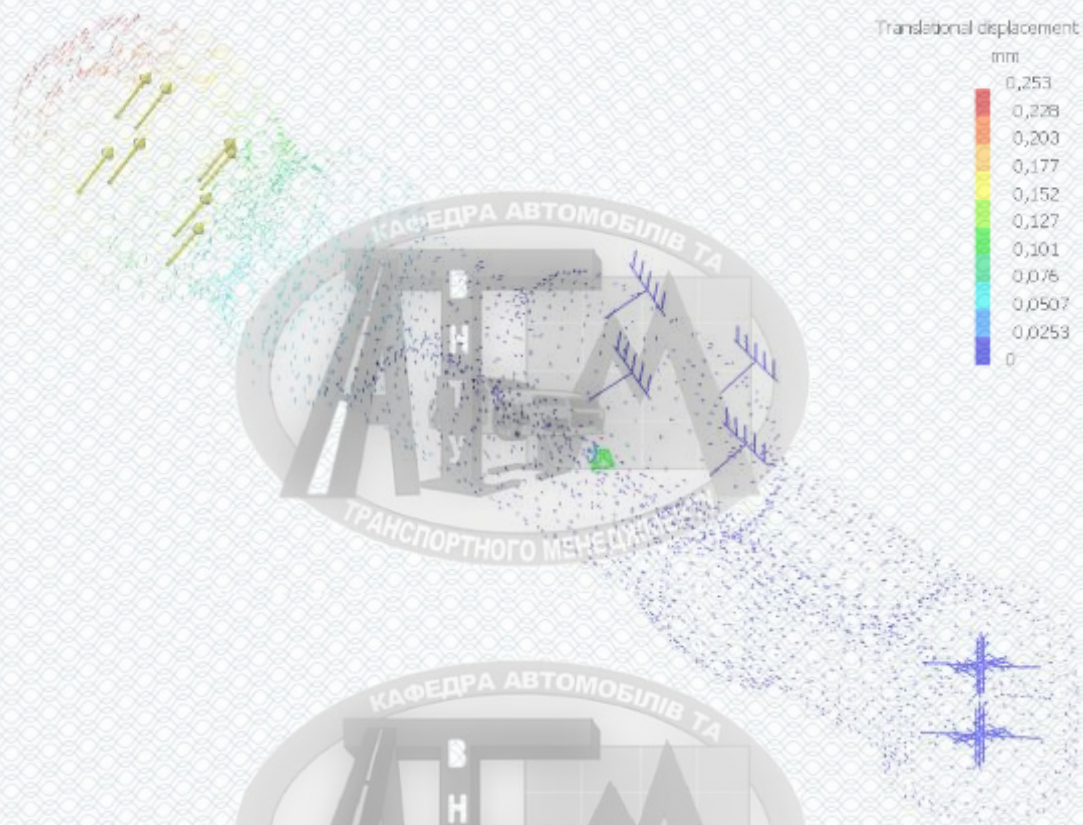


Рисунок 3.15 – Розподіл місцевих прогинів серійного важеля, який впирається в упор

3.4.2 Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром $d=31,5$ мм, довжина $l=1910$ мм) з використанням програми *CATIA*.

Виконаємо аналогічні розрахунки для нового важеля, який спрягатиметься із запропонованим торсіоном (діаметром $d=31,5$ мм), враховуючи при цьому отримані вище результати. З цією метою збільшимо пропорційно діаметр провусини та інших елементів. Для зменшення напружень, що виникають у важелі, та рівномірнішого їх розподілу по ньому зробимо підсилення конструкції у місцях, де виникають максимальні напруження. При цьому підвищується надійність та раціональніше використовується матеріал.

Тепер виконаємо розрахунок нового важеля. Розіб'ємо його на скінчені елементи (рис. 3.12). Форма скінченого елемента – правильний тетраедр. Мінімальний розмір – 1 мм, максимальний – 8 мм. Розглянемо два випадки навантаження аналогічно, як і в попередньому розрахунку. Прикладаємо те ж навантаження – 8250 Н і такі ж умови закріплення. Для першого випадку

навантаження отримуємо результати: максимальне значення напруження на основі теорії Мізеса-Губерта $\sigma_m=203$ МПа (див. Рис. 3.13), максимальний прогин важеля $\Delta=1,08$ мм (рис. 3.14). Для другого випадку навантаження: $\sigma_m=174$ МПа (рис. 3.15), максимальний прогин важеля $\Delta=0,233$ мм (рис. 3.16).

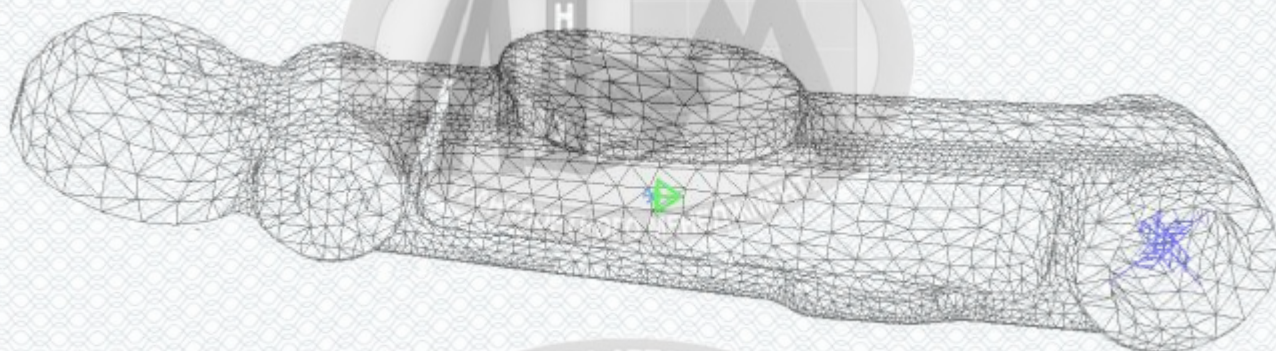


Рисунок 3.16 – Розбиття важеля передньої підвіски автобуса на скінчені елементи (проектний варіант)

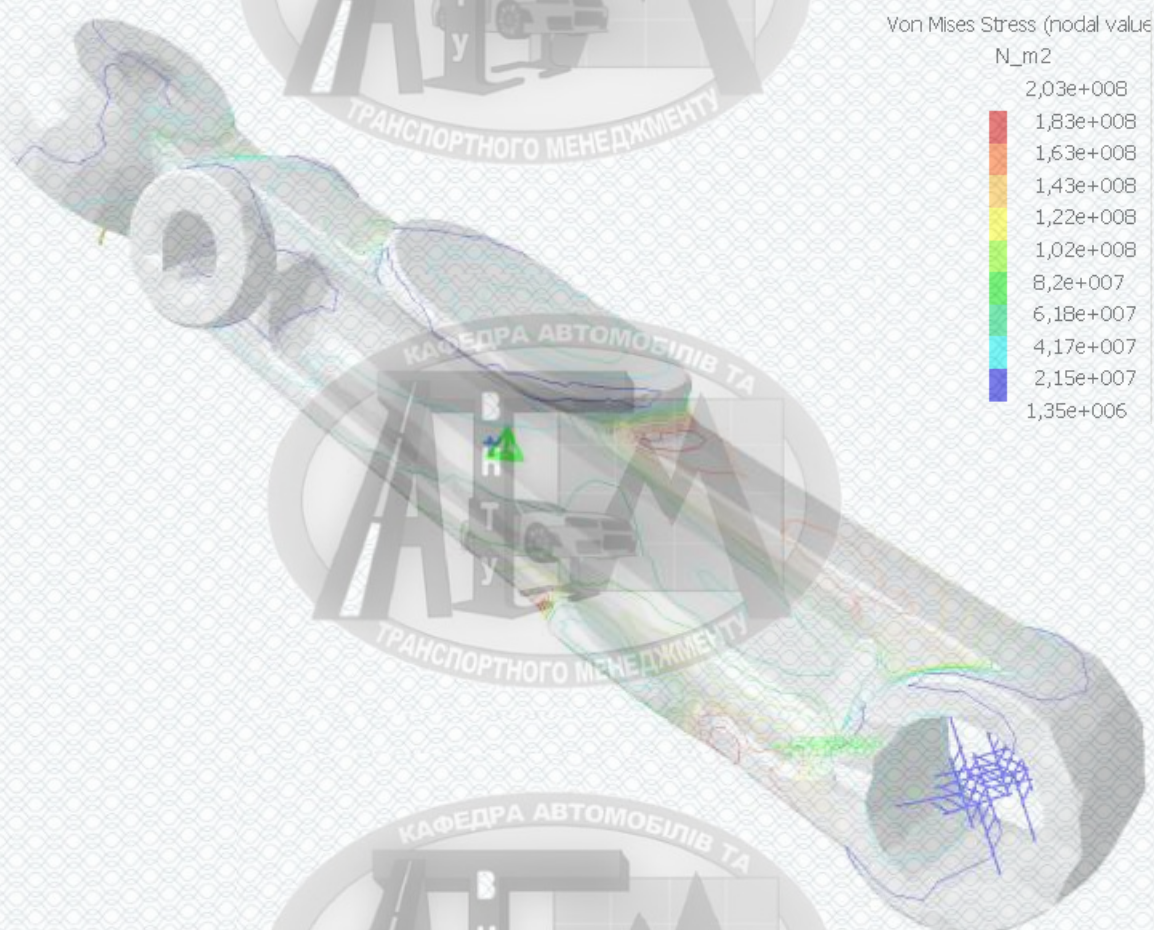


Рисунок 3.17 – Розподіл напружень за теорією Мізеса-Губерта на довжині проектного важеля, який не впирається в упор

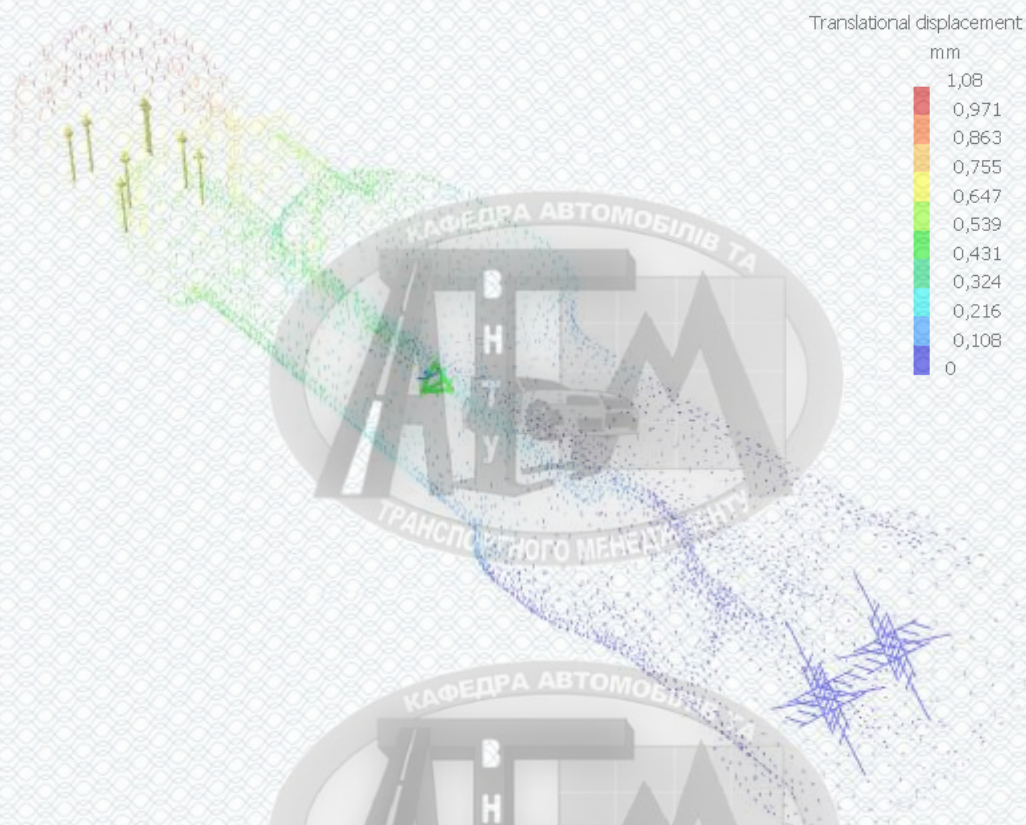


Рисунок 3.18 – Розподіл місцевих прогинів проектного важеля, який не впирається в упор

