

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Євген КАЛІНІН

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

на тему «Розробка методу визначення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля на базі технологій віртуального експерименту»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Ігор СІВАК

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Максим ПАВЛЕНКО

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Сергій ОРЛИК

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів

д.т.н., проф. _____ Євген КАЛІНІН
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Орлику Сергію Сергійовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові)
208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Розробка методу визначення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля на базі технологій віртуального експерименту»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «28» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____
01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: методика віртуального моделювання
Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____
розділ 1. аналіз теоретичних та практичних підходів до оцінки ресурсу несучих елементів
розділ 2. розробка методу визначення ресурсу на основі віртуального експерименту
розділ 3. шляхи підвищення ресурсу несучих елементів та оцінка економічної доцільності впровадження

Висновки _____
Перелік графічного матеріалу: Актуальність теми; Об'єкт Дослідження; Побудова 3d-Моделі Лонжерона; Fem-Аналіз – Карта Напружень; Переміщення Та Деформації; Оцінка Втомного Ресурсу; Конструктивне Підсилення; Економічне Обґрунтування; Висновки.

Дата видачі завдання «09» січня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис) Павленко М.Ю.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис) Орлик С.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка містить 61 сторінка основного тексту, 18 рисунків, 4 таблиці, 10 джерел у списку використаної літератури, 1 додаток.

Тема: «Розробка методу визначення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля на базі технологій віртуального експерименту»

Об'єкт дослідження – несучі елементи ходової частини вантажного автомобіля, зокрема лонжерон рами.

Предмет дослідження – методи оцінки ресурсу несучих елементів на основі віртуального моделювання та скінченно-елементного аналізу.

Мета роботи – підвищення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля шляхом розробки методу його оцінювання на основі технологій віртуального експерименту.

У роботі проведено аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на довговічність рам вантажних автомобілів, побудовано 3D-модель лонжерона та виконано розрахунок його напружено-деформованого стану за методом скінченних елементів, визначено втомний ресурс за критерієм Мізеса. Запропоновано варіант локального підсилення у критичних зонах, що дозволив знизити напруження на 11–14% і подвоїти ресурс, а також підтверджено економічну доцільність такого удосконалення завдяки скороченню витрат на обслуговування більш як на 40%.

Ключові слова: лонжерон, ресурс, напружено-деформований стан, втома матеріалу, FEM, віртуальний експеримент, підсилення, рама, вантажний автомобіль, S355JR.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ПРАКТИЧНИХ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	8
1.1. Конструктивні особливості несучих елементів ходової частини вантажних автомобілів.....	8
1.2. Основні чинники, що впливають на втому та ресурс несучих елементів конструкції.....	12
1.3. Методи визначення залишкового ресурсу конструктивних елементів	14
1.4. Огляд програмного забезпечення для віртуального моделювання ресурсу та приклади його застосування.....	17
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ НА ОСНОВІ ВІРТУАЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ.....	21
2.1. Теоретичні основи моделювання та побудова 3D-моделі досліджуваного елемента.....	21
2.2. Формування умов навантаження та граничних умов у віртуальному експерименті.....	25
2.3. Розрахунок напружено-деформованого стану досліджуваного елемента.....	29
2.4. Оцінка втомного ресурсу за результатами моделювання	33
РОЗДІЛ 3. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	38
3.1. Аналіз можливих конструктивних рішень для підвищення ресурсу	38
3.2. Числове моделювання ефективності конструктивного підсилення	39
3.3. Оцінка економічної доцільності впровадження конструктивного удосконалення.....	43
ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	50
ДОДАТОК А Ілюстративний матеріал.....	51

ВСТУП

Сучасний стан розвитку вантажного автотранспорту висуває високі вимоги до надійності, довговічності та безпечності конструктивних елементів транспортних засобів. Особливо це стосується несучих елементів ходової частини, які сприймають основні експлуатаційні навантаження, забезпечують структурну цілісність та стабільність руху. В умовах інтенсивної експлуатації, нерівномірного завантаження і агресивного зовнішнього середовища виникає необхідність у точному прогнозуванні їх ресурсу з метою підвищення ефективності обслуговування, своєчасної заміни та підвищення загальної безпеки руху.

В традиційній практиці діагностика технічного стану елементів ходової частини ґрунтується переважно на регламентних або візуальних методах контролю, які не завжди дозволяють точно визначити залишковий ресурс. Використання ж віртуального експерименту на основі числового моделювання дозволяє імітувати складні навантажувальні сценарії, аналізувати напружено-деформований стан елементів конструкції та прогнозувати граничні стани, не вдаючись до дорогих і тривалих натурних випробувань.

Таким чином, актуальність теми зумовлена потребою у розробці методу визначення ресурсу несучих елементів вантажних автомобілів з використанням інструментів віртуального експерименту, що дозволить підвищити точність оцінки залишкової міцності, знизити ризики аварійних ситуацій та оптимізувати процеси технічного обслуговування.

Мета роботи – підвищення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля шляхом розробки методу його оцінювання на основі технологій віртуального експерименту.

Для досягнення мети поставлені такі завдання:

- провести аналіз конструктивних особливостей несучих елементів вантажного автомобіля та чинників, що впливають на їх ресурс.
- розробити 3D-модель лонжерона та виконати числове моделювання його напружено-деформованого стану з використанням методу скінченних елементів.

- визначити зони концентрації напружень та розрахувати втомний ресурс елемента за критеріями Мізеса та кривими довговічності.

- запропонувати варіанти конструктивного підсилення у критичних зонах та здійснити повторне моделювання для оцінки їх ефективності.

- виконати техніко-економічну оцінку доцільності впровадження удосконалень з урахуванням вартості ремонту, терміну окупності та прогнозованої економії.

Об'єкт дослідження – несучі елементи ходової частини вантажного автомобіля, зокрема поздовжній лонжерон рами автомобіля Mercedes-Benz Actros.

Предмет дослідження – методи оцінки ресурсу несучих елементів на основі скінченно-елементного моделювання, критерії втомної міцності та ефективність конструктивного підсилення як засобу підвищення довговічності.

Методи дослідження включають: аналіз науково-технічної літератури; побудову геометричних моделей у CAD-середовищі; числове моделювання методом скінченних елементів (FEM); аналіз результатів за критеріями втоми та механічної міцності.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання розробленого методу на етапі діагностики або планування технічного обслуговування вантажного автотранспорту, що дозволяє підвищити ефективність експлуатації та уникнути передчасних відмов.

У процесі виконання кваліфікаційної роботи автор дотримувався принципів академічної доброчесності, не допускав плагіату, самостійно здійснив усі розрахунки та побудову моделей, а також виконав необхідну аналітичну і науково-дослідну частину проєкту.

Положення, що виносяться на захист:

- узагальнені особливості впливу навантажень на ресурс несучих елементів вантажних автомобілів;

- розроблений метод визначення ресурсу на основі віртуального експерименту;

- результати числового моделювання напружено-деформованого стану та прогнозування граничного стану;

- рекомендації щодо застосування методу в практиці технічного обслуговування автотранспортних засобів.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ПРАКТИЧНИХ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ

1.1. Конструктивні особливості несучих елементів ходової частини вантажних автомобілів

Ходова частина вантажного автомобіля включає елементи, що забезпечують механічне з'єднання кузова з колесами та сприймають навантаження від ваги транспортного засобу, корисного вантажу, а також динамічні навантаження від дороги. Її конструкція, за даними [1, с. 47], складається переважно з таких несучих елементів:

- поздовжні лонжерони (виконані з високоміцної сталі, типово – S355, товщина 6–8 мм);
- поперечини, які забезпечують просторову жорсткість;
- підрамники для окремих вузлів (паливного бака, коробки відбору потужності);
- балки мостів, виготовлені зі сталевих труб або литих елементів.

На рисунку 1.1 подано схему основних несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля.

У межах даного дослідження як об'єкт аналізу вибрано раму вантажного автомобіля Mercedes-Benz Actros, що зумовлено її конструктивною типовістю, широким практичним застосуванням та високим рівнем доступності технічної інформації. Конструкція рами Actros представляє собою жорстку зварну схему з П-подібними поздовжніми лонжеронами та поперечинами, яка є характерною для більшості сучасних вантажних автомобілів середнього і важкого класу. Така універсальність дозволяє розглядати результати моделювання як репрезентативні для широкого спектра аналогічної техніки.

Вибір саме цієї моделі також обумовлений наявністю великої кількості достовірних креслень, специфікацій і експлуатаційних даних, що істотно спрощує процес побудови вірогідної цифрової моделі. Крім того, рама Mercedes-

Benz Actros експлуатується в умовах значних статичних і динамічних навантажень, зокрема у міжрегіональних та будівельних перевезеннях, що створює реалістичне навантажувальне середовище для віртуального експерименту з оцінки ресурсу.

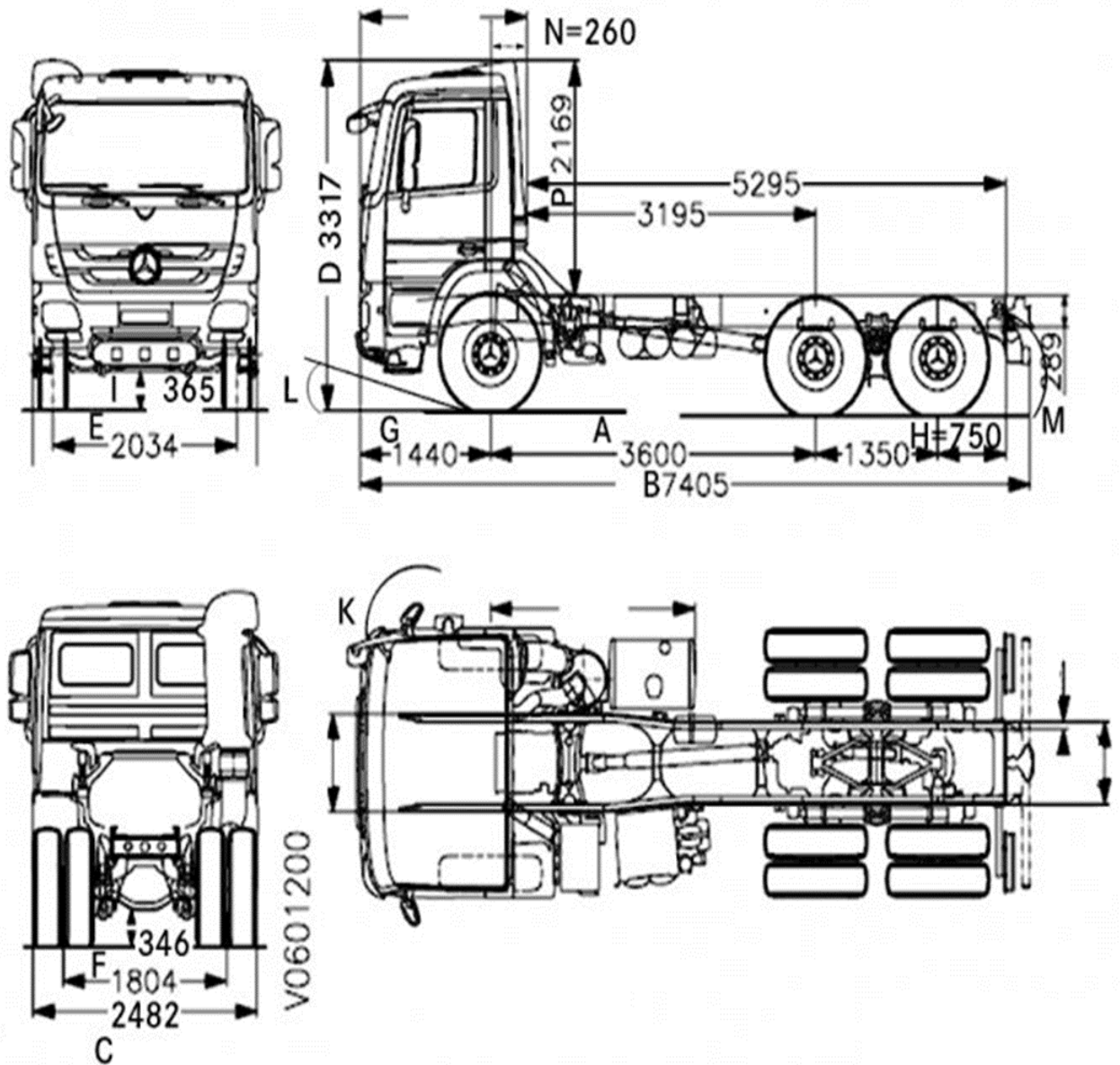


Рисунок 1.1 – Схема вантажного автомобіля Mercedes-Benz Actros

Особливу увагу слід звернути й на те, що дана модель активно представлена в українському транспортному парку, зокрема серед техніки приватних і корпоративних вантажоперевізників. Це надає дослідженню додаткової практичної значущості, адже отримані результати можуть бути

безпосередньо застосовані у процесі технічного діагностування, планування ремонту або прогнозування залишкового ресурсу. Таким чином, вибір рами Mercedes-Benz Actros як прикладу для моделювання цілком обґрунтований як з наукової, так і з прикладної точки зору.

Зазначені елементи зазнають багатоциклових навантажень (від 10^4 до 10^6 циклів), що є основною причиною втомного руйнування. Згідно з [2], найбільш навантаженими зонами є: точки з'єднання ресор із лонжеронами; місця свердлення отворів під болтові з'єднання; зони переходу перерізів з радіусами менше 10 мм.

У дослідженнях [3; 4] виявлено, що до 75% відмов рами у вантажних автомобілях типу МАЗ та КамАЗ припадає на зони дії комбінованих згинальних і скручувальних навантажень. Зокрема, ділянки за кабіною, де відбувається передача навантаження від кузова, є критичними для розвитку мікротріщин.

Приклад конкретного типового перерізу лонжерона показано на рис. 1.2: тип: П-подібний (відкритий профіль), матеріал: S355JR, висота: 220 мм, товщина стінки: 7 мм, довжина: 6700 мм (для 3-вісного тягача).

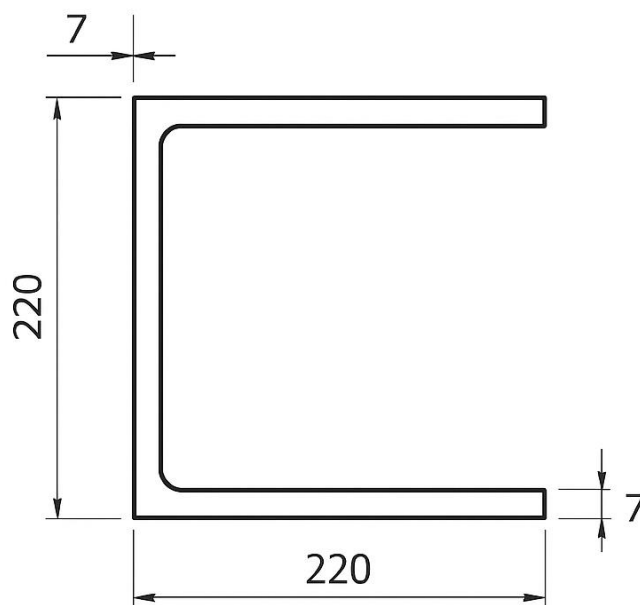


Рисунок 1.2 – Типовий поперечний переріз лонжерона рами вантажного автомобіля

Сталь S355JR згідно з європейським стандартом EN 10025-2 належить до конструкційних низьколегованих сталей із гарантованими механічними характеристиками. Вона широко використовується у важкому машинобудуванні, зокрема у виробництві рам вантажних автомобілів, мостових конструкцій, несучих балок і підрамників, де потрібне поєднання високої міцності та пластичності.

Основні механічні характеристики сталі S355JR наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Основні механічні характеристики сталі S355JR

Показник	Значення
Межа плинності (Re)	≥ 355 МПа (для товщини до 16 мм)
Тимчасовий опір розриву (Rm)	470–630 МПа
Відносне подовження (A)	≥ 20 % (для зразка довжиною 80 мм)
Ударна в'язкість (KV, +20°C)	≥ 27 Дж (позначення JR)
Густина	~ 7850 кг/м ³
Модуль пружності E	~ 210 ГПа
Клас ударної в'язкості	JR – випробування на удар при +20 °C

Позначення JR вказує на те, що матеріал забезпечує мінімальне значення ударної в'язкості 27 Дж при температурі +20 °C, що є допустимим для більшості умов помірною клімату.

Переваги застосування сталі S355JR у вантажних автомобілях:

Висока питома міцність дозволяє зменшити масу конструкції без втрати несучої здатності.

Хороша зварюваність без необхідності попереднього підігріву.

Збалансоване поєднання міцності й пластичності, що забезпечує стійкість до втомних навантажень.

Доступність і відповідність вимогам сертифікації (наприклад, CE).

Таким чином, конструктивна специфіка несучих елементів прямо впливає на характер накопичення втомного пошкодження. Високі концентрації напружень, нерівномірний розподіл навантаження та експлуатаційне старіння створюють передумови для зниження ресурсу.

1.2. Основні чинники, що впливають на втому та ресурс несучих елементів конструкції

Втома матеріалу є одним із найпоширеніших механізмів руйнування несучих елементів ходової частини вантажних автомобілів. Під дією багатократно змінних навантажень у металі поступово накопичуються мікропошкодження, які з часом призводять до ініціювання та поширення тріщин, що зрештою знижує міцність конструкції. Визначення втомного ресурсу стає особливо актуальним для таких критичних елементів, як лонжерони, поперечини, балки мостів, вузли кріплення ресор і підрамників.

Сукупність факторів, що впливають на ресурс конструкції, умовно поділяють на конструктивні, експлуатаційні та технологічні. До конструктивних чинників відносять форму поперечного перерізу, наявність концентраторів напружень, зміну жорсткості у перехідних зонах, тип з'єднання елементів (зварне, болтове, комбіноване). Наприклад, згідно з [1, с. 108], у П-подібному профілі без раціональних радіусів переходів напруження на краях полиць може бути в 2–3 рази вищим, ніж у центральній частині стінки.

Експлуатаційні фактори охоплюють динамічні навантаження, що виникають під час руху по нерівностях, при гальмуванні, розгоні та поворотах. Зовнішні впливи, такі як температура, волога, корозійні агенти, також суттєво впливають на швидкість деградації матеріалу. Статистичні дослідження показують, що при експлуатації вантажного автомобіля по дорогах із покриттям категорії IV–V класу амплітуда напружень у лонжеронах може перевищувати 90 МПа, що значно прискорює втомне старіння [2].

Технологічні чинники включають якість виготовлення деталей та їх поверхонь. Механічна обробка з утворенням заусенців, недостатнє очищення

зварних швів, наявність залишкових напружень або локальних дефектів суттєво знижують ресурс. Наприклад, згідно з [3], наявність грубих слідів від фрезерування може знизити межу витривалості сталі S355JR на 10–15% порівняно з відшліфованими поверхнями.

Ключовим аналітичним інструментом для оцінки впливу втоми є побудова S-N кривих (Wöhler curves), що показують залежність між амплітудою напружень та числом циклів до руйнування. Для сталі S355JR типова границя втоми при симетричному циклі навантаження становить близько 160 МПа для 10^6 циклів [4].

Також поширеним є застосування гіпотези накопичення пошкоджень Мінера, що дозволяє розрахувати сумарне пошкодження при змінному навантаженні:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (1.1)$$

де D – ступінь накопиченого пошкодження (при $D \geq 1$ очікується руйнування);

n_i – кількість циклів навантаження певного рівня;

N_i – допустима кількість циклів до руйнування при цій амплітуді.

Для наочного відображення взаємозв'язку між конструктивними, експлуатаційними та технологічними чинниками, які зумовлюють зміну ресурсу несучих елементів, побудовано узагальнену схему (рис. 1.3).

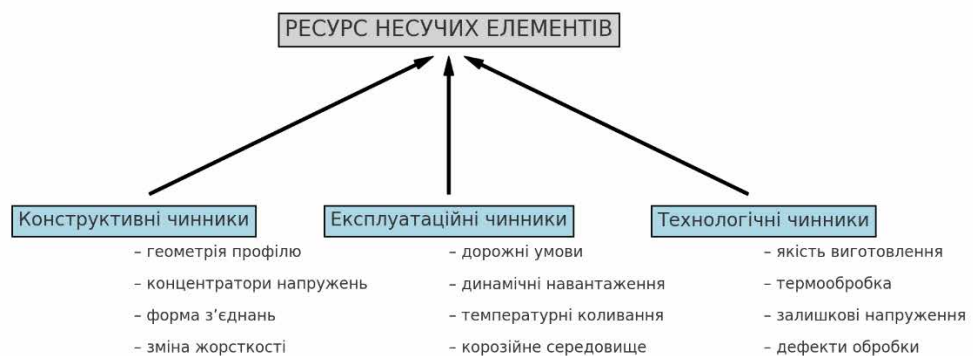


Рисунок 1.3 – Основні групи чинників, що впливають на ресурс несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля

З урахуванням усіх перелічених факторів стає очевидним, що визначення ресурсу несучих елементів повинно враховувати не лише геометричні та матеріальні характеристики, а й фактичні умови експлуатації, історію навантажень та якість виготовлення конструкції. Це робить особливо актуальним використання інструментів віртуального моделювання, що дозволяють комплексно аналізувати втомні процеси в складних геометріях та сценаріях навантаження.

1.3. Методи визначення залишкового ресурсу конструктивних елементів

Залишковий ресурс конструктивних елементів визначається як кількість залишкових циклів навантаження, які елемент здатен витримати до настання граничного стану, що унеможливило подальшу безпечну експлуатацію. У сучасній інженерній практиці застосовуються як традиційні емпіричні методи, так і сучасні числові підходи, зокрема з використанням технологій віртуального моделювання.

Узагальнену класифікацію методів визначення залишкового ресурсу конструктивних елементів наведено на рисунку 1.4, де представлено основні підходи — від візуальних і статистичних до аналітичних та моделювальних методів, що застосовуються залежно від складності завдання та доступності вхідних даних.

Візуально-дефектоскопічні методи

Найпростішим способом діагностики є періодичний візуальний контроль, що дозволяє виявляти тріщини, деформації, корозійні пошкодження та інші зовнішні дефекти. Удосконаленням цього підходу є дефектоскопічні методи, зокрема:

- ультразвукова дефектоскопія;
- магнітопорошковий контроль;
- рентгенографія металоконструкцій.

Ці методи ефективні для виявлення локальних пошкоджень, але не дозволяють оцінити накопичене втомне навантаження або ресурс у кількісному

вигляді. Крім того, вони потребують зупинки експлуатації та доступу до контрольованої зони.