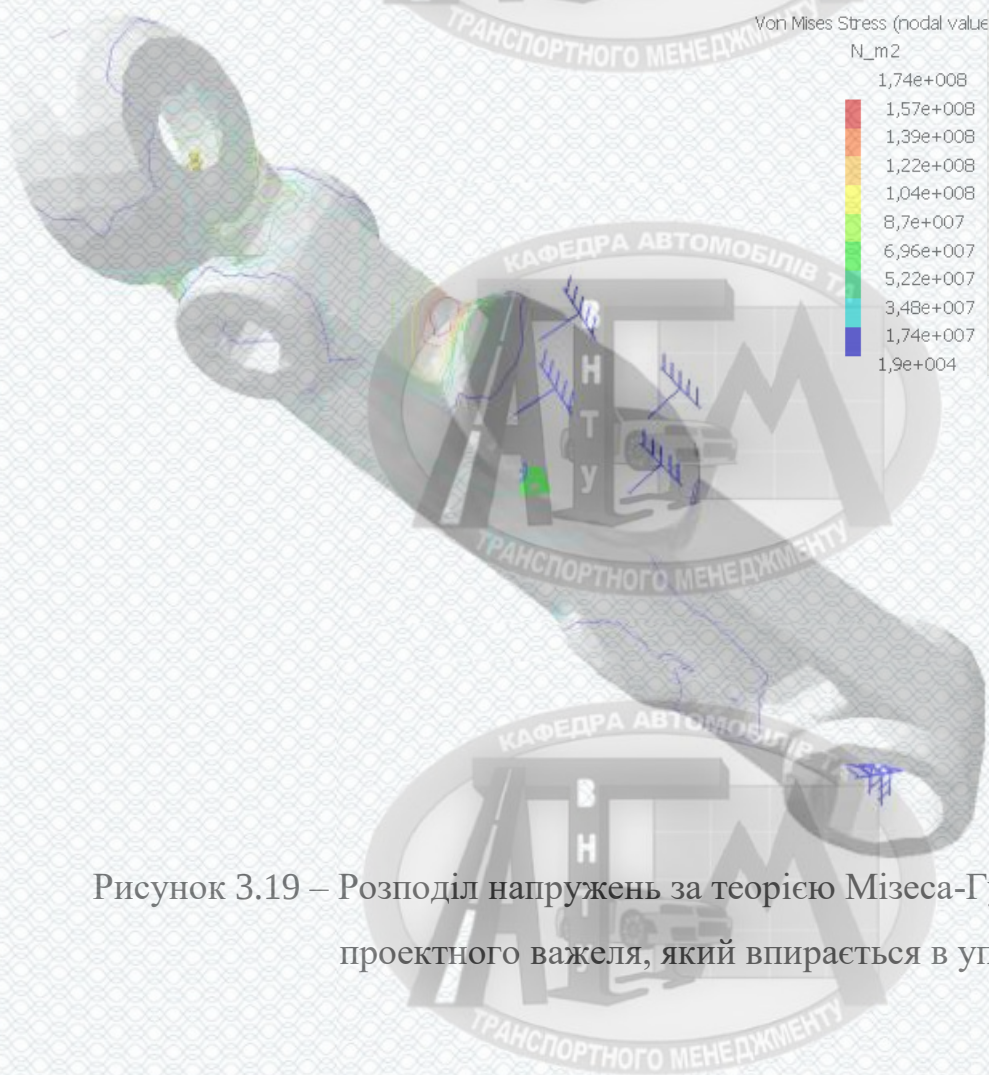


Рисунок 3.19 – Розподіл напружень за теорією Мізеса-Губерта на довжині проектного важеля, який впирається в упор

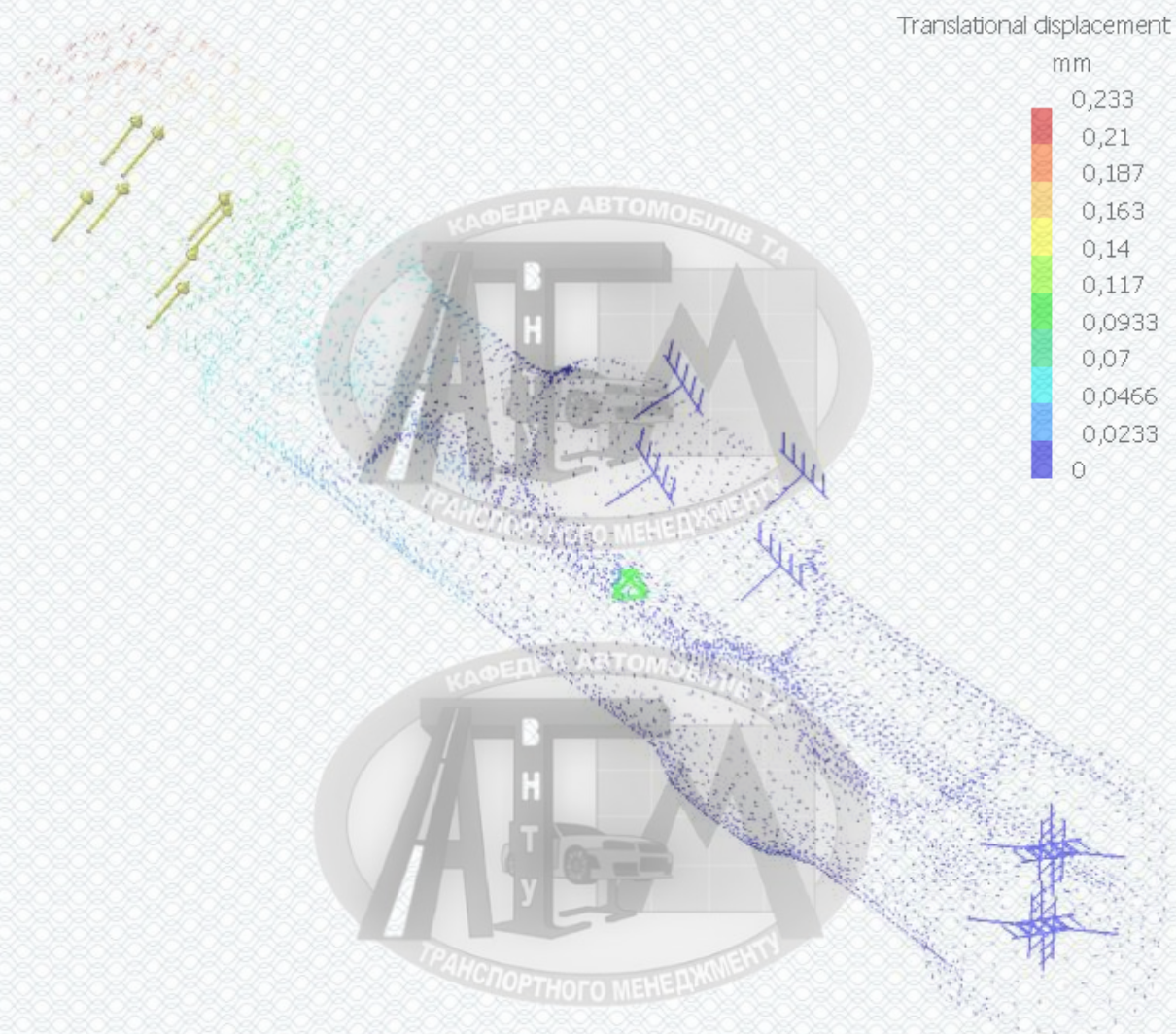


Рисунок 3.20 – Розподіл місцевих прогинів проектного важеля, який впирається в упор

3.5 Технічні вимоги та надійність конструкції

- тип підвіски - передня незалежна;
- тип пружного елемента – торсіон;
- розташування пружного елемента – поздовжнє;
- тип направляючих пристроїв – поперечні важелі;
- тип з'єднання важеля з торсіоном – шліцеве;
- гасильний пристрій – телескопічні амортизатори;
- додаткове обладнання – стабілізатор поперечної стійкості;
- характеристики

- жорсткість підвіски в статичному положенні - 55,5Н/мм;
- максимальний хід стиску підвіски - 78мм;
- максимальний хід відбою підвіски - 98мм;
- частота власних коливань 0,8 - 1,2 Гц.

Надійність конструкції:

- гарантійний пробіг - не менше 50 тис.км;
- середній ресурс до капітального ремонту при І-ій категорії умов експлуатації у відповідності з "Положенням про технічне обслуговування і ремонт рухомого складу транспорту" при умові дотримання всіх правил експлуатації та обслуговування повинен бути не менше 600 тис.км;

- гарантійний термін - не менше 1 рік.

Вимоги безпеки конструкції і охорони навколишнього середовища:

- конструкція підвіски в цілому, повинна відповідати вимогам ДСТУ UN/ECE R 36-03-2002 (Правил ЕЭК ООН №36-03: 1999, ITD), вимогам державних і галузевих стандартів України, в тому числі вимогам ДСТУ, чинність яких в Україні надана Наказом від 24 липня 2002 р № 461 Державного комітету стандартизації, метрології та сертифікації України.

3.6 Висновки до розділу 3

В розділі на основі початкових даних була створена математичну модель важеля передньої підвіски в програмі *SolidWork*. Перетворено її у формат програми *CATIA*, для автоматизованого проектування, в основі програми лежить концепція *PLM* (Product Lifecycle Management – управління даними про продукт на протязом його життєвого циклу) і має програмні модулі для комплексного розв’язування таких задач як машинобудівне проектування, розроблення дизайну виробів, інженерний аналіз, програмування обробки деталей різанням на верстатах з ЧПК, системний аналіз виробів, проектування інженерних систем і комунікацій, керування процесом проектування та інші. В Результаті в програмі *CATIA* за допомогою модуля *Generativ Structural Analisis* проведений розрахунок методом скінчених елементів.

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ

В роботі обґрунтовані заходи для підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «АТП Слободянюк» місто Вінниця. Вихідними даними для виконання розрахунків є техніко-економічне обґрунтування, вибір рухомого складу і результати розробок технологічного проекту підприємства. Розрахунки проводяться за методикою, викладеною у [19].

4.1 Планування чисельності водіїв і працюючих на АТП

Штатне (списочне) число водіїв визначається за формулою:

$$P_{ш} = \frac{AG_{н}}{\Phi_{ш}} \cdot K_{пз}, \quad (4.1)$$

де $AG_{н}$ – автомобілегодини роботи в наряді;

$\Phi_{ш}$ – річний фонд робочого часу водія, год [19];

$K_{пз}$ – коефіцієнт, що враховує підготовчо-заклучний час.

Результати розрахунків заносяться в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 - Визначення чисельності водіїв

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
1	2	3	4	5
Кількість рухомого складу, од.	7	5	5	20
Коефіц. випуску автомобілів	0,95	0,94	0,95	0,96
Час перебування в наряді, год	9,33	9,33	9,33	9,33
Автомобілегодини в наряді	18923,573	13374,555	13516,838	65384,64
Коефіцієнт виконання норм	1,1	1,1	1,1	1,1
Фонд робочого часу	1795	1795	1795	1795
Розрахункова кількість водіїв, чол	12	8,51	8,6	34,8
Округлена кількість водіїв, чол	12	9	9	35

Кількість керівників, професіоналів, фахівців та технічних службовців підприємства вибирається за рекомендаціями [20].

4.2 Визначення фонду заробітної плати водіїв та планування матеріальних витрат по АТП

Фонд ЗП водіїв автобусів розраховується за методикою, наведеною у [19, 20].

Вихідні дані для виконання розрахунків вибираються з [19], узгоджуються з керівником кваліфікаційної роботи і консультантами з економічної частини, та заносяться до таблиці 5.2. Результати розрахунків наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.2 - Вихідні дані для розрахунку фонду ЗП водіїв автобусів

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Коефіцієнт, який враховує підготовчо-заклучні операції	0,05	0,05	0,05	0,05
Надбавки за класність:				
за перший клас	0,25	0,25	0,25	0,25
за другий клас	0,1	0,1	0,1	0,1
Доплати	0,12	0,12	0,12	0,12
Додаткова ЗП	0,1	0,1	0,1	0,1

Таблиця 4.3 - Розрахунок фонду ЗП водіїв автобусів

Показник, грн.	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Хвилина тарифна ставка	0,234	0,273	0,273	0,260
ЗП за тарифом	278574	230310	232759,94	1071000
Надбавка за класність - I клас	1658,18	1827,86	1847,3011	2185,72
Надбавка за класність - II клас	663,271	731,142	738,92045	874,286
Доплати	33428,9	27637,2	27931,193	128520
Фонд основної ЗП	314324	260506	263277,36	1202580
Фонд додаткової ЗП	31432,4	26050,6	26327,736	120258
Загальна ЗП	345757	286557	289605,09	1322838
Середньомісячна ЗП	2401,09	2653,30	2681,53	3149,62
Фонд заробітної плати водіїв	925067,98			

Розрахунок відрахувань на соціальні потреби виконується за методикою, викладеною в [19]. Результати подаються в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок відрахувань на соціальні потреби

Розмір відрахувань	Сума
Єдиний соціальний внесок (ЄСВ, 22%), грн	696657

Потребу у паливі розраховуємо на основі показників виробничої програми по експлуатації рухомого складу окремо для кожного виду палива, яке застосовується для перевезення на основі діючих норм витрати палива [20].