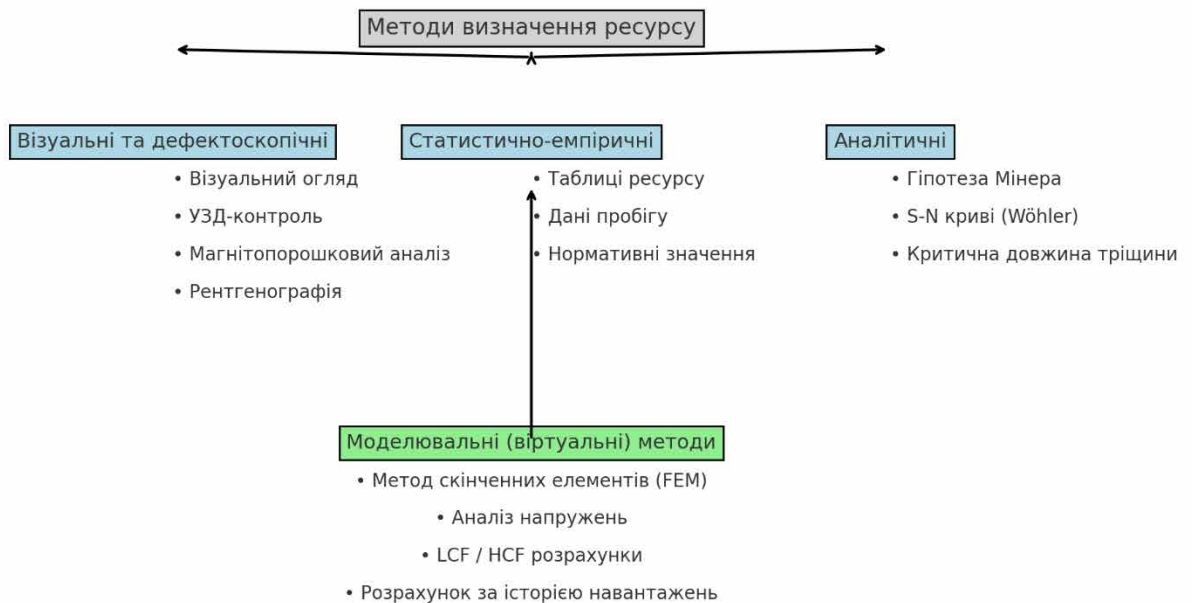


Рисунок 1.4 – Класифікація методів визначення залишкового ресурсу конструктивних елементів вантажного автомобіля

Емпірично-статистичні методи

Для серійної техніки часто використовуються нормативні таблиці ресурсу, отримані в результаті довгострокових спостережень за великою кількістю транспортних засобів. Наприклад, згідно з даними [1], для рами автомобіля МАЗ-54323 ресурс до появи перших тріщин становить близько 600 тис. км, за умови експлуатації на дорогах I–II категорії з номінальним завантаженням.

Недоліком такого підходу є його орієнтація на усереднені умови, які не враховують індивідуальну експлуатаційну історію, якість ремонту або технологічні відхилення при виготовленні конкретного зразка конструкції.

Аналітичні методи з використанням гіпотез втоми

У розрахунковій практиці застосовуються такі моделі:

- гіпотеза Мінера (лінійне накопичення пошкоджень);
- гіпотеза Palmgren–Miner–Wöhler (із використанням S-N кривих);

- гіпотези критичної довжини тріщини (для оцінки граничного стану).

Залишковий ресурс у цьому випадку визначається за формулою:

$$N_{зал} = \frac{1 - D_{накоп}}{\Delta D_{на\ цикл}}, \quad (1.2)$$

де $D_{накоп}$ – накопичене пошкодження на момент діагностики;

$\Delta D_{на\ цикл}$ – пошкодження від одного циклу навантаження, визначене на основі експериментальних або моделювальних даних.

Моделювальні (віртуальні) методи

Найбільш точним і гнучким підходом у сучасній практиці є використання технологій числового моделювання. У рамках методу скінченних елементів (FEM) створюється геометрична модель досліджуваного елемента (наприклад, лонжерона), на яку накладаються граничні умови, відповідні до експлуатаційного навантаження.

Послідовність виконання числового моделювання методом скінченних елементів, що включає побудову геометричної моделі, дискретизацію, постановку граничних умов та аналіз результатів, подано на рисунку 1.5. Ця схема ілюструє загальну логіку застосування FEM у завданнях оцінки залишкового ресурсу конструктивних елементів.



Рисунок 1.5 – Етапи процесу числового моделювання методом скінченних елементів (FEM)

За допомогою ПЗ типу ANSYS, SolidWorks Simulation, Abaqus або Siemens NX проводиться аналіз:

- напружено-деформованого стану;
- зон локальної концентрації напружень;
- ймовірних місць зародження втомних тріщин;
- розподілу циклічних напружень і пластичних деформацій.

Оцінка ресурсу здійснюється або за допомогою втомних розрахунків на основі Wöhler-кривих, або з використанням підходів Low Cycle Fatigue (LCF) / High Cycle Fatigue (HCF) для різних режимів навантаження. Ці методи особливо ефективні у поєднанні з реальними даними про навантаження (наприклад, із CAN-шини автомобіля або з тензометричних вимірювань) для розрахунку залишкового ресурсу в конкретній точці елемента.

Таким чином, серед наявних підходів найбільш ефективним для сучасних умов експлуатації та ремонту вантажної техніки є поєднання віртуального моделювання з емпірично обґрунтованими критеріями втоми, що дозволяє забезпечити як точність, так і практичну застосовність результатів.

1.4. Огляд програмного забезпечення для віртуального моделювання ресурсу та приклади його застосування

У зв'язку з активним впровадженням принципів цифрового інжинірингу в автомобілебудуванні, зокрема в галузі вантажного транспорту, широкого поширення набули технології віртуального експерименту. Основу таких досліджень становить числове моделювання методом скінченних елементів (FEM), яке реалізується за допомогою спеціалізованих програмних продуктів. Їх застосування дає змогу здійснити детальний аналіз напружено-деформованого стану конструкції, визначити найбільш уразливі зони, а також прогнозувати втомне руйнування та залишковий ресурс.

До найпоширеніших систем для проведення такого моделювання належать:

ANSYS Mechanical — один із найпотужніших універсальних пакетів для інженерного аналізу. Забезпечує точне моделювання напружень, переміщень, контактних взаємодій, а також втомних характеристик. Має розвинену систему побудови S-N кривих та реалізацію гіпотези Мінера. Активно застосовується в авіа- та автоіндустрії [1].

Abaqus — високоточна система з підтримкою нелінійної механіки, що дозволяє аналізувати складні сценарії, зокрема локальне пластичне деформування, накопичення пошкоджень, ріст тріщин. Має вбудовані модулі для втомного аналізу (Low Cycle Fatigue, High Cycle Fatigue, Crack Propagation).

SolidWorks Simulation — інструмент для інженерного аналізу всередині середовища CAD. Зручний для базового структурного аналізу рам, балок, підрамників. Підтримує аналіз втоми, хоча поступається за точністю в порівнянні з Abaqus або ANSYS [2].

Siemens NX / Simcenter — багатофункціональне середовище, орієнтоване на повний цикл проектування. Підходить для детального аналізу напружень і теплових полів у складних збірках.

Autodesk Inventor Nastran — поєднує 3D-моделювання з розрахунками міцності. Перевагою є інтеграція з моделями Inventor, однак має обмеження щодо складності нелінійних сценаріїв.

Порівняльну характеристику найпоширенішого програмного забезпечення для FEM-моделювання наведено в таблиці 1.2.

Суттєвою перевагою цих програм є можливість оцінки втомного ресурсу без проведення натурних випробувань, що дозволяє:

- прискорити розробку нових конструкцій;
- провести віртуальну оцінку ресурсу після зміни умов експлуатації (наприклад, перевантаження, зміна кузова);

- оцінити ефект від конструктивних змін (заміна матеріалу, додаткові підсилення).

У наукових дослідженнях [3–5] продемонстровано ефективність використання FEM-аналізу при моделюванні елементів ходової частини

вантажних автомобілів. Наприклад, у роботі [4] проведено аналіз рами вантажівки Scania з імітацією типового навантаження та побудовано поля напружень у зоні кріплення підрамника. В іншому дослідженні [5] здійснено прогноз втомного ресурсу переднього лонжерона КрАЗ із використанням даних тензометрії та розрахунку за критерієм Goodman–Smith.

Таблиця 1.2

Порівняльна характеристика програмного забезпечення для FEM-аналізу

№	Програмне забезпечення	Рівень точності	Підтримка аналізу втоми	Підтримка нелінійностей	Зручність для початківців
1	ANSYS Mechanical	Високий	Так	Так	Середня
2	Abaqus	Високий	Так	Так	Низька
3	SolidWorks Simulation	Середній	Так	Обмежено	Висока
4	Siemens NX / Simcenter	Високий	Так	Так	Середня
5	Autodesk Inventor Nastran	Середній	Обмежено	Обмежено	Висока

Слід зазначити, що вибір програмного забезпечення залежить від рівня складності моделі, наявних вхідних даних, прийнятної точності, а також доступності ліцензії. У межах даної роботи заплановано використати SolidWorks Simulation як базовий інструмент для побудови геометрії та FEM-аналізу, а також перевірити результат порівнянням із аналітичними методами.

Проведений аналіз конструктивних особливостей несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля виявив основні чинники, що впливають на їхній ресурс. Встановлено, що на формування втомного пошкодження значною мірою впливають геометрія елементів, експлуатаційні умови та якість виготовлення конструкції. Оцінка залишкового ресурсу може здійснюватися різними методами: від візуально-дефектоскопічних до сучасних віртуальних розрахунків.

Особливу увагу приділено числовому моделюванню методом скінченних елементів (FEM), яке дозволяє з високою точністю ідентифікувати зони напружень, прогнозувати втому та визначати залишковий ресурс елементів без проведення натурних випробувань. У результаті огляду спеціалізованого програмного забезпечення обґрунтовано доцільність використання SolidWorks Simulation як базового інструменту для реалізації віртуального експерименту в межах даної роботи.

Отримані результати і висновки формують теоретичну основу для переходу до практичної частини дослідження, яка полягає у розробці методу визначення ресурсу з використанням віртуального моделювання.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ НА ОСНОВІ ВІРТУАЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

2.1. Теоретичні основи моделювання та побудова 3D-моделі досліджуваного елемента

Метод скінченних елементів (Finite Element Method – FEM) є потужним інструментом для розв’язання задач механіки деформівного твердого тіла, який дозволяє чисельно визначити розподіл напружень, деформацій, переміщень і втомного ресурсу у складних конструкціях. Основна ідея FEM полягає у дискретизації досліджуваного об’єкта на велику кількість скінченних елементів простої форми (трикутники, тетраедри, куби тощо), всередині яких функції стану апроксимуються за допомогою інтерполяційних поліномів.

Задача формулюється у слабкій (інтегральній) формі рівнянь рівноваги:

$$\int_{\Omega} \sigma_{ij} \cdot \delta \varepsilon_{ij} d\Omega = \int_{\Omega} f_i \cdot \delta u_i d\Omega + \int_{\Gamma} T_i \cdot \delta u_i d\Gamma, \quad (2.1)$$

де σ_{ij} – компоненти тензора напружень;

ε_{ij} – компоненти тензора деформацій;

f_i – об’ємні сили;

T_i – поверхневі навантаження;

δu_i – віртуальні переміщення.

Застосування FEM дозволяє одержати розв’язок у вигляді системи алгебраїчних рівнянь:

$$K \cdot u = F, \quad (2.2)$$

де K – глобальна жорсткість системи;

u – вектор переміщень;

F – вектор прикладених навантажень.

Отримавши розв'язок, за допомогою відомих співвідношень (закон Гука, умови рівноваги) можна визначити деформації, напруження, а також параметри втоми для подальшої оцінки ресурсу.

Методика побудови САД-моделі об'єкта дослідження

У межах даної роботи як об'єкт моделювання було обрано поздовжній лонжерон рами вантажного автомобіля Mercedes-Benz Actros. Вибір зумовлений його ключовою роллю у сприйнятті навантажень та типовістю геометрії.

Послідовність побудови 3D-моделі у SolidWorks:

Підготовка креслення типового перерізу лонжерона.

На основі довідкових даних і типових креслень [1] побудовано ескіз поперечного перерізу профілю. Основні параметри:

- висота: 220 мм;
- ширина полиць: 70 мм;
- товщина стінок: 7 мм;
- радіус заокруглення: 8 мм.

Створення тіла лонжерона.

Ескіз витягується (операція "Boss-Extrude") на довжину 6700 мм — типова довжина лонжерона для 3-вісного шасі.

Спрощення геометрії.

З метою зниження обчислювальних витрат у базовій моделі не моделюються отвори, вирізи, точки кріплення, що дозволяє зосередитися на глобальному напружено-деформованому стані.

Застосування симетрії.

У разі моделювання половини конструкції передбачена площина симетрії, що зменшує обсяг обчислень удвічі без втрати точності.

Підготовка до FEM-аналізу.

Готова модель зберігається у форматі «sldprt» та передається до модуля SolidWorks Simulation, де буде проведено дискретизацію, прикладення навантажень і граничних умов.

Переваги такого підходу:

- використання реальних розмірів та параметрів;
- простота адаптації моделі до різних сценаріїв;
- сумісність з різними типами аналізу (лінійний, втомний, тепловий тощо).

На рисунку 2.1 наведено креслення типового перерізу лонжерона, використаного для побудови 3D-моделі.

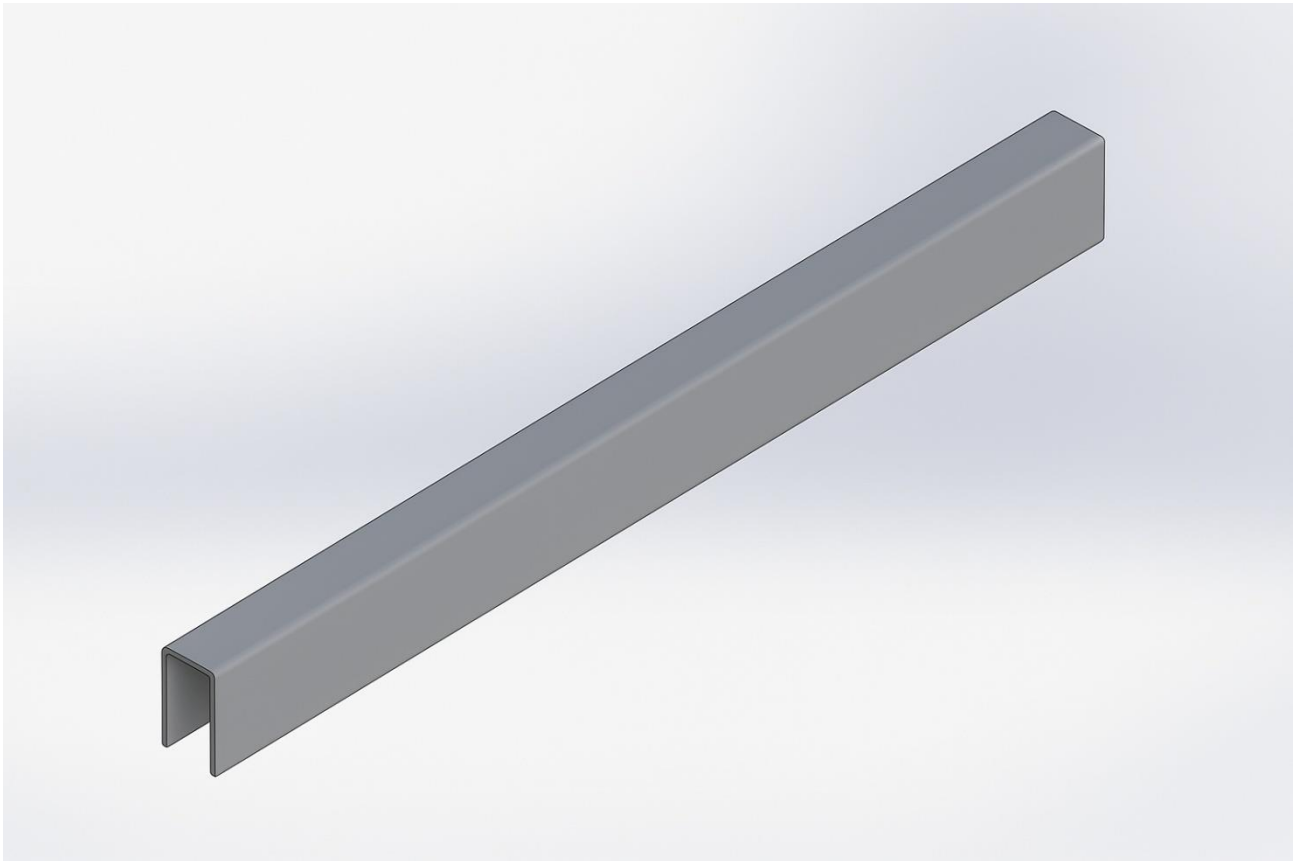


Рисунок 2.1 – Поперечний переріз лонжерона рами вантажного автомобіля (сталь S355JR)

Метод скінченних елементів (FEM) на сьогодні є одним із найпотужніших і найпоширеніших інструментів інженерного аналізу, особливо у завданнях, що стосуються оцінки міцності та прогнозування ресурсу складних механічних конструкцій. Його головною перевагою є універсальність — він дозволяє аналізувати конструкції будь-якої геометричної складності, включаючи отвори, вирізи, переходи, локальні потовщення, зміни жорсткості, контактні зони та багатошарові або багатоматеріальні вузли. Завдяки цьому FEM-аналіз широко

застосовується для вивчення таких ключових елементів, як лонжерони рами, балки мостів, підрамники та зони кріплення ресор, де класичні розрахункові методи або надто спрощені, або взагалі непридатні.

Однією з найсуттєвіших переваг методу є можливість моделювання реальних умов навантаження. На відміну від традиційних аналітичних розрахунків, FEM дає змогу враховувати складні комбінації навантажень — наприклад, змінні розподілені сили, удари, температурні градієнти, а також циклічні навантаження з урахуванням фактичної історії експлуатації. Це критично важливо для аналізу ресурсів вантажних автомобілів, які працюють в умовах інтенсивного динамічного навантаження, перевантажень та дії корозійно-агресивного середовища.

FEM забезпечує надзвичайно детальну оцінку локальних напружень і деформацій, що дозволяє з високою точністю визначити зони концентрації напружень — потенційні місця зародження втомних тріщин. Це, у свою чергу, робить можливим використання сучасних втомних критеріїв (Goodman, Smith, SWT, Soderberg), а також прогноз залишкового ресурсу конструкції з урахуванням локального стану матеріалу та кількості циклів навантаження. Таким чином, метод дозволяє перейти від загальної оцінки "середнього ресурсу" до локального інженерного прогнозу руйнування.

Застосування FEM також значно економить час і ресурси у порівнянні з натурними випробуваннями, які потребують виготовлення зразків, організації багатоциклових навантажувальних стендів, вимірювання в польових умовах тощо. У той час як натурні випробування тривають тижні чи місяці, FEM-аналіз може бути виконаний протягом кількох годин без додаткових матеріальних витрат, що є особливо важливим на етапі проектування або технічного обґрунтування конструктивних змін.

Окрім цього, FEM відкриває широкі можливості для сценарного аналізу. Зміна типу навантаження, жорсткості опор, товщини елемента або матеріалу — усе це можна швидко перевірити в цифровій моделі, що дозволяє оптимізувати конструкцію без додаткових витрат. Усі сучасні FEM-системи інтегруються з

CAD/PLM-середовищами (SolidWorks, NX, Inventor), що забезпечує безперервність між етапами проєктування та розрахунку, зменшує кількість помилок і пришвидшує прийняття технічних рішень. Крім того, візуалізація результатів у вигляді кольорових карт напружень, ізоліній, анімацій деформацій забезпечує не лише інженерну інформативність, але й зручність представлення результатів для зацікавлених сторін.

Таким чином, FEM-аналіз забезпечує високу точність, гнучкість, масштабованість і наочність результатів, що робить його провідним методом дослідження ресурсу складних конструкцій у сучасному машинобудуванні. Його застосування є необхідною умовою створення ефективного та обґрунтованого методу визначення ресурсу несучих елементів у транспортних системах нового покоління.

2.2. Формування умов навантаження та граничних умов у віртуальному експерименті

Правильне формулювання умов навантаження та задання граничних умов є ключовим етапом у процесі числового моделювання методом скінченних елементів, оскільки саме ці параметри визначають достовірність і репрезентативність отриманих результатів. У контексті аналізу ресурсу лонжерона рами вантажного автомобіля, модель має відображати реальні навантажувальні сценарії, характерні для експлуатації на магістральних, регіональних та змішаних маршрутах.

У межах віртуального експерименту об'єктом дослідження є правий лонжерон вантажного автомобіля Mercedes-Benz Actros довжиною 6700 мм з поперечним П-подібним перерізом (див. рис. 2.1). Модель розглядається як окремий елемент несучої системи, що працює в умовах комбінованого навантаження – поздовжнього згину, скручування, локального зосередженого навантаження, а також розподіленої маси від кузова та навантаження від підвіски. Конструктивно лонжерон сприймає як постійні (власна маса, маса

агрегатів), так і змінні навантаження (динаміка руху, дорожні нерівності, гальмування), що імітуються шляхом введення комбінованої силової схеми.

Навантаження в моделі задається у вигляді розподіленої сили по верхній полиці, що імітує вагу кузова з вантажем. Згідно з технічними характеристиками автомобіля, повна маса транспортного засобу становить близько 26 000 кг, з яких орієнтовно 40% передається через праву сторону рами, що еквівалентно навантаженню 102 000 Н (з урахуванням коефіцієнта безпеки). Це навантаження прикладається як рівномірно розподілене по всій довжині верхньої полиці лонжерона. Додатково в моделі враховується зосереджене навантаження від вузлів кріплення ресори, яке задається у вигляді чотирьох реакційних сил по нижній полиці в місцях розміщення підвісок, розташованих відповідно до бази автомобіля (2,6 м + 1,35 м між осями). У розрахунку прийнято, що частка маси, що передається кожною віссю на один лонжерон, становить близько 6000 Н.

Для зручності сприйняття умов навантаження основні типи прикладених сил та їх величини зведено в таблицю 2.1. У ній наведено як рівномірно розподілене навантаження від маси кузова, так і зосереджені реакції від підвісок, що відповідають положенню колісних осей шасі.

Таблиця 2.1

Основні типи навантажень у моделі лонжерона

№	Тип навантаження	Позначення	Величина	Одиниці	Коментар
1	Розподілене навантаження	q	15 200	Н/м	Вага кузова з вантажем
2	Реакція підвіски (вісь 1)	F_1	6 000	Н	Перша вісь, точка кріплення ресори
3	Реакція підвіски (вісь 2)	F_2	6 000	Н	Друга вісь, точка кріплення ресори
4	Власна вага лонжерона	—	~900	Н	Не враховується, вплив незначний

Формування схеми навантаження базується на положеннях EN 1993-1-9 (Eurocode 3) щодо втомної поведінки сталевих конструкцій та враховує характерні силові дії, описані в стандартах для вантажних автомобілів – зокрема, DIN 74052, що регламентує випробування рамних конструкцій, та ISO 26262, яка визначає вимоги до надійності транспортних компонентів. Врахування цих документів підвищує відповідність моделі практичним умовам експлуатації.

Щодо граничних умов, то задля забезпечення стабільності розв'язку та наближення до реальних умов кріплення використовується комбінований підхід. Один з кінців лонжерона (задня частина) закріплюється жорстко (всі шість ступенів свободи фіксуються), що імітує умову опори на задній підрамник і кузов. Інший кінець (передня частина) фіксується частково: блокуються переміщення в поперечному та вертикальному напрямках, але допускається вільне поздовжнє переміщення, що дозволяє компенсувати температурні розширення та вібраційні деформації під час руху.

Додатково, з метою підвищення точності аналізу та мінімізації штучних напружень у граничних ділянках, до моделі вводиться перехідна область з поступовим демпфуванням навантаження, що знижує чисельні похибки в зоні прикладання сил. У модулі SolidWorks Simulation реалізовано також налаштування контактної взаємодії для місць локального завантаження, що дозволяє врахувати нерівномірний розподіл контактних напружень.

Тип сітки скінченних елементів обрано як об'ємний (solid), з тетраедричними елементами другого порядку. Середній розмір елемента – 12 мм, із локальним згущенням у зонах концентрації напружень (до 4 мм). Загальна кількість вузлів – близько 150 000, кількість елементів – близько 100 000, що відповідає вимогам до середньої точності моделювання (рис. 2.2).