Розрахунок витрати палива на внутрішньогаражні потреби:

$$Q_{В.Г.}^П = 0,05 \cdot Q_H^П \quad (4.2)$$

де $Q_H^П$ - витрати палива на виконання перевезень, л.

Сумарна витрата палива:

$$Q_{3AG}^П = Q_H^П + Q_{В.Г.}^П \quad (4.3)$$

Розрахунок витрат на паливо:

$$B_П = Ц_Л \cdot Q_{3AG}^П \quad (4.4)$$

де $Ц_Л$ - ціна одного літра палива, грн.

Витрати на мастильні матеріали та інші експлуатаційні матеріали визначаєм по кожному їх виду на основі діючих норм [19] та вартості.

Витрата мастил і мастил:

$$Q_{MAC} = (Q_{ЗАГ}^П / 100) \cdot H_{MAC}, \quad (4.5)$$

де $Q_{ЗАГ}^П$ - витрата пального, л.

H_{MAC} - нормована витрата мастил і масел, л.

Розрахунок виробничої потреби в паливі і витрат на нього та витрати по мастилам, маслам та іншим експлуатаційним матеріалам наведені в таблицях 4.5 – 4.7.

Таблиця 4.5 – Вихідні дані для розрахунку виробничої потреби в паливі і витрат на нього

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Лінійна норма витрати палива, л/100 км	34	25	30	19
Додаткова норма витрати палива, л/100 ткм	2	2	2	2
Пробіг групи автомобілів за рік, км	273750	529250	237250	1168000
Часка робіт, що враховує долю діагностування	1,1	1,1	1,1	1,1
Ціна палива, грн	55	58	58	58

Таблиця 4.6 – Розрахунок виробничої потреби в паливі і витрат на нього

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Витрати палива на виконання перевезень, л	34	25	30	19
Витрати палива на внутрішньогаражні потреби, л	94098,8	133767,9	71957,9	224361,1
Сумарна витрата палива, л	4704,94	6688,397	3597,9	11218,06
Витрати на паливо, грн	98803,8	140456,3	75555,8	235579,2

Таблиця 4.7 – Витрати мастил та експлуатаційних матеріалів

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091	Сума АТП
1	2	3	4	5	6
Моторні мастила:					

Продовження таблиці 4.7

1	2	3	4	5	6
Норма витрат мастила на 100л палива, л	1,80	2,80	2,80	2,80	10,20
Витрата моторного мастила, л	1778,47	3932,78	2115,53	6596,22	14423
Ціна одного літра моторного мастила, грн.	215,00	360,00	350,00	350,00	350,00
Сума витрат на моторні мастила, грн.	115600	471933	232712	725584	154583
Трансмісійні масла:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,15	0,40	0,40	0,40	0,40
Витрата трансмісійних мастил, л	148,21	561,83	302,22	942,32	1954,5
Ціна одного літра трансмісійного мастила, грн.	125,00	185,00	185,00	185,00	185,00
Сума витрат на трансмісійні мастила, грн.	6669,25	36518,6	16622,28	51827,4	111637,6
Спеціальні масла:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,05	0,10	0,10	0,10	
Витрата спеціального мастила, л	49,40	140,46	75,56	235,58	500,992
Ціна одного літра спеціального мастила, грн.	88,00	122,00	122,00	122,00	122,00
Сума витрат на спеціальні мастила, грн.	1284,45	4494,60	2417,79	7538,53	15735,4
Консистентні мастила:					
Норма витрат мастила на 100л палива, л	0,10	0,30	0,30	0,30	0,30
Витрата консистентного мастила, л	98,80	421,37	226,67	706,74	1453,578
Ціна одного літра консистентного мастила, грн.	96,00	140,00	140,00	140,00	140,00
Сума витрат на консистентні мастила, грн.	4544,97	25282,1	13600,1	42404,3	85831,4
Обтирочні матеріали:					
Норма витрат обтирочних матеріалів на один списочний авто в рік, кг	12,00	15,00	15,00	15,00	
Витрата обтирочних матеріалів в рік, кг	84,00	75,00	75,00	300,00	234,00
Ціна одного кг. обтирочних матеріалів, грн.	75,00	75,00	75,00	75,00	
Сума витрат на обтирочні матеріали, грн.	1260,00	1125,00	1125,00	4500,00	8010,0
Витрати на інші експлуатаційні матеріали в рік на один списочний авто, грн.	200,00	350,00	350,00	350,00	
Сума витрат на інші експлуатаційні матеріали в рік, грн.	1400	1750	1750	7000	11900
Всього витрат, грн.	130759	541104	268227	838854	1778944

Норми витрат на запасні частини та матеріали на 1000 км пробігу згідно [19]:

$$B_{зч} = (L_p / 1000) \cdot H_{зч} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ц}, \quad (4.6)$$

$$B_{MAT} = (L_p / 1000) \cdot H_{MAT} \cdot K_{ц}, \quad (4.7)$$

де K_1 - коефіцієнт, що враховує умови експлуатації;

K_2 - коефіцієнт корегування, що враховує тип рухомого складу;

K_3 - коефіцієнт, що враховує природньо-кліматичні умови;

$K_{ц}$ - коефіцієнт індексу цін;

$H_{зч}$, H_{MAT} - норма витрат запасних частин, матеріалів на 1000 км, грн.

Витрати на відновлення та ремонт автомобільних шин визначаються в залежності від загального пробігу однотипних по шинах автомобілів і діючих норм пробігу шин [2].

$$B_{ш} = C_{ш} \cdot n_{кш} \cdot \left(\frac{L_p}{1000} \right) \cdot \left(\frac{H_{ш}}{100} \right), \quad (4.8)$$

де $C_{ш}$ - вартість одного комплекту шин, грн.;

$n_{кш}$ - число коліс однотипних комплектів шин, шт.;

$H_{ш}$ - норма відрахувань на відновлення і ремонт одного комплекту шин на 1000 км пробігу в відсотках від вартості в залежності від розміру шин і умов експлуатації [19]. Розрахунок амортизаційних відрахувань виконується за методикою, викладеною у [20].

Амортизаційні відрахування на відновлення рухомого складу :

$$AB_{PCJ} = H_{ABPC} \cdot B_{oj}, \quad (5.9)$$

де H_{ABPC} - норма амортизаційних відрахувань на відновлення рухомого складу [7, 8].

В результаті запропонованих в цій магістерській кваліфікаційній роботі заходів інвестиції в основні фонди склали:

- на придбання одного автобусу – 650000 грн.;
- проведення дослідження для вдосконалення конструкції передньої підвіски – 8500 грн.;
- будівельно-монтажні роботи – 20000 грн.;
- на перевірку працездатності і випробування, навчання, інше – 4500 грн.

Всього інвестиції в виробничо-технічну базу склали – 683000 грн.

Амортизаційні відрахування для пасивної частини ОВФ :

$$AB_{\Pi} = N_{\Pi AC} \cdot OBF_{\Pi}, \quad (4.10)$$

де $N_{\Pi AC}$ - норма амортизаційних відрахувань для пасивної частини, %.

Амортизаційні відрахування для інших ОВФ:

$$AB_{IH} = N_{IH} \cdot OBF_{IH}, \quad (4.11)$$

де N_{IH} - норма амортизаційних відрахувань для інших ОВФ, %.

Вихідні дані для розрахунку вищенаведених витрат формуються в таблицю 4.8, а результати в таблиці 4.9 і 4.10.

Таблиця 4.8 – Вихідні дані для розрахунку витрат

Показник	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан A145	Богдан A-091
1	2	3	4	5
Пробіг групи автомобілів за рік, км	273750	529250	237250	1168000
Курс нацбанку України, грн./\$	41,8	41,8	41,8	41,8
Норма витрат запасних частин на ТО, грн	1,1	1,1	1,1	1,1
Норма витрат матеріалів на ТО, грн.	0,9	0,9	0,9	0,9
Ціна однієї шини, грн.	5500	7100	7300	5500
Кількість шин на одному автомобілі	6	4	4	4
Норма відрахувань від вартості автомобільної шини, %	0,75	0,83	0,83	0,83

Продовження таблиці 4.8

1	2	3	4	5
Вартість рухомого складу, грн.	75800	102500	110400	98600
Норма амортизаційних відрахувань:				
на відновлення рухомого складу	0,25	0,25	0,25	0,25
на будівлі та споруди	0,05	0,05	0,05	0,05
на інші складові	0,15	0,15	0,15	0,15
Списочна кількість автомобілів, од.	7	5	5	20

Таблиця 4.9 – Розрахунок витрат на запасні частини і матеріали для ремонту, відновлення зносу та ремонт автомобільних шин

Показник, грн	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Витрати на запасні частини	365424	1406006	630279	2487864
Витрати на матеріали	20741	64809,41	29052,5	130878,6
Витрати на шини	30796,9	89612,61	41746,5	96944

Таблиця 4.10 – Розрахунок амортизаційних відрахувань

Показник, грн	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
Вартість групи рухомого складу	530600	512500	552000	1972000
Основні виробничі фонди	5945166,67			
Знос групи рухомого складу	132650	128125	138000	493000
Амортизація пасивної частини	104040,42			
Амортизація іншої частини	44588,75			

4.3 Калькуляція собівартості автобусних перевезень

Калькуляція собівартості автомобільного транспорту являє собою розрахунок експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю виконаної транспортної роботи.

Розраховуються ці витрати по кожному елементу експлуатаційних витрат за формулою:

$$S_i = B_i / P_{\text{ЗАГ}}; S_i = B_i / L_{\text{ЗАГ}} \quad (5.12)$$

де B_i - витрати і-того елемента, грн.

Розрахунок експлуатаційних витрат і собівартості одиниці транспортної роботи по маркам автомобілів наведені в табл. 4.11 – 4.12.

Таблиця 4.11 – Експлуатаційні витрати по маркам автомобілів

Елемент експлуатаційних витрат	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091	Сума по АТП
1	2	3	4	5	6
1. Витрати на оплату праці, грн.					
- водіїв	345757	286557	289605	1322838	2244756,8
- ремонтних робітників	117411	83865,1	83865,1	335461	620601,91
- ІТП і службовців	49026,5	35018,9	35018,9	140076	259140
Всього	512194	405441	408489	1798375	3124498,8
2. Відрахування на соціальні потреби, грн.					
Всього	131800	94142,8	94142,8	376571	696656,6
3. Витрати на паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали, грн.					
- паливо	2074879	3090039	1662228	5182742	12009888
- моторні масла	115600	471933	232712	725584	1545829,4
- трансмісійні мастила	6669,25	36518,6	16622,3	51827,4	111637,6
- спеціальні мастила	1284,45	4494,6	2417,79	7538,53	15735,37
- консистентні мастила	4544,97	25282,1	13600	42404,3	85831,41
- обтирочні матеріали	1260	1125	1125	4500	8010
- запасні частини	365424	1406006	630279	2487864	4889572,4
- матеріали для ТО і Р	20741	64809,4	29052,5	130879	245481,51
- автошини	30796,9	89612,6	41746,5	96944	259099,99
- інші	1400	1750	1750	7000	11900
Всього	2622600	5191571	2631533	8737282	19182986
4. Амортизаційні відрахування, грн.					
- рухомий склад	132650	128125	138000	493000	891775
- пасивна частина	19683,3	14059,5	14059,5	56238,1	104040,42
- інші	8435,71	6025,51	6025,51	24102	44588,75
Всього	160769	148210	158085	573340	1040404,1
5. Загальновиробничі витрати, грн.					
Всього	553211	458491	463368	2116542	3591610,9
Загальна сума витрат	3980574	6297855	3755618	14000000	27636156

Таблиця 4.12 - Розрахунок собівартості одиниці транспортної роботи

Елемент експлуатаційних витрат	ПАЗ 3205	IVECO	Богдан А145	Богдан А-091
1	2	3	4	5
1. Витрати на оплату праці, грн.				
- водіїв	0,71399	0,43002	1,00997	1,13257
- ремонтних робітників	0,24246	0,12585	0,29247	0,28721
- ІТП і службовців	0,10124	0,05255	0,12213	0,11993

Продовження таблиці 4.12

1	2	3	4	5
Всього	1,05769	0,60842	1,42457	1,5397
2. Відрахування на соціальні потреби, грн.				
Всього	0,27217	0,14127	0,32832	0,32241
3. Витрати на паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали, грн.				
- паливо	4,28467	4,63705	5,79689	4,43728
- моторні масла	0,23872	0,7082	0,81156	0,62122
- трансмісійні мастила	0,01377	0,0548	0,05797	0,04437
- спеціальні мастила	0,00265	0,00674	0,00843	0,00645
- консистентні мастила	0,00939	0,03794	0,04743	0,03631
- обтирочні матеріали	0,0026	0,00169	0,00392	0,00385
- запасні частини	0,75461	2,10991	2,19805	2,13002
- матеріали для ТО і Р	0,04283	0,09726	0,10132	0,11205
- автошини	0,0636	0,13448	0,14559	0,083
- інші	0,00289	0,00263	0,0061	0,00599
Всього	5,41572	7,79069	9,17726	7,48055
4. Амортизаційні відрахування, грн.				
- рухомий склад	0,27392	0,19227	0,48126	0,42209
- пасивна частина	0,04065	0,0211	0,04903	0,04815
- інші	0,01742	0,00904	0,02101	0,02064
Всього	0,33199	0,22241	0,55131	0,49087
5. Загальновиробничі витрати, грн.				
Всього	1,14239	0,68803	1,61596	1,81211
Загальна сума витрат	8,21996	9,45083	13,0974	11,6456

4.4 Розрахунок економічної ефективності проектних рішень

Цей розрахунок виконується за рекомендаціями [19].

Економічна ефективність визначається в результаті зіставлень додаткових капітальних вкладень та економії на собівартості одиниці транспортних послуг. Вона визначається, як термін окупності капітальних вкладень за формулою:

$$T_0 = \frac{\Delta K}{(S_1 - S_2) \cdot L_{KM}} = \frac{\Delta K}{\Delta S \cdot L_{KM}} \quad (4.13)$$

де ΔK – додаткові капітальні вкладення на придбання, впровадження і експлуатацію обладнання, грн;

ΔS – зменшення собівартості виконання кілометра пробігу, грн;

L_{KM} – річний пробіг рухомого складу, км.

Розрахунок економічної ефективності проектних рішень представлений в таблиці 4.13.

Таблиця 4.13 – Розрахунок економічної ефективності проектних рішень

Показник	Значення
Додаткові капітальні вкладення, грн	683000,00
Амортизаційні відрахування придбаних ОВФ, грн	102450,00
Загальна сума виробничих витрат, грн	3591610,98
Питомі накладні витрати, грн	78,39
Річна економія від зменшення перемінних витрат, грн	671404,52
Річна економія від зменшення постійних витрат, грн	89790,27
Загальна сума річної економії, грн	761194,79
Додаткові кап. вкладення приведені до експл. витрат, грн	136600,00
Економічний ефект, грн	624594,79
Термін окупності капіталовкладень, роки	1,27

Отже термін окупності додаткових капітальних вкладень значно менше 3 років, що є економічно ефективним.

4.5 Розрахунок рівня комерціалізації запропонованих рішень

Поточна вартість витрат, необхідних для технічного переозброєння виробничо-технічної бази товариства, модернізації підйомника гідравлічного визначається з урахуванням таких поточних і інвестиційних витрат:

- витрат на придбання одного автобуса – 650000 грн.
- витрат на проведення дослідження для вдосконалення конструкції передньої підвіски – 8500 грн.;
- витрат на створення виробничих площ, безпосередньо пов'язаних з комерціалізацією розробок – 20000 грн.;
- витрат на набір і навчання персоналу – 2500 грн.;
- інших видатків – 2000 грн.

Отже поточна вартість витрат становить – 683000 грн. (за рахунок вкладення всіх коштів одноразовою виплатою).

Поточна вартість прибутків (згідно даних бухгалтерії) PV з врахуванням строку окупності проекту (3 роки), планованим надходженням прибутків I в розмірі 624594,79 грн. і ставкою дисконтування в 25 % становить:

$$PV = \sum_{t=0}^n PV_t \quad (4.14)$$

$$PV = \frac{624594,79}{(1+0,25)^1} + \frac{624594,79}{(1+0,25)^2} + \frac{624594,79}{(1+0,25)^3} = 1219209 \text{ (грн.)}$$

Відповідно, оцінка суми поточної вартості прогнозованого, з урахуванням бар'єрної ставки (ставки дисконтування), грошового потоку NPV визначається за залежністю:

$$NPV = PV - I \quad (4.15)$$

$$NPV = 1219209 - 624594,79 = 594614,21 \text{ (грн.)}$$

Для попередньої оцінки проекту розробки (за рекомендаціями науковців) можна використовувати такий показник, як приведений оціночний ефект ($ПОЕ$), який можна розрахувати на підставі аналізу проекту.

Показник є аналогом чистої поточної вартості, однак його розрахунок проводиться з використанням меншої кількості даних.

Цей показник можна розраховувати за наведеною нижче залежністю (4.16).

Критерієм прийнятності для подальшого розгляду проекту є значення $ПОЕ > 0$. У випадку, коли $ПОЕ < 0$, розробки здійснювати недоцільно як такі, що мають ознаку неприбутковості. Доцільність реалізації розробки може бути повторно розглянута після внесення певних корегувань у саму розробку, засоби чи спосіб її упровадження.

$$ПОЕ = \sum_{e=1}^{ЖЦП} \frac{BP + LB + CP \pm EP - ПВ + A - B}{(1 + r_{fkmn})^t}, \quad (4.16)$$

де BP – виручка від реалізації на внутрішньому та зовнішньому ринках нової продукції в реальних цінах, 624594,79 грн.;

LB – виторг від продажу майна по ліквідаційній вартості та інтелектуальної власності, що створюється учасниками проекту в ході його реалізації, 0 грн.;

CP – вартісна оцінка соціального результату проекту, розрахована в частині, що відноситься до працівників підприємства та членів їх сімей, 1300 грн.;

EP – вартісна оцінка екологічного результату проекту у розмірі зменшення/збільшення плати за забруднення навколишнього середовища, 680 грн.;

$ПВ$ – поточні витрати проекту, у складі яких враховується орендна плата за основні засоби, які тимчасово використовуються в процесі здійснення проекту, якщо вони не враховуються в одноразових витратах, та оцінка витрат на заробітну плату працівників, 1400 грн.;

A – амортизаційні відрахування, 102450;

B – планований обсяг вкладень, необхідний для реалізації проекту, 683000 грн.;

r_{fkmn} – ставка дисконту, що характеризує максимально можливу прибутковість альтернативних джерел вкладення, 10%;

$ЖЦП$ – життєвий цикл проекту (планований) – 3 роки.

$$ПОЕ = \frac{-57825,2}{(1 + 0,1)^1} - \frac{-57825,2}{(1 + 0,1)^2} - \frac{-57825,2}{(1 + 0,1)^3} = -143803 < 0.$$

З метою визначення ефективності інвестицій у відносному значенні (%) використовуються зазначені нижче показники:

Модифікована (скоригована з урахуванням бар'єрної ставки та норми реінвестиції) внутрішня норма прибутковості (рентабельності) *MIRR* (Modified Internal Rate Of Return), тобто норма прибутку, при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або ставка дисконту, при якій дисконтовані прибутки від проекту рівні інвестиційним видаткам (показник визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника) розраховується з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CF_t \times (1+d)^{n-t}}{(1+MIRR)^n}, \quad (4.17)$$

де CF_i - доходи i -го періоду;

d – рівень реінвестицій, визначений як частка одиниці (відсоткова ставка, заснована на можливих доходах від реінвестиції отриманих позитивних грошових потоків, або норма рентабельності реінвестицій) – 10%.

$$(1+MIRR)^3 = \frac{624594,79(1+0,1)^2 + 624594,79(1+0,1) + 624594,79}{683000/1} = 3,027$$

$$(1+MIRR)^3 = 3,027, \text{ отже } MIRR = 45\%$$

Отже проект є прийнятним для ініціатора, якщо *MIRR* більша бар'єрної ставки. Після розрахунку можна зробити висновок, що проект слід приймати тому, що модифікована внутрішня норма дохідності проекту більше за ставку дисконтування (10 %).

Дисконтований індекс прибутковості *DPI* – відношення суми всіх дисконтованих грошових потоків (доходів від інвестиції) до дисконтованих інвестиційних витрат.

Критерієм прийнятності є значення $DPI \geq 1$ ($DPI < 1$ свідчить про збитки; при $DPI = 1$ немає ні прибутків, ні збитків; при $DPI > 1$ впровадження є прибутковим).

Формула для розрахунку дисконтованого індексу прибутковості:

$$DPI = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t}}. \quad (4.18)$$

$$DPI = \frac{624594,79(1+0,1) + 624594,79(1+0,1)^2 + 624594,79(1+0,1)^3}{683000} = 3,33.$$

Розрахунок DPI вказує на те, що наш проект є прибутковим ($3,33 > 1$). Даний показник дозволяє ранжувати проекти, які мають приблизно однакові значення NPV , але різні обсяги необхідних інвестицій. У цьому випадку вигідніший той з них, що забезпечує більшу ефективність вкладень.

Для оцінки фінансових ризиків використовуються наступні показники:

1) Час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей $PV\text{-payback}$ (роки). Значення $PV\text{-payback}$ має бути мінімальним. Загальна формула для розрахунку терміну окупності інвестицій в поточній вартості:

$$PV\text{-payback} = n, \text{ при якому } \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} > I_0. \quad (.19)$$

$$\sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} = \frac{624594,79}{(1+0,1)} = 567813,4,$$

$$PV\text{-payback} = 1 \text{ рік.}$$

2) Коефіцієнт безпеки фінансування проекту (F_{sec}) – показник, який може набувати значення від 0 до 1, що характеризує відносну міру резерву безпеки проекту, використовується для оптимізації структури джерел фінансування проекту та розраховується за формулою:

$$F_{\text{sec}} = \frac{IRR - WACC}{IRR}, \quad (4.20)$$

де IRR – внутрішня норма прибутковості,

$WACC$ – середньозважена вартість капіталу.

Різниця ($IRR - WACC$) характеризує запас фінансової стійкості проекту.

Внутрішня норма прибутковості (IRR) – норма прибутку (ставка дисконтування), при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або така ставка дисконту, при якій дисконтовані доходи від проекту рівні інвестиційним витратам. Внутрішня норма прибутковості визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника. Її значення знаходять з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{CF_t - I_t}{(1 + IRR)^t} = 0. \quad (4.21)$$

Або за допомогою функції ВСД в MS Excel. $IRR = 74\%$.

Середньозважена вартість капіталу ($WACC$, %) використовується для визначення можливості збільшення прибутковості компанії при реалізації певних інвестицій, стратегій, проектів.

Середньозважена вартість капіталу може бути розрахована за формулою:

$$WACC = \frac{E \cdot y + D \cdot b \cdot (1 - R_{\text{Tax}})}{D + E}, \quad (4.22)$$

де E – обсяг власного капіталу (683000,00 грн.),

D – обсяг запозичених коштів (0 грн.),

y – необхідна або очікувана прибутковість від власного капіталу (12%),

b – необхідна або очікувана прибутковість від запозичених коштів (0 %),

R_{Tax} – ставка податку на прибуток для компанії (6%).

$$WACC = \frac{683000,00 \cdot 0,12 + 0(1 - 0,06)}{683000,00} = 0,12 = 12\%.$$

Формула використовується для однорідних власного і запозиченого капіталу. Якщо в капіталі присутні привілейовані акції зі своєю вартістю, то необхідно ввести в формулу додаткові складові для кожного джерела капіталу.

$$F_{sec} = \frac{74\% - 12\%}{74\%} = 0,838$$

Значення даного коефіцієнту ($F_{sec} = 0,838$) свідчить про прийнятну структуру проекту джерел фінансування (максимальне значення $F_{sec} = 1$).