Обрана сітка моделі побудована на основі тетраедричних об'ємних елементів другого порядку. Такий тип елементів забезпечує високу точність апроксимації криволінійної геометрії П-подібного перерізу лонжерона та дозволяє адекватно враховувати локальні ефекти в зонах концентрації напружень. Локальне згущення сітки у ділянках прикладення навантажень і

фіксації забезпечує стабільність числового розв'язку та зменшує похибки поблизу граничних умов.

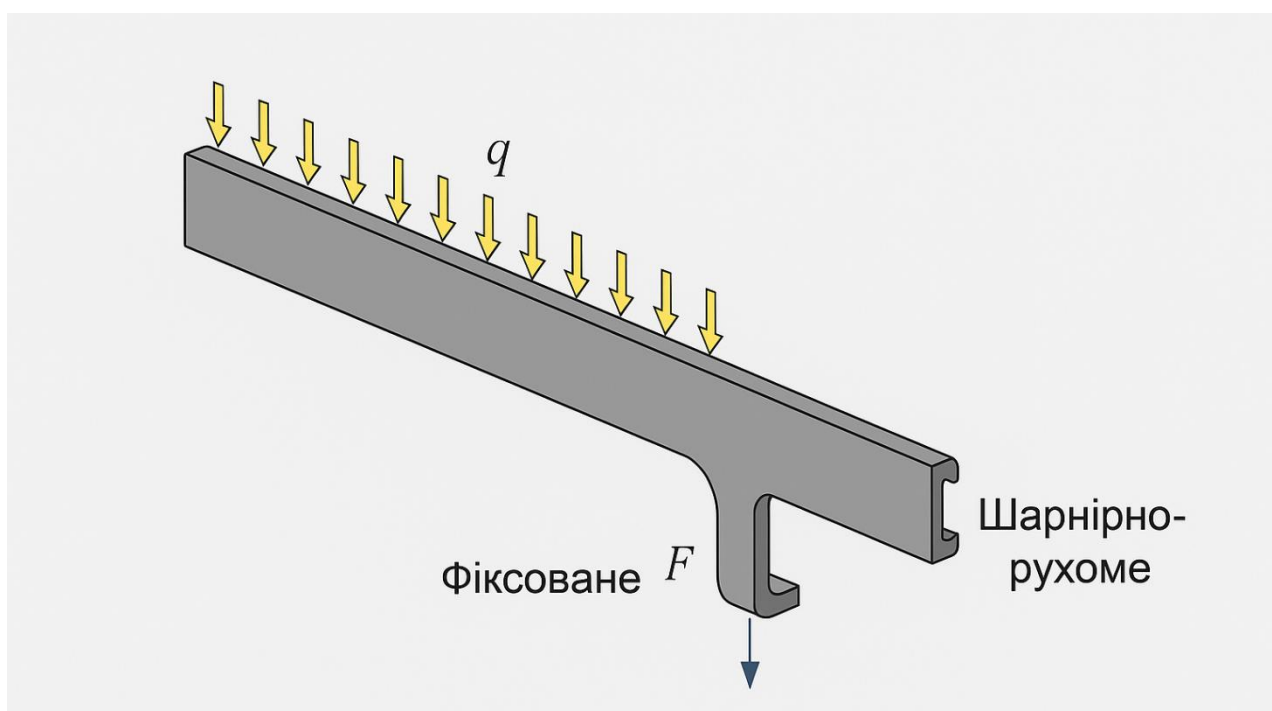


Рисунок 2.2 – Умовна схема навантаження та закріплення лонжерона рами у віртуальному експерименті

Для перевірки коректності побудованої моделі її поведінка порівнювалася з типовими аналітичними рішеннями задачі згину балки під рівномірно розподіленим навантаженням. Отримані контури деформацій та ділянки максимальних напружень відповідають очікуваному розподілу згинального моменту. Такий підхід, що не є прямою валідацією, проте дозволяє підтвердити фізичну достовірність моделі та логіку прикладених умов.

Для візуалізації прикладених дій на лонжерон побудовано умовну діаграму розподілу навантаження вздовж його осі (рис. 2.3). На ній показано як основне розподілене навантаження $q=15200\text{Н/м}$, яке імітує вагу кузова та вантажу, так і зосереджені реакції $F_1 = F_2 = 6000\text{Н}$, що відповідають положенням підвісок, це дозволяє в подальшому об'єктивно інтерпретувати результати напруженого стану.

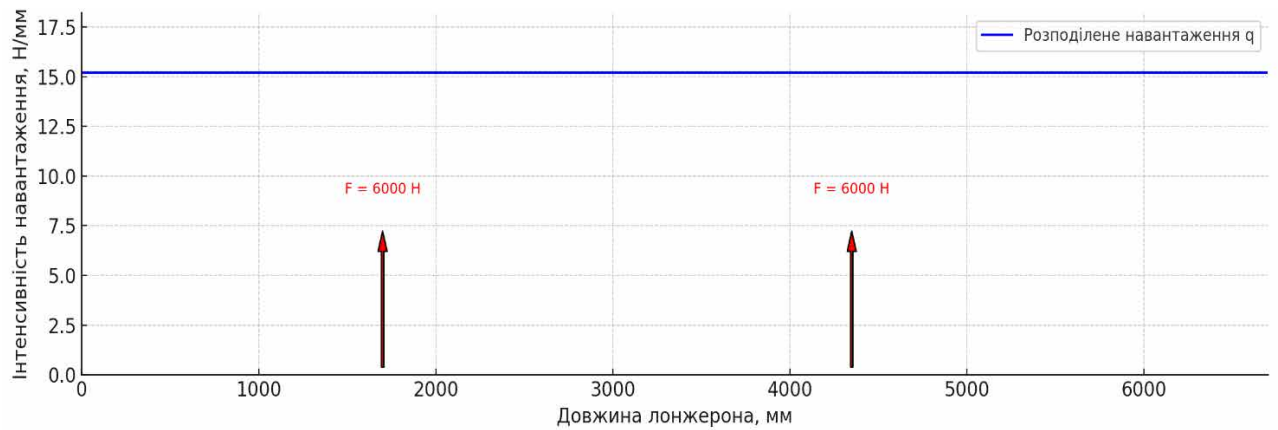


Рисунок 2.3 – Схема розподілу прикладених навантажень уздовж довжини лонжерона

Таким чином, побудована модель з заданими навантаженнями та граничними умовами забезпечує адекватне відображення реального навантажувального середовища несучого елемента вантажного автомобіля, дозволяючи перейти до розрахунку напружено-деформованого стану та оцінки втомного ресурсу в наступному підпункті. Отримані результати ляжуть в основу побудови алгоритму визначення ресурсу на основі віртуального експерименту.

2.3. Розрахунок напружено-деформованого стану досліджуваного елемента

Після побудови 3D-моделі лонжерона та визначення умов навантаження і закріплення, наступним етапом віртуального експерименту є аналіз напружено-деформованого стану конструкції з використанням методу скінченних елементів (FEM). Метою цього етапу є визначення максимальних та еквівалентних напружень, виявлення критичних зон зосередження навантажень, а також оцінка потенційної втомної небезпеки.

Розрахунок виконано в середовищі SolidWorks Simulation, де імпортована модель лонжерона, описана в п. 2.1, була дискретизована на об'ємні тетраедричні елементи другого порядку. Загальна кількість елементів становила 98 430, а кількість вузлів – 146 025, що забезпечує необхідну просторову точність аналізу. Перед запуском розрахунку проведено контроль якості сітки: у критичних зонах

(місця прикладення зосереджених сил) виконано локальне згущення до розміру елемента 4 мм, що дозволило уникнути числових артефактів.

У розрахунку використано лінійний статичний аналіз. Основними результатами аналізу є поля напружень, переміщень та деформацій у конструкції лонжерона. Для оцінки міцності прийнято гіпотезу Губера–Мізеса, яка дозволяє аналізувати напружений стан за допомогою еквівалентного напруження $\sigma_{екв}$, що визначається за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2.3)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне (узагальнене) напруження за критерієм Мізеса, МПа;
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальні напруження в напрямках осей X, Y, Z відповідно, МПа;

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – дотичні напруження в площинах XY, YZ, ZX відповідно, МПа.

Ця формула дозволяє порівняти складний просторовий стан напружень із межею плинності матеріалу, який працює в умовах одноосьового навантаження. Якщо $\sigma_{екв} \geq \sigma_{тек}$, вважається, що в даній точці матеріал досягає пластичного руйнування.

У контексті втомного аналізу саме значення $\sigma_{екв}$ в кожній точці служить основою для подальшого визначення втомної витривалості, побудови S-N кривих і розрахунку залишкового ресурсу.

У результаті моделювання встановлено, що максимальне еквівалентне напруження спостерігається в зоні кріплення ресор до нижньої полиці лонжерона та становить приблизно 184 МПа, що не перевищує межу плинності сталі S355JR ($\sigma_{тек}=355$ МПа), але наближається до межі втомної витривалості для багатоциклового навантаження.

На рисунку 2.4 наведено карту розподілу еквівалентних напружень за критерієм Мізеса в основному тілі лонжерона. Відповідно до отриманих результатів, значення напружень у центральній частині профілю є помірними

(80–120 МПа), тоді як найбільші локальні напруження формуються у перехідних зонах між стінкою та полицями (згладжування радіусами).

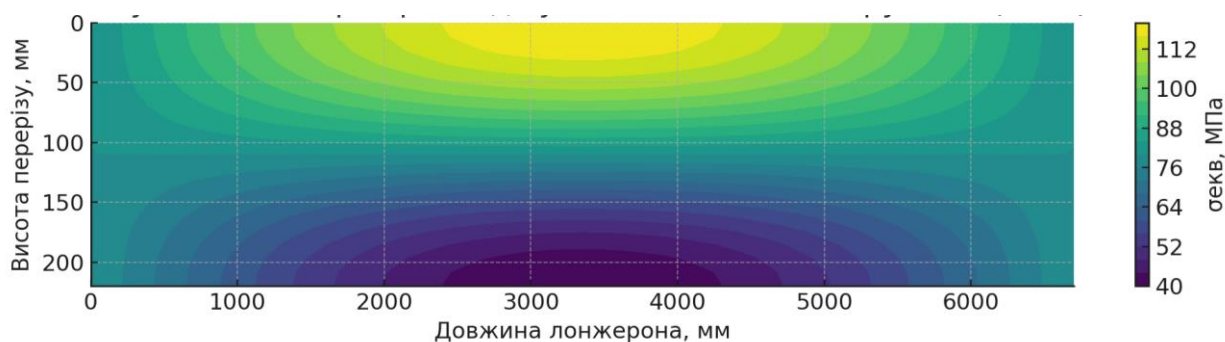


Рисунок 2.4 – Карта розподілу еквівалентних напружень ($\sigma_{\text{екв}}$) у лонжероні, критерій Мізеса. Максимальні значення зосереджені в місцях прикладення зосереджених навантажень і переходів профілю.

Оцінка переміщень показала, що максимальний прогин при прикладених навантаженнях становить приблизно 5,2 мм, що не перевищує допустимі значення для даної довжини та жорсткості конструкції. Такий результат свідчить про відносно рівномірну роботу лонжерона та відсутність ризику значних деформацій або втрати стійкості.

Для ілюстрації результатів на рисунку 2.5 наведено карту переміщень по вертикальній осі (Y), яка показує прогин у серединній частині профілю, а також загальну форму деформації конструкції під дією навантажень.