Отже, можна зробити висновки: час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей складає один рік, що є прийнятним і влаштовує керівника підприємства, показник DPI вказує на те, що наш проект є прибутковим ($3,33 > 1$), за показником $MIRR$ проект є прийнятним для ініціатора тому що $MIRR$ більший бар'єрної ставки ($45\% > 10\%$).

4.6 Висновки до розділу 4

1. Розрахований економічний ефект складає 119448,80 грн на рік (табл 4.14).
3. Термін окупності додаткових капітальних вкладень складає 1,27 року, це менше 3 років, що є економічно ефективним.

А час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей складає один рік, що є прийнятним і влаштовує керівника підприємства, показник DPI вказує на те, що наш проект є прибутковим ($3,33 > 1$), за показником $MIRR$ проект є прийнятним для ініціатора тому що $MIRR$ більший бар'єрної ставки ($45\% > 10\%$).

ВИСНОВКИ

1. Отже для підвищення експлуатаційної надійності передньої підвіски автобуса Ataman A092 (Богдан A092), виконано розрахунок оптимальних геометричних параметрів та розрахунок на витривалість торсіона, а також розрахунок методом скінчених елементів поперечного важеля цієї підвіски.

2. Аналізом встановлено, що одним із чинників, які знижують надійність торсіонів передньої підвіски є їх недостатній коефіцієнт запасу міцності $n_\tau \approx 1$, тоді як його значення повинно знаходитись в межах 2-3. Для підвищення коефіцієнта запасу міцності торсіона було збільшено його діаметр з $d=27,5$ мм до $d=31,5$ мм. При цьому досягнуто значення коефіцієнта запасу міцності $n_\tau \approx 2$.

3. На підставі результатів розрахунку методом скінчених елементів в програмі CATIA серійного поперечного важеля передньої підвіски з діаметром торсіона $d=27,5$ мм, запроєктовано новий важіль для торсіона з діаметром $d=31,5$ мм і виконано відповідний його перевіркового розрахунок. При цьому отримано менші напруження і деформації ніж у серійному важелі (табл).

Таблиця - Основні результати розрахунків торсіона і важеля передньої підвіски

Параметр	Позначення, розмірність	Значення параметрів для деталей	
		серійних	проектних
Коефіцієнт запасу міцності торсіона	n_τ	1	2
Діаметр торсіона	d , мм	27,5	31,5
Довжина торсіона	l , мм	1100	1910
Матеріал торсіона	-	Сталь 40CrMo4	Сталь 65C2BA
Максимальні напруження Мізеса-Губерта у важелі в першому випадку навантаження	σ_m , МПа	246	203
Максимальна деформація важеля в першому випадку навантаження	Δ , мм	1,26	1,08
Максимальні напруження Мізеса-Губерта у важелі в другому випадку навантаження	σ_m , МПа	190	174
Максимальна деформація важеля в другому випадку навантаження	Δ , мм	0,253	0,233

4. В результаті були отримані результати та запропонована методика розрахунку з використанням програми CATIA (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) — система автоматизованого проєктування (САПР) французької фірми Dassault Systèmes.



СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В.В. Моделювання технологічних процесів підприємств автомобільного транспорту : Навчальний посібник / В.В. Біліченко, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 162 с.
2. Перелік авторизованих СТО з гарантійного та післягарантійного обслуговування автобусів ATAMAN та автомобілів ISUZU [Електронний ресурс]. Режим доступу <http://isuzu.com.ua/en/vinnica/208-atp-slobodyanuk.html> (дата звернення 02.12.2019). – Назва з екрана.
3. Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132.
4. Бідняк М. Н. Виробничі системи на транспорті: теорія і практика. Монографія / М. Н. Бідняк, В. В Біліченко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006 – 176 с.
5. Фрональчик Є.Ю., Копичин Ю.В. Експлуатаційна надійність автобусів IVECO, які використовуються на міських і приміських маршрутах //Зб. наук. пр. НУ „ЛП” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів – Львів: Видавництво Національного університету „Львівська політехніка”, 2001. - №434. – С. 105-109.
6. Антошків О.В. Визначення стратегії ремонтного впливу для системи елементів з малими значеннями середнього ресурсу // Зб. наук. пр. Асоціації „Автобус” Проектування виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів – Львів: 2000. – Вип.4. – С. 12-17.
7. Біліченко В.В. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / Уклад. В.В. Біліченко, С.В. Цимбал, В.П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 90 с.

8. ДСТУ 27815-88 (Правила ЄЕК-ООН №36) „Автобуси. Загальні вимоги до безпеки конструкції”.

9. Конструкторська документація на автобус IVECO-KpA3 Turbo-Daily A40-10: 9381.02725 EL50-0731 Complesivo sospensione indipendente; 9381.1174 DB50-0733 Barre di torsione dell sospensione ant; 9381.8890 EA50-1944 Braccio oscillate superiore.

10. Редзюк А.М. Вдосконалення управління автомобільним транспортом // Автошляховик України / Редзюк А.М. – К., 2005. - №2.- С.3-8.

11. Буренніков Ю.Ю. Економіка транспорту: навчальний посібник / Ю.Ю. Буренніков – Вінниця: ВНТУ, 2019 – 121 с.

12. Воркут А.І. Комплексні транспортні проблеми як поле діяльності відділення «Автомобільний транспорт та інтегровані системи» // / Воркут А.І. Вісник НТУ та Транспортної Академії України.- К., 2002.- Вип. 6. – С. 53-58.

13. Рудзінська О.В. До аналізу застосування статичних методів при визначенні якості послуг в автотранспортній галузі / Рудзінська О.В. // Автошляховик України. – К., 2003.- №5. - С.10-11.

14. 7. Марков О.Д. Шляхи вирішення основних проблем автосервісу в Україні / Марков О.Д., Дубовой В.В. // Автошляховик України. – К., 2005.- №1.- С.19-21.

15. Технологічне проектування підприємств автосервісу: Навчальний посібник / За ред. І. П. Курнжова - К.: Видавництво «Іван Федоров», 2003. – 262с.

16. Березюк О. В. Охорона праці. Підсумкова державна атестація спеціалістів, магістрів в галузях електроніки, радіотехніки, радіоелектронних апаратів та зв'язку : навчальний посібник / О.В. Березюк, М. С. Лемешев. – Вінниця : ВНТУ, 2017.–104с.

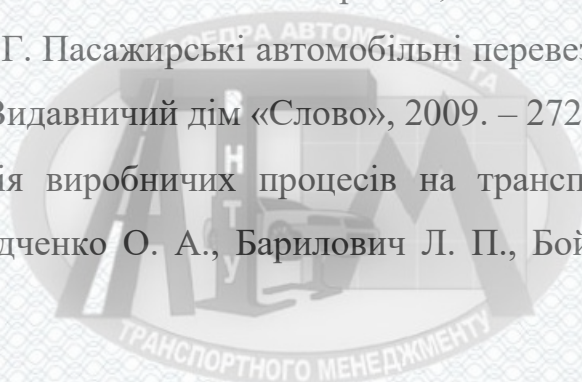
17. Кашканов А.А. Економіка підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник / Кашканов А.А., Ребедайло В.М. – Вінниця: ВДТУ, 2004.- 116 с.

18. Кужель В.П. Основи ліцензування та сертифікації на автомобільному транспорті : навчальний посібник / В.П. Кужель, А.А. Кашканов – Вінниця : ВНТУ, 2018 – 121 с.

19. Левковець П.Р. Управління автомобільним транспортом. Навчальний посібник. За редакцією Д.В. Зеркалова / Левковець П.Р., Зеркалов Д.В. Мельниченко О.І., Казаченко О.Г. – К.: Арістей, 2006.– 416 с.

20. Босняк М.Г. Пасажирські автомобільні перевезення: Навчальний посібник / Босняк М.Г. – К.: Видавничий дім «Слово», 2009. – 272 с. ISBN 978-966-194-013-9.

21. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах / Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Барілович Л. П., Бойко Г. Ф. та ін. – К.:Логос, 1996. – 348 с.





ДОДАТКИ



Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра АТМ

**Підвищення експлуатаційної надійності автобусів
товариства з обмеженою відповідальністю
«Автотранспортне підприємство Слободянюк» місто Вінниця
за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски**

Ілюстративна частина до магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Виконав: здобувач 2-го курсу,
групи 1АТ-23м Сергій КРАВЕЦЬ

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ
Володимир КУЖЕЛЬ

Вінниця - 2024

Актуальність теми. В реальних умовах сучасної ринкової економіки автомобілі часто експлуатуються перевантажені, що, враховуючи часто неякісне і різнотипне дорожнє покриття, ще більше ускладнює важкі умови роботи деталей підвіски. Тому перед фахівцями постає задача в підвищенні надійності і довговічності агрегатів і деталей, щоб значно продовжити термін служби автомобіля, але бажано без значного збільшення його маси.

Рішення зазначених вище проблем можливе лише за найбільш повного використання властивостей матеріалів і раціонального конструювання вузлів та деталей автомобіля. Щоб досягти цього потрібно широко застосовувати сучасні методи проектування (моделювання), що підтверджує актуальність роботи.

Мета роботи: підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски.

Об'єкт дослідження: повторно-змінні навантаження торсіона і важеля передньої підвіски.

Предметом дослідження є підвищення експлуатаційної надійності автобусів шляхом розробки підходів вдосконалення конструкції передньої підвіски.

В роботі поставлені наступні завдання:

- провести науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк»;
- дослідити методи розрахунку деталей передньої підвіски автобуса;
- виконати моделювання та розрахунок напружень деталей передньої підвіски автобуса різними методами, сформулювати технічні вимоги до конструкції підвіски;
- провести розрахунок економічної ефективності запропонованих рішень.

Новизна одержаних результатів:

дістали подальшого розвитку методики проектування елементів підвісок, методи математичного моделювання роботи передньої підвіски, дістали подальшого розвитку методи скінчених елементів для дослідження напружень торсіонів і важелів передньої підвіски.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XVII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир.

ТЕЗИ
XVII міжнародної науково-практичної конференції
«Сучасні технології та перспективи розвитку
автомобільного транспорту»

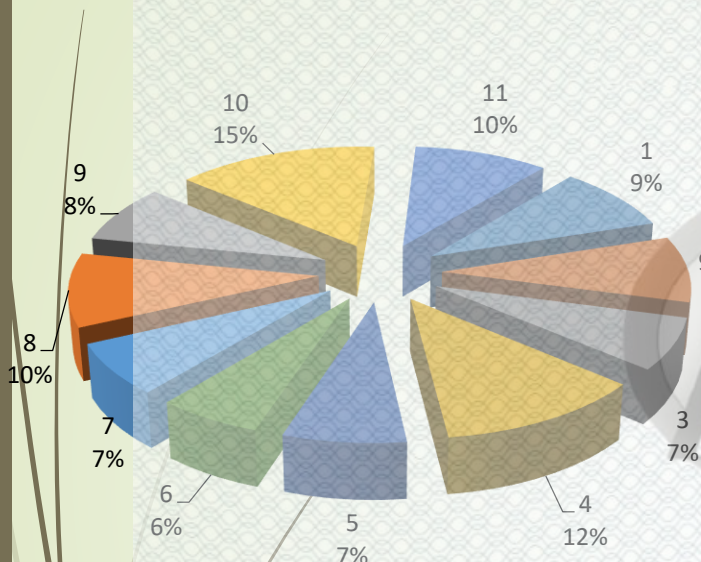
Редактори: *О.М. Пилипенко*
Д.Б. Бегерський

Кужель В.П.
Кравець С.І.
Руденко В.Ю.
Нікіфоров Н.С.

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
АВТОСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ В
УМОВАХ СЬОГОДЕННЯ

Публікації. Кужель В.П. Шляхи покращення ефективності роботи автосервісних підприємств України в умовах сьогодення / Кужель В.П., Кравець С.І., Руденко В.Ю., Нікіфоров Н.С. // Тези XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 21-23 жовтня 2024 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2024. С. 130 – 132.

Розподіл потенційної ємності ринку між перевізниками



Діаграма
вільної частки
ринку та частин,
які займають
конкуренти
(згідно з табл.)

№	Назва конкурента	Код ЄДРПОУ	Вид перевезень	Юридична адреса
1	Нюбіна Олександра Володимирівна	2630621020	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Кузнецова, буд. 72
2	Бабаєв Руслан Азер Огли	3251807039	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Пирогова, буд. 96, кв. 2
3	Чупраков Геннадій Іванович	2407311613	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Медведєва, буд. 21-а, кв. 66
4	ТОВ "ЕЛІТКОМФОРТ-ТРАНС"	37836697	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Руданського, буд. 74
5	Повх Вячеслав Леонідович	2658610614	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, пр-т Космонавтів, буд. 46, кв. 53
6	Довгаль Анатолій Миколайович	2398010017	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Фрунзе, буд. 46, кв. 27
7	Лисунець Олександр Миколайович	2316105352	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця, вул. Київська, буд. 116, кв. 23
8	Клепа Олег Володимирович	2862217234	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	Вінницька область, Вінницький район, с. Писарівка, вул. Гагаріна, буд. 62
9	Любчак Василь Степанович	2447260975	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	Вінницька область, Вінницький район, с. Вінницькі Хутори, вул. Лисенко, буд. 25
10	ТОВ «АТП Слободянюк»	31255163	Внутрішні перевезення пасажирів автобусами	м. Вінниця по вул. Салтикова-Щедріна, 112

Результати проведення SWOT-аналізу діяльності підприємства

Базова матриця SWOT – аналізу

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
S1. Наявність сучасних автобусів S2. Забезпеченість виробними чи площами та обладнанням S3. Підприємство займається також продажем і обслуговуванням нових автобусів та автомобілів S4. Наявність рухомого складу, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3 S5. Наявність довгострокових договорів з постійними клієнтами S6. Підприємство займається внутрішніми пасажирськими перевезеннями S7. Досвід роботи на ринку 20 років S8. Наявність підрозділів з продажу запасних частин, СТО, автосалон	W1. Недостатня кваліфікація управлінського персоналу (середньої ланки) W2. Частина рухомого складу зношена або близька до цього W3. Велика частина застарілих технологій і обладнання W4. Прості частини площ складських приміщень W5. Низька мотивація персоналу W6. Слабке уявлення про конкурентів, W7. Недостатність інвестувань в маркетинг і рекламу W8. Недостатня розвиненість логістичних технологій W8. Високий рівень цін на послуги
Можливості (O)	Загрози (T)
O1. Зростання числа клієнтів, за рахунок збільшення перевезень O2. Відсутність потужних конкурентів на ринку Вінниччини O3. Вихід на нові сегменти ринку O4. Збільшення попиту перевезення пасажирів на нові автобуси чи вантажні автомобілі O5. Застосування інформаційних технологій в області логістики O6. Наявність на ринку підприємств і приватних перевізників, які не мають ремонтної бази O7. Наявність попиту на послуги з зберігання вантажів і рухомого складу, ремонту РС O8. Відновлення кредитування, зменшення ставки по кредитах	T1. Ріст ціна на паливно-мастильні матеріали T2. Погіршення виробничих потужностей та платоспроможності пасажирів T3. Високі ставки по кредитах на обмежений доступ до них T4. Низькі бар'єри виходу на ринок потенційних конкурентів, тобто можливість появи нових конкурентів T5. Неприятлива політика уряду, недосконалість законодавчої бази в області лізингу автомобілів T6. Неприятливі економічні, демографічні зміни T7. Стрибки курсів валют T8. Зміна законодавства в гіршу сторону

Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
SO1: S1 S2 O1 O2 – Зростання числа клієнтів при відсутності потужних конкурентів забезпечить подальший розвиток підприємства, завантаженість рухомого складу та виробничих площ SO2: S2 S3 S4 O2 O3 O4 – Забезпеченість виробничими площами та обладнанням, сучасним рухомих складом, відсутність потужних конкурентів дозволить вийти на нові сегменти ринку з збільшенням послуг на міжнародні перевезення. SO3: S5 S6 S7 S8 O5 O6 O8 – Застосування інформаційних технологій в області логістики, власна ремонтна база, рухомий склад, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3 готові відреагувати на доступність кредитів, тобто ріст виробництва клієнтів ат потреб їх у перевезеннях	WO1: W2 O1 O2 – Відсутність потужних конкурентів та зростання числа клієнтів забезпечать завантаженість складських приміщень та достатній рівень цін на послуги WO2: W1 W5 W6 O4 O7 – Недостатня кваліфікація управлінського персоналу та слабкий маркетинг компенсуються збільшенням попиту на перевезення пасажирів
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
ST1: S1 S4 S5 T1 T2 T8 – Наявність сучасних великовагових автомобілів, а саме рухомого складу, який відповідає нормам Euro-2, Euro-3, довгострокових договорів з клієнтами дозволить підприємству працювати при рісті цін на паливно-мастильні матеріали, погіршенні виробничих потужностей клієнтів та більш жорсткому митному законодавстві ST2: S7 S8 T5 T6 T7 – наявність внутрішніх перевезень та досвід роботи на ринку більше 10 років компенсують несприятливу політику уряду, недосконалість законодавчої бази в області лізингу автомобілів та економічні, демографічні зміни, стрибки курсів валют	WT1: W1 W2 T2 – Вибір вірного курсу на конкурентний рівень цін, реклама, навчання управлінського персоналу дозволять вистояти при погіршенні виробничих потужностей та платоспроможності клієнтів, рісті цін на паливно-мастильні матеріали ат при появі нових конкурентів

Аналіз рухомого складу підприємства

7

Богдан А-091



Богдан А-091

Випуск, роки	1999-2005
Характеристики маси	
Маса у спорядженому стані, т	4,6
Маса повного автобуса, т	8,1
Швидкісні характеристики	
Макс.швидкість пустого автобуса, км/год	95
Місткість, осіб	
Місць для сидіння:	21
Повна місткість (8 осіб/м²)	45+1
Розміри	
Довжина, мм	7205
Ширина, мм	2370
Висота, мм	2740
Колісна база, мм	3815
Двигун	
Тип двигуна	дизельний
Назва двигуна	ISUZU 4HG1
Рухове керування	ISUZU
Потужність, кВт	89
Коробка передач	
Тип КПП	5 ступенева механічна
Назва КПП	ISUZU MXA5R

Богдан А145

Випуск, роки	2004—
Характеристики маси	
Маса у спорядженому стані, т	9,1-9,42
Маса повного автобуса, т	14,1-14,42
Швидкісні характеристики	
Макс.швидкість при повному завантаженні, км/год	100
Макс.швидкість пустого автобуса, км/год	100
Розгін 0-60 км/год за, сек	52 (плавний)
Місткість, осіб	
Місць для сидіння:	39-43
Повна місткість (8 осіб/м²)	70
Розміри	
Довжина, мм	9820
Ширина, мм	2500
Висота, мм	2960
Колісна база, мм	4800
Кліренс, мм	220
Двигун	
Тип двигуна	дизельний
Назва двигуна	ISUZU 6HE1-TC IVECO F4AE3682E
Рухове керування	УЯИШ 453461.004 ШВГУ 430-2
Потужність, кВт	169

Богдан А145



IVECO CACCIAMALI



ПАЗ-3205



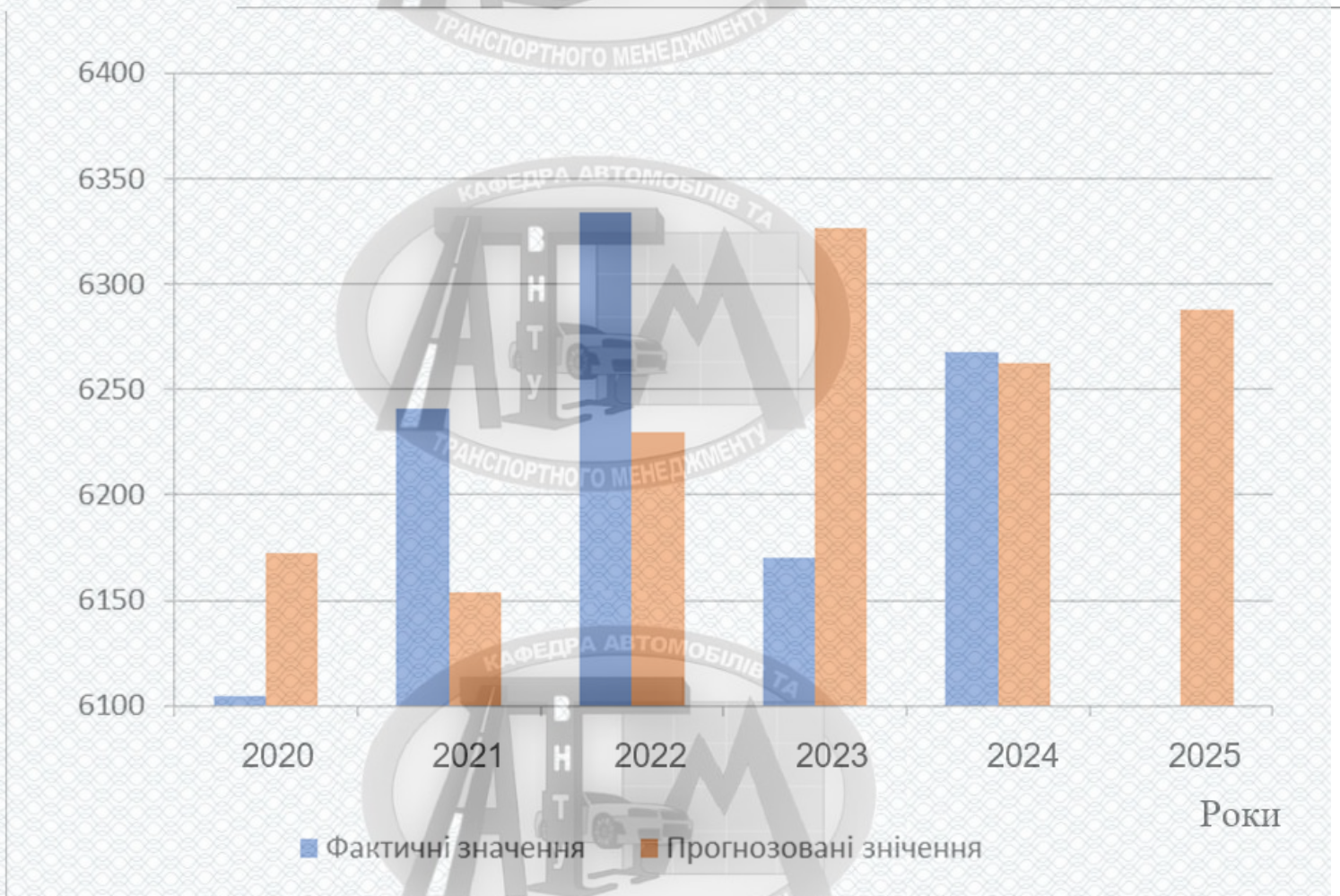
ПАЗ-3205

Випуск, роки	з 1989
Характеристики маси	
Маса у спорядженому стані, т	5,13 — 5,38
Маса повного автобуса, т	7,613 — 8,39
Швидкісні характеристики	
Макс.швидкість пустого автобуса, км/год	90
Місткість, осіб	
Місць для сидіння:	19 — 26
Повна місткість (8 осіб/м²)	37 — 42
Розміри	
Довжина, мм	7000
Ширина, мм	2500
Висота, мм	2960
Колісна база, мм	3600
Кліренс, мм	320
Двигун	
Тип двигуна	дизельний бензиновий
Назва двигуна	
Коробка передач	
Тип КПП	4 ст. або 5 ст. механічна