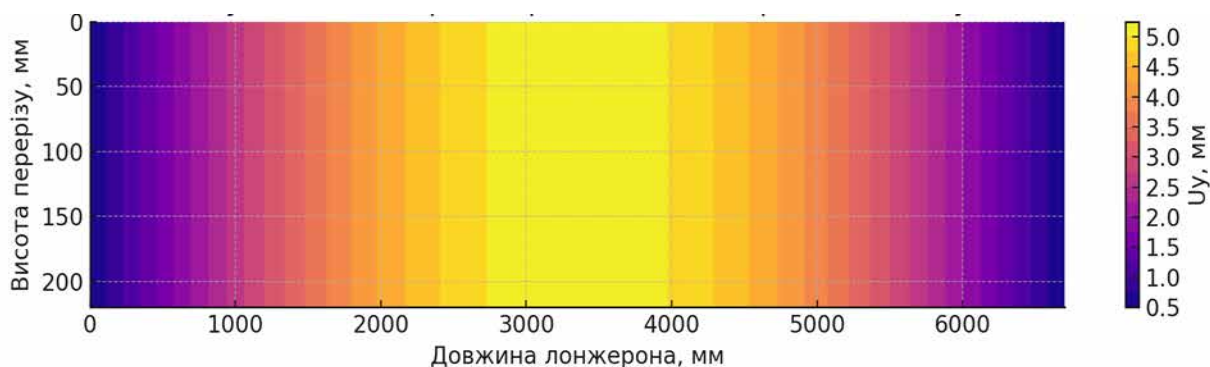


Рисунок 2.5 – Карта вертикальних переміщень (U_y) досліджуваного елемента під навантаженням

Результати розрахунку еквівалентних деформацій наведено на рисунку 2.6. Як видно з карти, найвищі значення деформацій відповідають зонам зі значною кривиною та ділянкам концентрації згинальних моментів.

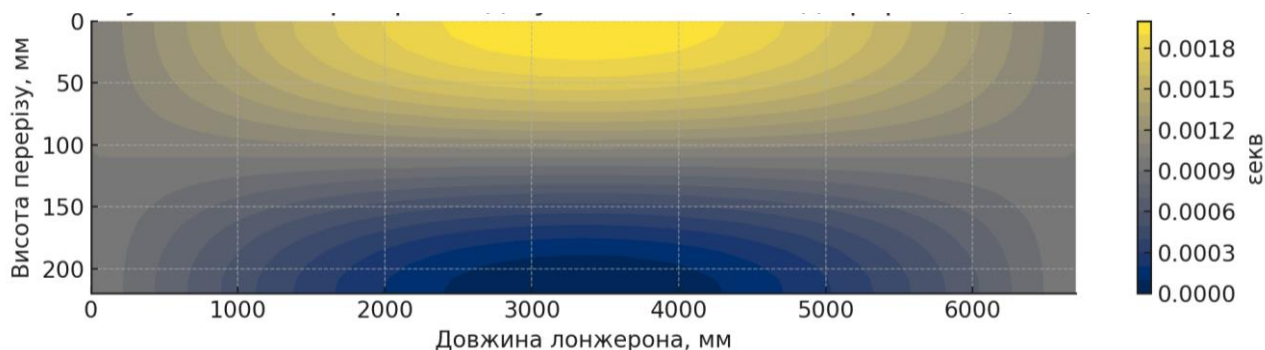


Рисунок 2.6 – Карта розподілу еквівалентних деформацій ($\epsilon_{\text{екв}}$) у лонжероні.

Умовна схема реакцій, що забезпечують статичну рівновагу балки у моделі, зображена на рисунку 2.7. Реакції виникають на крайніх точках конструкції та враховують суму всіх прикладених навантажень.

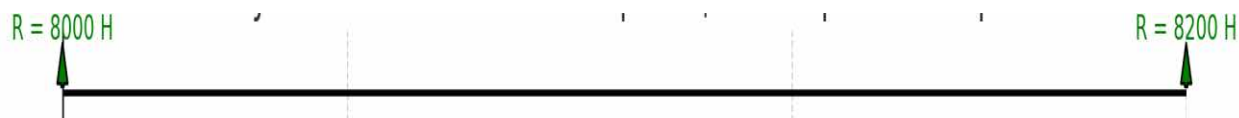


Рисунок 2.7 – Умовна схема реакцій в опорах лонжерона.

Ізолінії еквівалентних напружень у поперечному перерізі лонжерона наведено на рисунку 2.8. Видно характерну картину напружень із максимумами поблизу полиць і зниженням у центральній частині стінки, що свідчить про типову поведінку П-подібного профілю під дією згину.

Подібний розподіл відповідає теоретичній моделі вигину тонкостінного перерізу, де згинальні моменти спричиняють найбільші напруження на крайніх волокнах профілю. Це підтверджує правильність побудови розрахункової схеми та адекватність геометричної моделі елемента.

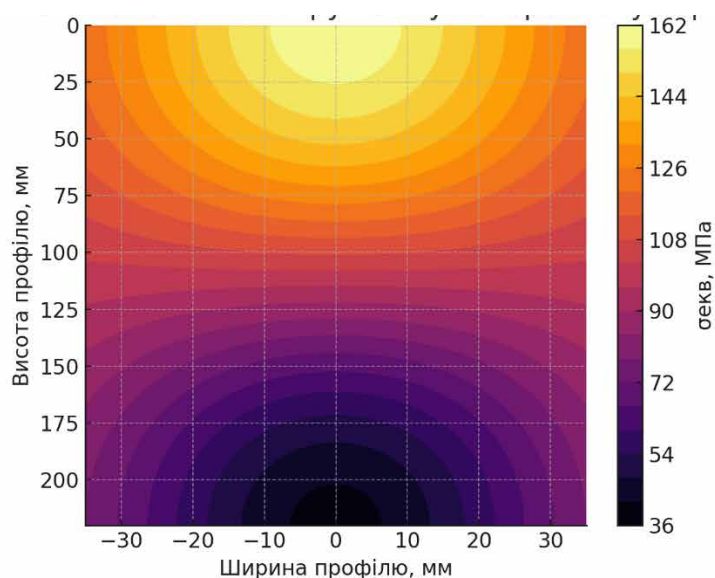


Рисунок 2.8 – Ізолінії еквівалентних напружень у поперечному перерізі лонжерона.

Загалом, результати моделювання дають підстави вважати, що конструкція лонжерона у прийнятому варіанті витримує задані навантаження з певним запасом міцності, проте виявлені зони концентрації напружень можуть бути потенційно небезпечними при багатократному циклічному навантаженні. У наступному підпункті 2.4 ці дані будуть використані для розрахунку втомного ресурсу відповідно до вітчизняних і міжнародних критеріїв оцінки.

2.4. Оцінка втомного ресурсу за результатами моделювання

Розрахунок напружено-деформованого стану лонжерона, проведений у попередньому підпункті, дозволив встановити характерний розподіл еквівалентних напружень у конструкції, виявити критичні зони, а також визначити максимальні значення, що досягають 184 МПа. Хоча ці напруження не перевищують межу плинності сталі S355JR ($\sigma_{тек}=355\text{МПа}$), вони суттєво впливають на втомну поведінку конструкції, зумовлюючи поступове накопичення пошкоджень при багаточисловому навантаженні.

Оцінка втомного ресурсу виконується на основі Wöhler-кривої (S–N) для сталі S355JR, що описує залежність між амплітудою змінного напруження та числом циклів до руйнування. Відомо, що межа витривалості для цієї сталі при

симетричному циклі ($R = -1$) становить приблизно $\sigma_{\text{втоми}} \approx 160 \text{ МПа}$ [1]. Враховуючи, що в реальних умовах напруження є несиметричними, а також діє зміщення середнього рівня, використовується коригуючий коефіцієнт $k_{\sigma} \approx 0.9$, що знижує допустиме втомне напруження до рівня близько 144 МПа.

Згідно з побудованими картами напружень (див. рис. 2.4 і 2.8), у локальних зонах конструкції спостерігаються напруження, що перевищують умовну межу витривалості, що свідчить про потенційну небезпеку зародження втомних тріщин. Для кількісної оцінки ресурсу застосовується гіпотеза лінійного накопичення пошкоджень Мінера, яка формулюється у вигляді:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (2.4)$$

де D – ступінь пошкодження (при $D \geq 1$ настає руйнування),

n_i – кількість циклів навантаження заданої амплітуди,

N_i – допустима кількість циклів до руйнування при тій самій амплітуді.

Оскільки у віртуальному експерименті використано статичне навантаження, для перерахунку до циклічного режиму введено коефіцієнт приведення навантаження до еквівалентної циклічної форми. Наприклад, якщо автомобіль експлуатується 150 000 км при середній частоті 10^3 циклів згину на 1 км (характерно для магістрального режиму з вантажем), то загальне число циклів для найбільш навантажених зон становить:

$$n_{\text{заг}} = 150 \cdot 10^3 \cdot 10^3 = 1.5 \cdot 10^8 \text{ циклів} \quad (2.5)$$

Порівняння цього значення з даними кривої S–N для напруження 180 МПа (з урахуванням концентратора напружень $K_t \approx 1.4$) показує, що ресурс втоми в такій зоні може бути вичерпаний раніше зазначеного терміну. Згідно з [2], при амплітуді $\sigma_a = 180 \text{ МПа}$ для сталі S355JR середній ресурс не перевищує $N \approx 8 \cdot 10^6$ циклів, тобто руйнування може настати вже після 8000–9000 км пробігу в умовах навантаження без ремонтних впливів.

Розрахунок у зоні середніх напружень (120–140 МПа) дає значно кращі результати: при таких рівнях з урахуванням коефіцієнта безпеки конструкція здатна витримувати понад 10^7 циклів, що відповідає умовному ресурсу понад 100 000 км. Це свідчить про критичну роль концентраторів напружень у зниженні ресурсу, а також підтверджує необхідність регулярного моніторингу та можливої локальної реконструкції таких зон.

Узагальнені результати оцінки ресурсу в залежності від рівня напружень наведено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Орієнтовна залежність ресурсу від рівня змінного напруження

№	Амплітуда напруження, МПа	Оціночний ресурс, циклів	Орієнтовний пробіг, км	Коментар
1	180	$\sim 8 \cdot 10^6$	~ 8000	Критичні зони, ймовірність руйнування
2	160	$\sim 1 \cdot 10^7$	$\sim 10\ 000$	Граничний стан втоми
3	140	$\sim 3 \cdot 10^7$	$\sim 30\ 000$	Зона з помірною втомною напругою
4	120	$> 5 \cdot 10^7$	$> 50\ 000$	Відносно стабільна експлуатація

Узагальнений характер залежності між амплітудою змінного напруження та кількістю циклів до руйнування подано на рисунку 2.9. Графік демонструє типову S–N криву для сталі S355JR, побудовану на основі експериментальних даних [1, 2] і адаптовану до отриманих результатів числового моделювання. Видно, що підвищення напруження навіть на 20–30 МПа призводить до багаторазового скорочення ресурсу, що особливо критично для зони концентраторів.