Приклад прогнозування величини попиту на перевезення пасажирів

9

P , тис. пас $\times$ км

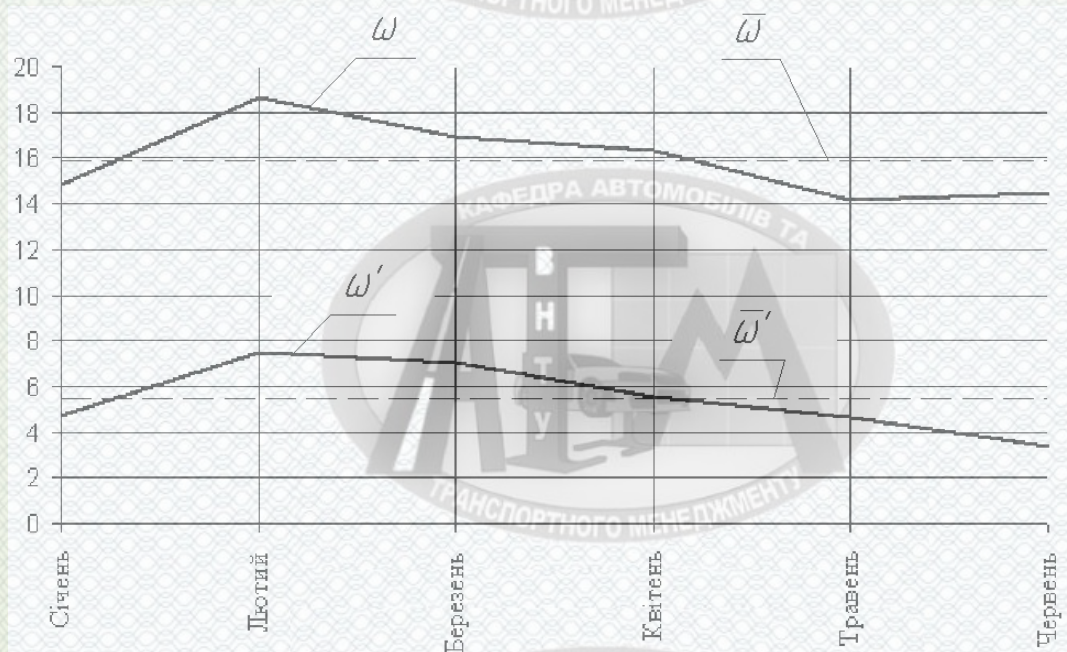


Прогнозування величини пасажирообігу для автобусів
Богдан А145 А079 методом експонентного згладжування

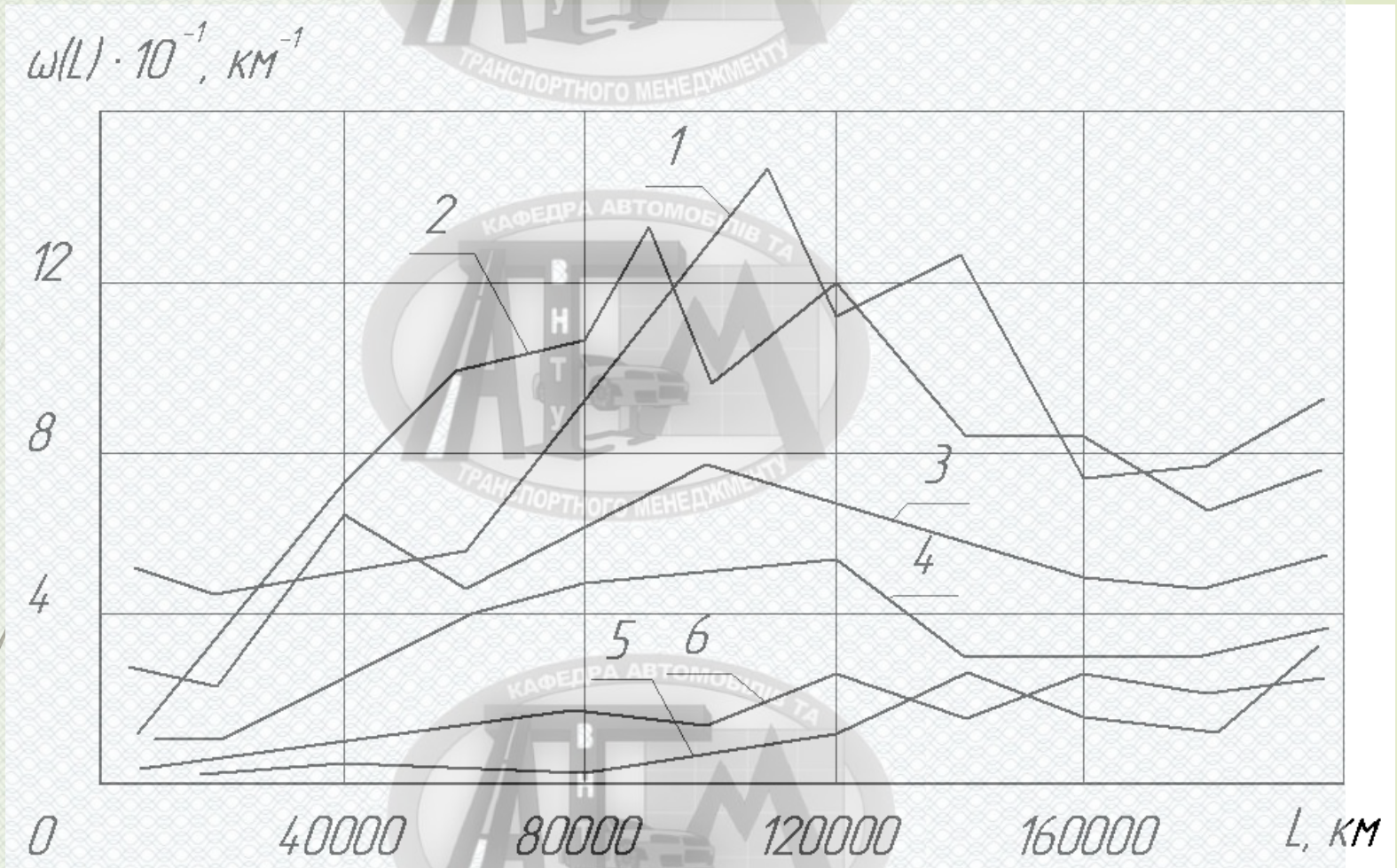
Результати статистичного опрацювання даних про безвідмовність ходової частини автобусів Ataman A092 (Богдан A092)(2024 р.)

Числові характеристики	Місяці 2024 року					
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень
ω , дн^{-1}	4,71	7,48	7,05	5,52	4,68	3,37
D_{ω} , дн^{-1}	3,16	6,70	60,9	5,26	4,88	2,42
σ_{ω} , дн^{-1}	1,78	2,59	2,50	2,29	2,21	1,55
v_{ω} , %	37,73	34,59	35,00	41,57	47,23	46,17

Календарний розподіл параметрів потоків відмов автобусів Ataman A092 (Богдан A092) (ω) та їх ходової частини (ω')



Залежність параметру потоку відмов від пробігу автобуса

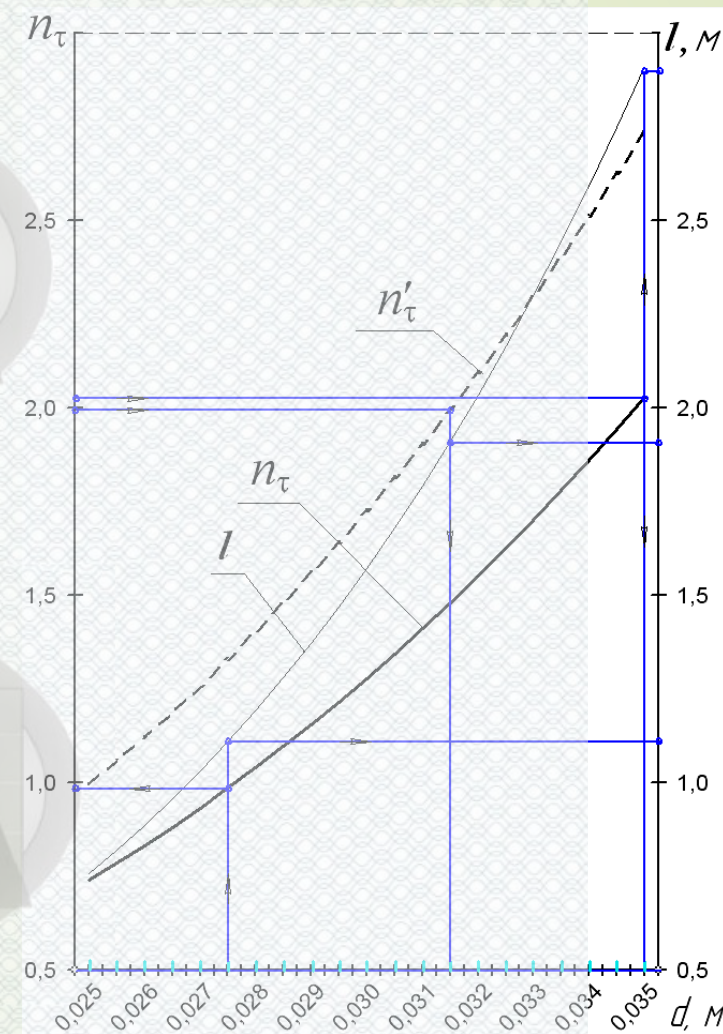
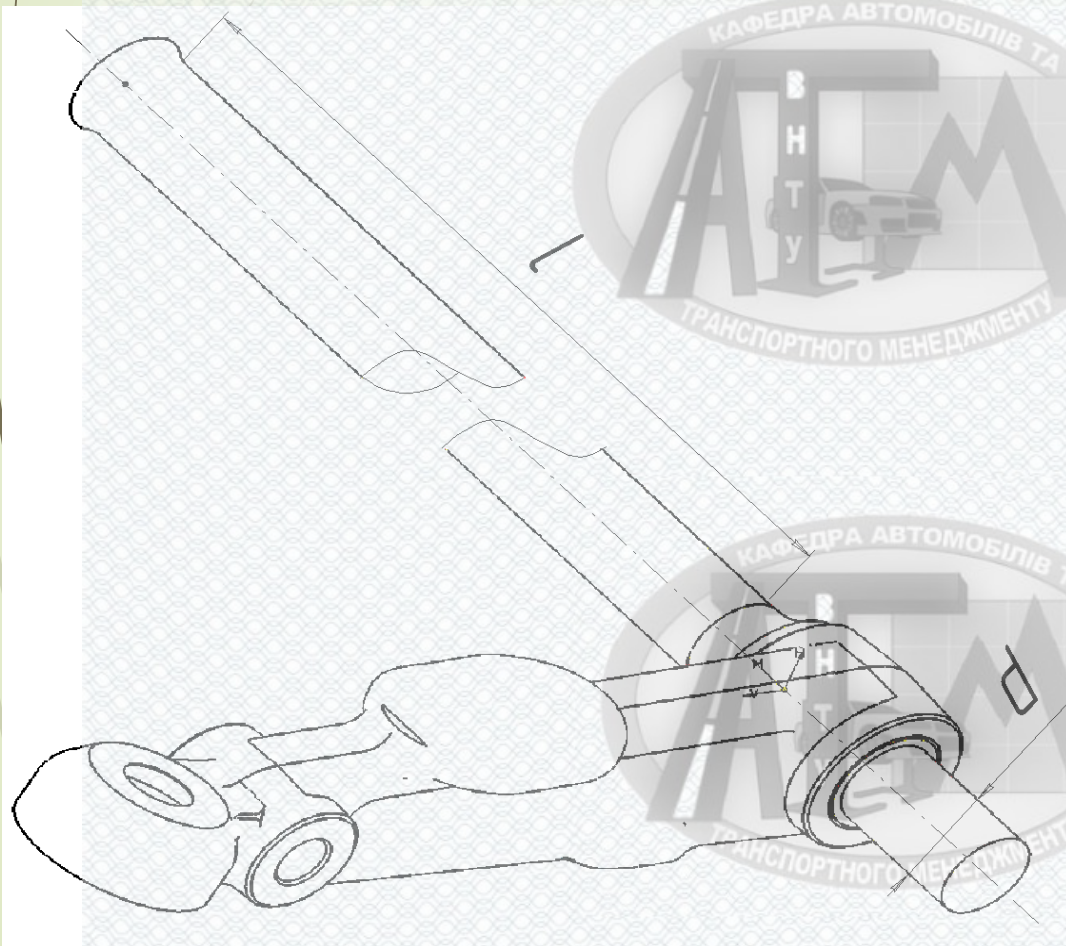


1- двигун; 2 – підвіска; 3 - рульове керування; 4 - гальмівна система;
5 - коробка передач; 6 – зчеплення.

Схеми з'єднання торсіон- важіль підвіски автобуса

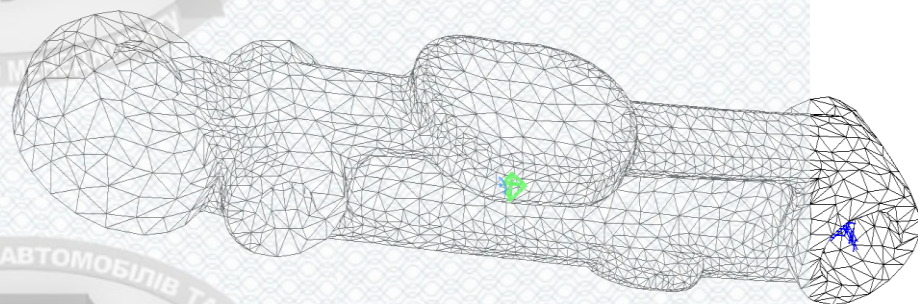
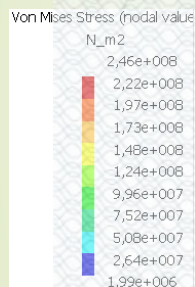
Ataman A092
(Богдан A092)

Залежність коефіцієнта запасу міцності
серійного n_τ і проектного n'_τ торсіона і
довжини торсіона l від його діаметра



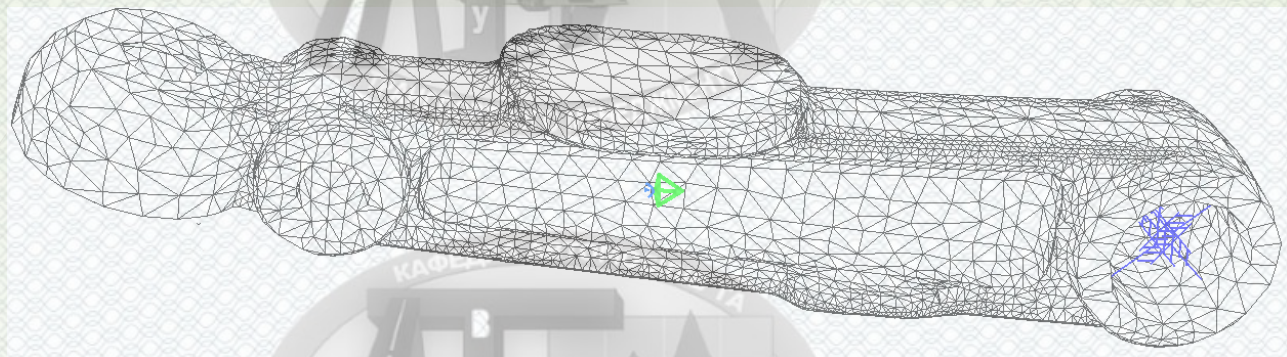
Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски з використанням програми CATIA

Створено математичну модель важеля передньої підвіски в програмі *SolidWork*. Перетворено її у формат програми **CATIA (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application)** — система автоматизованого проєктування (САПР) французької фірми Dassault Systèmes

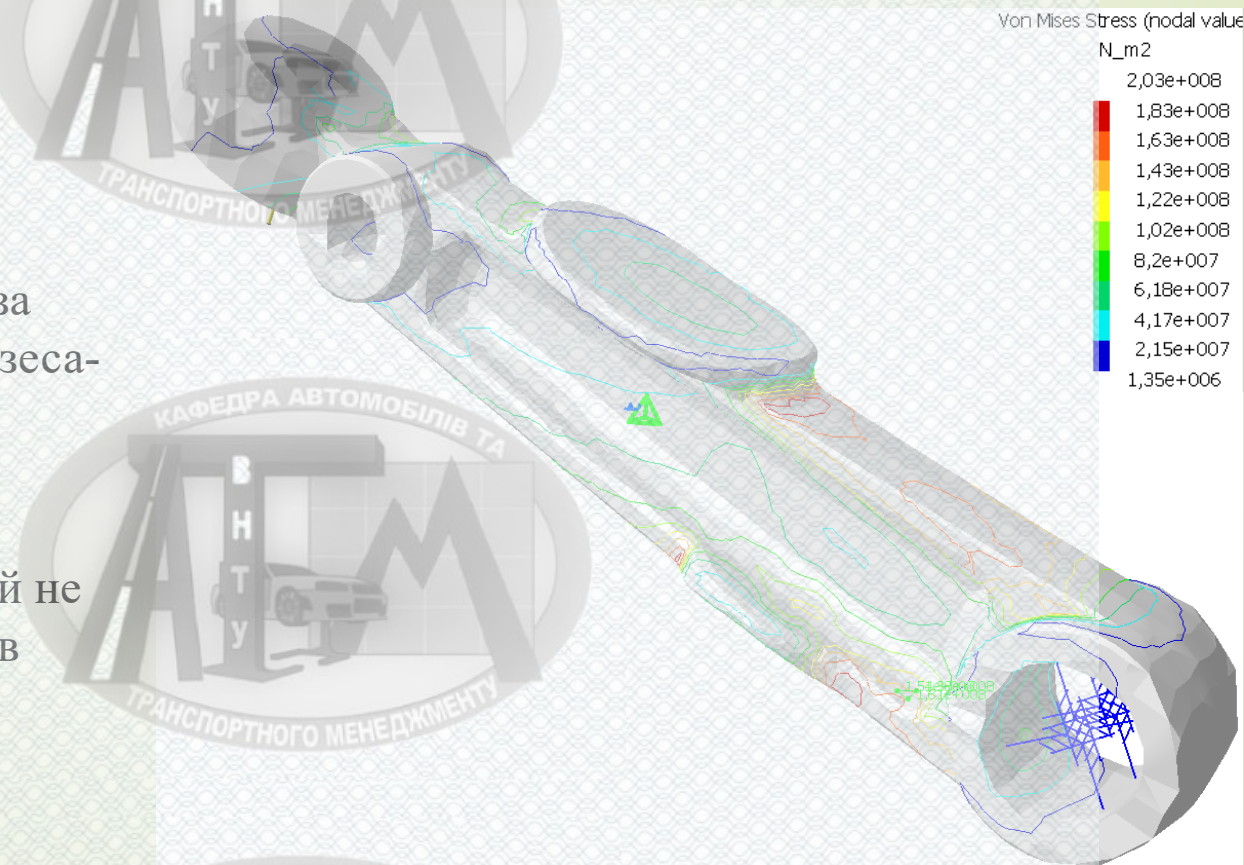


Розбиття важеля передньої підвіски автобуса на скінченні елементи (серійний варіант)

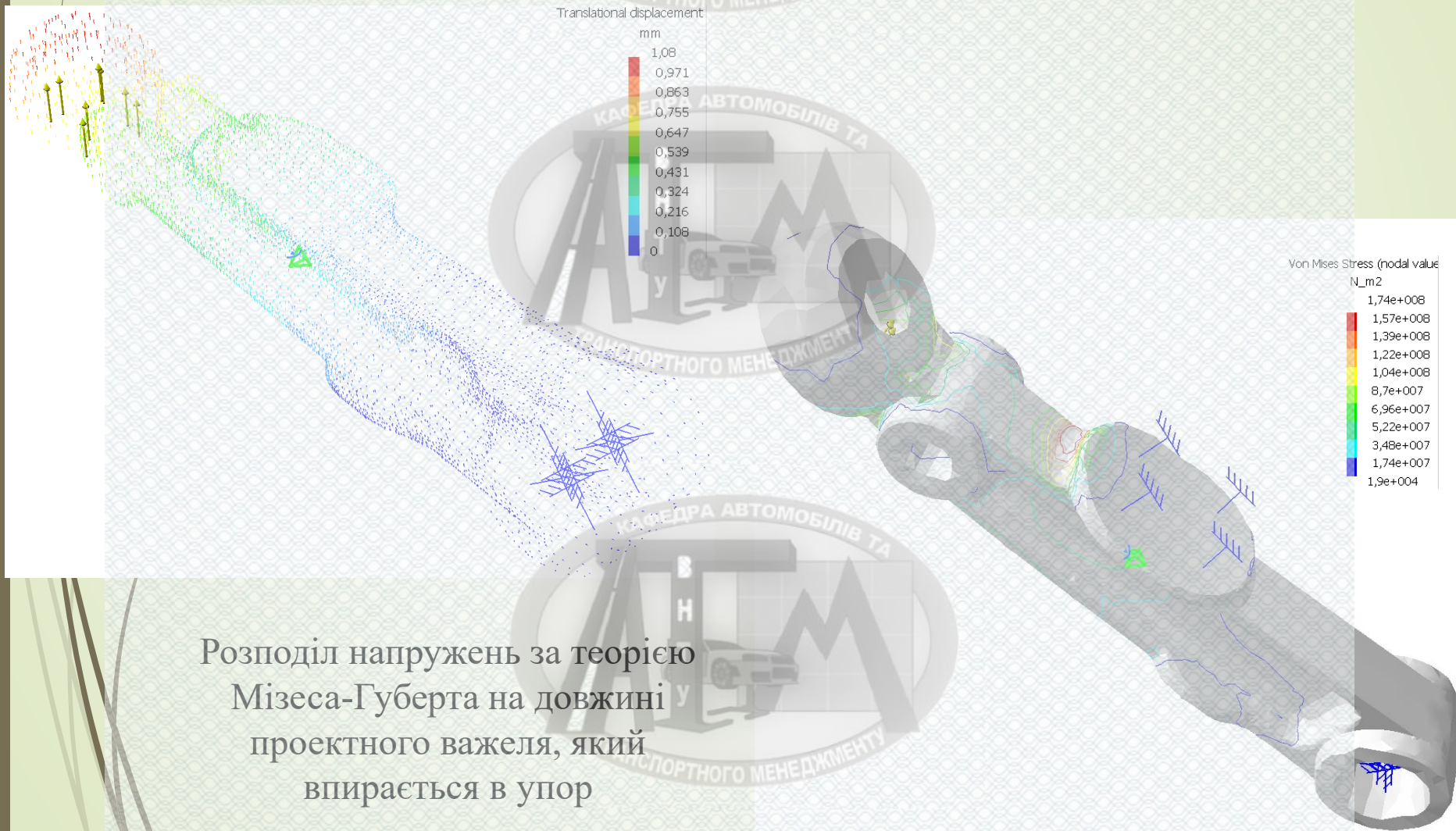
Розбиття важеля передньої підвіски автобуса на скінченні елементи (проектний варіант)¹⁴



Розподіл
напружень за
теорією Мізеса-
Губерта на
довжині
проектного
важеля, який не
впирається в
упор



Розподіл місцевих прогинів проектного важеля, який не впирається в упор



Основні результати розрахунків торсіона і важеля передньої підвіски

Параметр	Позначення, розмірність	Значення параметрів для деталей	
		серійних	проектних
Коефіцієнт запасу міцності торсіона	n_T	1	2
Діаметр торсіона	$d, \text{мм}$	27,5	31,5
Довжина торсіона	$l, \text{мм}$	1100	1910
Матеріал торсіона	-	Сталь 40CrMo4	Сталь 65C2BA
Максимальні напруження Мізеса-Губерта у важелі в першому випадку навантаження	$\sigma_m, \text{МПа}$	246	203
Максимальна деформація важеля в першому випадку навантаження	$\Delta, \text{мм}$	1,26	1,08
Максимальні напруження Мізеса-Губерта у важелі в другому випадку навантаження	$\sigma_m, \text{МПа}$	190	174
Максимальна деформація важеля в другому випадку навантаження	$\Delta, \text{мм}$	0,253	0,233

При цьому отримано менші напруження і деформації ніж у серійному важелі

Основні висновки

- Аналізом встановлено, що одним із чинників, які знижують надійність торсіонів передньої підвіски є їх недостатній коефіцієнт запасу міцності $n_{\tau} \approx 1$, тоді як його значення повинно знаходитись в межах 2-3. Для підвищення коефіцієнта запасу міцності торсіона було збільшено його діаметр з $d=27,5$ мм до $d=31,5$ мм. При цьому досягнуто значення коефіцієнта запасу міцності $n_{\tau} \approx 2$.
- На підставі результатів розрахунку методом скінчених елементів в програмі CATIA серійного поперечного важеля передньої підвіски з діаметром торсіона $d=27,5$ мм, запроєктовано новий важіль для торсіона з діаметром $d=31,5$ мм і виконано відповідний його перевірковий розрахунок.
- В результаті були отримані результати та запропонована методика розрахунку з використанням програми CATIA (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) — система автоматизованого проектування (САПР) французької фірми Dassault Systèmes.

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення експлуатаційної надійності автобусів товариства з обмеженою відповідальністю «Автотранспортне підприємство Слободянюк» місто Вінниця за рахунок вдосконалення конструкції передньої підвіски

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 70 % Схожість 30 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

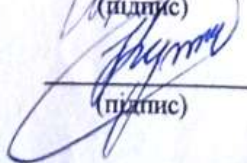
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Кравець С.І.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Кужель В.П.
(прізвище, ініціали)