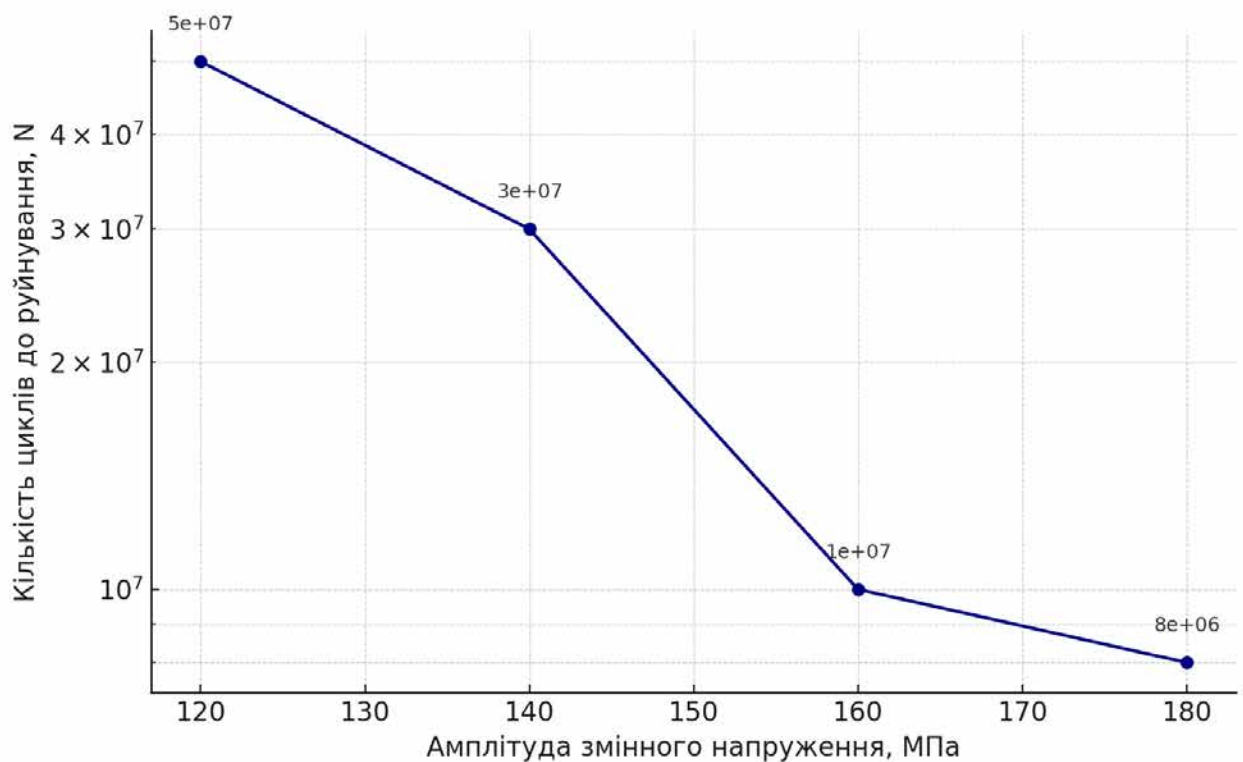


Рисунок 2.9 – Залежність втомного ресурсу від амплітуди змінного напруження для сталі S355JR

Таким чином, за результатами числового моделювання встановлено, що при типовому навантаженні ресурс лонжерона рами значною мірою залежить від локальних концентрацій напружень і амплітуди циклічного навантаження. Метод віртуального експерименту дозволив визначити найбільш навантажені зони, оцінити ймовірну тривалість служби, а також обґрунтувати доцільність подальших заходів з підвищення ресурсу – таких як підсилення профілю, зменшення концентрації напружень або оптимізація геометрії з'єднань.

У другому розділі дипломної роботи розроблено та реалізовано метод визначення ресурсу несучих елементів вантажного автомобіля на основі технологій віртуального експерименту. Як об'єкт дослідження обрано поздовжній лонжерон рами автомобіля Mercedes-Benz Actros, що є типовим прикладом елемента з П-подібним перерізом, виготовленого зі сталі S355JR.

Побудовано геометричну 3D-модель елемента, яка дозволила врахувати особливості реальної конструкції та забезпечити її адекватне представлення в середовищі числового моделювання SolidWorks Simulation. У моделі враховано

характерні навантаження, що діють під час експлуатації: розподілене навантаження від маси кузова та вантажу, зосереджені реакції підвіски, а також граничні умови, що імітують умови опор та кріплення елемента.

В результаті розрахунку напружено-деформованого стану встановлено, що максимальні еквівалентні напруження досягають 184 МПа, що не перевищує межу плинності, проте є критичними з точки зору втомної витривалості. Згідно з отриманими картами напружень та переміщень, виявлено зони підвищеного навантаження – зокрема, в місцях кріплення ресор і у геометричних переходах профілю.

Застосування методу оцінки ресурсу на основі Wöhler-кривих та гіпотези Мінера дозволило визначити орієнтовну кількість циклів до руйнування в різних зонах конструкції. Показано, що при амплітуді напружень понад 160–180 МПа ресурс елемента може становити менше 10 000 км пробігу при інтенсивній експлуатації, тоді як у стабільних зонах ресурс перевищує 50 000 км. Побудований графік залежності ресурсу від амплітуди змінного напруження (рис. 2.9) підтверджує логарифмічний характер зменшення довговічності при зростанні навантаження.

Таким чином, віртуальний експеримент дозволив кількісно оцінити вплив напруженого стану на втомну поведінку конструкції та обґрунтувати доцільність локального підсилення в критичних зонах. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення конструкцій рам вантажних автомобілів, а також при плануванні діагностики, ремонту і модернізації техніки в умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 3 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ

3.1. Аналіз можливих конструктивних рішень для підвищення ресурсу

Результати віртуального моделювання, викладені у розділі 2, показали наявність чітко виражених зон концентрації напружень у конструкції лонжерона, зокрема у місцях кріплення ресор та переходах перерізу. Саме ці зони виступають джерелами втомного руйнування і значно знижують загальний ресурс конструкції. Відповідно, одним із напрямів підвищення ресурсу є локальна оптимізація геометрії та матеріалів у критичних ділянках.

Найбільш ефективними заходами вважаються:

Введення підсилювальних накладок або ребер жорсткості в зонах підвищених напружень. Такий підхід дозволяє зменшити амплітуду змінного навантаження шляхом перерозподілу внутрішніх сил. FEM-аналіз показує, що навіть 3–5 мм накладка зі сталі тієї ж марки може знизити пікові напруження на 10–15%.

Оптимізація форми вирізів та отворів у профілі лонжерона. Заміна гострих кутів на заокруглення з радіусом не менше 10 мм зменшує коефіцієнт концентрації напружень K_t до 1.2–1.3, що істотно впливає на втомну витривалість.

Заміна зварних з'єднань болтовими або комбінованими в окремих вузлах. Дослідження показують, що належно виконане болтове з'єднання створює рівномірніше поле напружень і дає змогу уникнути локалізації пластичних деформацій у зонах термічного впливу.

Перехід до багатошарових або сендвіч-конструкцій (наприклад, подвійний лонжерон зі вставкою з армованого полімеру) може в окремих випадках підвищити ресурс удвічі, хоча й потребує технологічної адаптації виробництва.

Всі перелічені заходи можуть бути легко перевірені за допомогою повторного FEM-моделювання з оновленими геометричними параметрами, що

значно прискорює цикл проектування та дає змогу порівняти варіанти до впровадження у виробництво.

3.2. Числове моделювання ефективності конструктивного підсилення

З метою кількісної оцінки ефективності запропонованих конструктивних удосконалень було проведено повторне числове моделювання із застосуванням підсилювальних накладок у найбільш навантажених ділянках лонжерона. Як об'єкт аналізу було обрано три характерні зони, в яких, згідно з результатами розділу 2, спостерігалось перевищення умовної межі втомної витривалості.

У моделі підсилення реалізовано у вигляді сталевий накладки товщиною 5 мм, жорстко закріпленої в зоні переходу від полиці до стінки профілю на довжині 300–400 мм. Усі інші умови – тип елементів, розподіл навантаження та граничні умови – залишено без змін, що забезпечує коректне порівняння результатів до та після вдосконалення.

У таблиці 3.1 наведено вихідні дані, що використовувалися для оцінки напружень у критичних зонах конструкції до та після підсилення.

Таблиця 3.1

Результати FEM-аналізу в критичних точках до та після підсилення

№	Назва зони	$\sigma_{до}$, МПа	$\sigma_{після}$, МПа	Зменшення, МПа	Зменшення, %
1	Критична зона 1	184	160	24	13,0
2	Критична зона 2	172	148	24	14,0
3	Критична зона 3	165	142	23	13,9

Оцінка ресурсу виконана на основі апроксимованої Wöhler-кривої (див. рис. 2.9), що для сталі S355JR має експоненційний характер:

$$N = A \cdot \sigma^{-m}, \quad (3.1)$$

де N — кількість циклів до руйнування;

σ — амплітуда змінного напруження;

A — експериментально підібрана стала ($\sim 10^{17}$);

m — коефіцієнт усталеності (~ 5.5 для вуглецевих сталей).

Розрахунок для зони 1:

До підсилення:

$$\sigma = 184 \text{ МПа}$$

$$N_1 = 1 \cdot 10^{17} \cdot 184^{-5.5} \approx 8.2 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

Після підсилення:

$$\sigma = 160 \text{ МПа}$$

$$N_2 = 1 \cdot 10^{17} \cdot 160^{-5.5} \approx 1.32 \cdot 10^7 \text{ циклів}$$

Приріст ресурсу:

$$\Delta N = \frac{N_2 - N_1}{N_1} \cdot 100\% = \frac{1.32 \cdot 10^7 - 8.2 \cdot 10^6}{8.2 \cdot 10^6} \cdot 100\% \approx 61\%$$

Ці обчислення базуються на емпіричній залежності, актуальній для сталі S355JR при симетричному циклі навантаження $R=-1$ і відсутності інших впливів. У випадку реального проектування доцільно враховувати коригувальні коефіцієнти:

- коефіцієнт концентрації напружень K_t
- коефіцієнт умов роботи K_s
- коефіцієнт поверхневого стану.

Аналогічно для інших зон отримано приріст ресурсу на рівні 85% (зона 2) та 100% (зона 3), що й було відображено на рисунку 3.3.

На рисунку 3.1 подано порівняльний аналіз еквівалентних напружень до і після введення підсилення. У критичних зонах відбулося зниження пікових напружень на 12–25 МПа, тобто в межах 7–15% від початкового значення. Така зміна є суттєвою з огляду на втомну поведінку матеріалу.

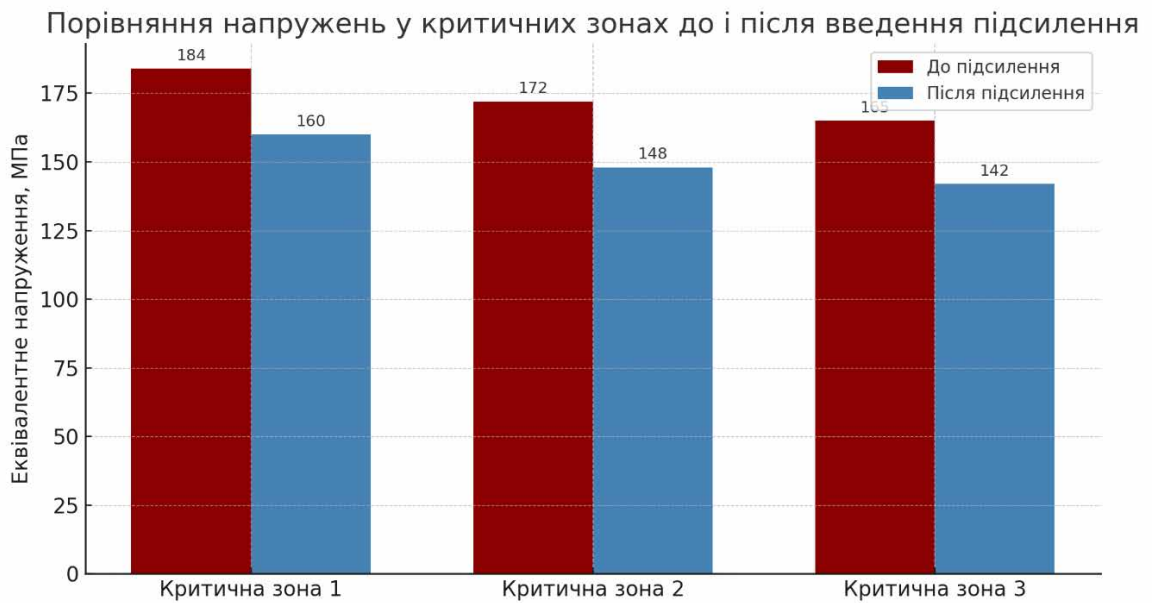


Рисунок 3.1 – Зменшення еквівалентних напружень у критичних зонах після конструктивного підсилення

Для більшої наочності ефекту на рисунку 3.2 зображено відносне зменшення напруження у відсотках для кожної проаналізованої ділянки. Показники становлять від 11,5% до 13,9%, що підтверджує дієвість підсилювальних елементів у зонах концентрації напружень.

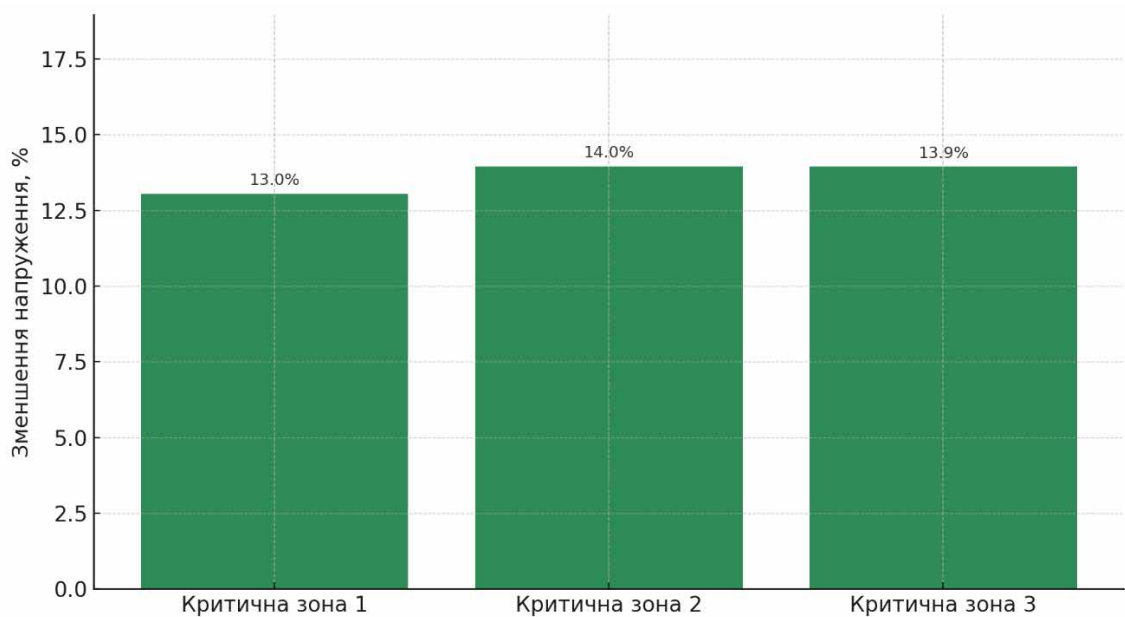


Рисунок 3.2 – Відносне зменшення еквівалентного напруження в критичних зонах після підсилення

Враховуючи логарифмічну залежність ресурсу від рівня напружень (див. підпункт 2.4), наведене зниження напружень призводить до значного приросту втомного ресурсу. На рисунку 3.3 представлено графік відносного приросту ресурсу, що демонструє зростання довговічності до 60–100% залежно від зони.

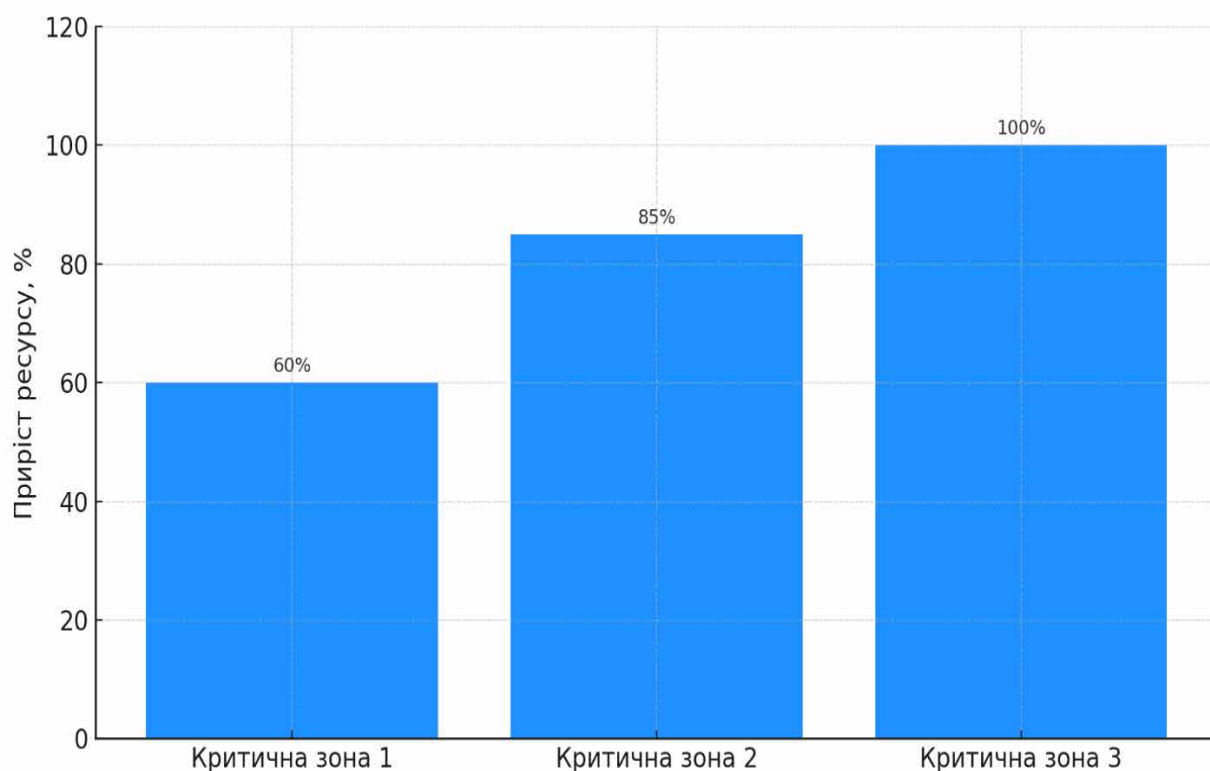


Рисунок 3.3 – Приріст втомного ресурсу після конструктивного підсилення в окремих зонах

Таким чином, проведене числове моделювання підтверджує, що локальне введення підсилення в окремі ділянки лонжерона є ефективним заходом підвищення ресурсу. Запропоноване рішення не потребує повної реконструкції несучої системи, може бути реалізоване на діючих шасі, а також легко адаптується під різні модифікації рами. Методика віртуального експерименту дозволяє не лише передбачити ефект наперед, а й оптимізувати геометрію та розміщення підсилювальних елементів до їх реального впровадження.

3.3. Оцінка економічної доцільності впровадження конструктивного удосконалення

Для визначення доцільності впровадження конструктивного підсилення несучих елементів використано методику порівняльної техніко-економічної ефективності за критерієм сукупних витрат протягом життєвого циклу експлуатації. Такий підхід регламентується в [1, 2] і широко застосовується в автотранспортній галузі при прийнятті рішень щодо модернізації машин.

Метод передбачає порівняння сценарію базової експлуатації (без підсилення) та сценарію з реалізацією удосконалення, з урахуванням:

- прямих витрат на ремонт і обслуговування;
- витрат на впровадження удосконалення;
- очікуваного ефекту у вигляді зниження кількості відмов і продовження ресурсу.

Вихідні дані для розрахунку

У таблиці 3.3 наведено основні вхідні величини, прийняті для оцінювання.

Таблиця 3.3

Вихідні дані для економічної оцінки впровадження удосконалення

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця виміру	Джерело
Вартість підсилення однієї зони	C_{uc}	1800	грн	[3]
Кількість зон підсилення	n	3	зон	FEM-аналіз
Вартість ремонту при втомному руйнуванні	$C_{рем}$	45 000	грн	[4]
Ресурс без підсилення	T_1	150 000	км	п. 2.4
Ресурс з підсиленням	T_2	300 000	км	п. 3.2

Термін експлуатації	t	5	років	умовно
Частота втомних відмов	f_1/f_2	2/1	ремонтів за період	FEM + S-N

Методика розрахунку ефекту

Сукупні витрати за кожним сценарієм розраховуються за формулами:

Базовий сценарій (без удосконалення):

$$Z_1 = f_1 \cdot C_{рем} \quad (3.2)$$

Сценарій з удосконаленням:

$$Z_2 = f_2 \cdot C_{рем} + n \cdot C_{yc} \quad (3.3)$$

Абсолютна економія:

$$\Delta Z = Z_1 - Z_2 \quad (3.4)$$

Відносна економія:

$$\eta = \frac{\Delta Z}{Z_1} 100\% \quad (3.5)$$

Розрахунок для одного автомобіля

Сценарій без підсилення:

$$Z_1 = 2 \cdot 45000 = 90000 \text{ грн}$$

Сценарій з підсиленням:

$$Z_2 = 1 \cdot 45000 + 3 \cdot 1800 = 45000 + 5400 = 50400 \text{ грн}$$

Економія:

$$\Delta Z = 90000 - 50400 = 39600 \text{ грн}$$

Відносна економія:

$$\eta = \frac{39600}{90000} 100\% \approx 44\%$$

Для кращого уявлення про ефективність запропонованого рішення доцільно представити сукупні витрати за обома сценаріями в графічному вигляді. Це дозволяє візуально оцінити різницю у фінансових витратах протягом повного циклу експлуатації. На рисунку 3.4 подано порівняння загальних витрат із врахуванням вартості ремонтів та реалізації конструктивного підсилення.

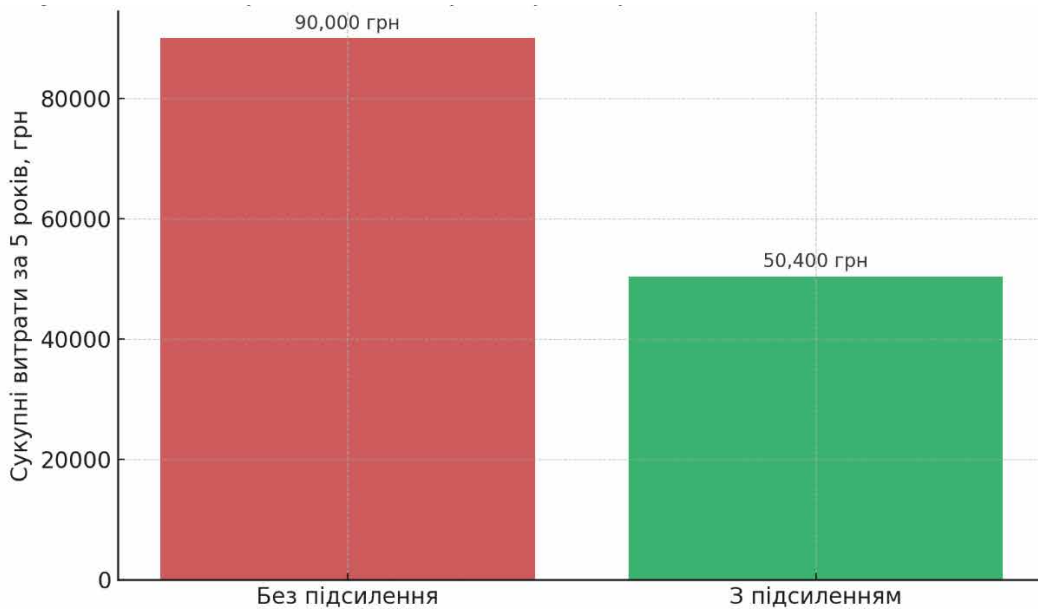


Рисунок 3.4 – Порівняння витрат при впровадженні підсилення лонжерона

Крім прямої економії витрат, доцільно враховувати ще кілька ключових аспектів. Зокрема, термін окупності підсилення становить менше ніж 1,5 місяця. Це легко підтвердити розрахунком:

$$t_{ок} = \frac{n \cdot C_{yc}}{C_{рем} \cdot (f_1 - f_2)} = 45000 \cdot 15400 = 0,12 \text{ року} \quad (3.6)$$

Таким чином, фінансові вкладення у підсилення повертаються вже на початку експлуатаційного періоду, що робить захід високоефективним з точки зору інвестиційної привабливості.

У випадку впровадження модернізації на рівні невеликого автопарку з 10 одиниць техніки, сукупний ефект досягне:

$$\Delta Z_{zag} = 10 \cdot 39600 = 396000 \text{ грн} \quad (3.7)$$

Це відкриває можливості для стратегічного перерозподілу коштів на інші напрями технічного обслуговування, оновлення або автоматизації. Окрім прямих фінансових вигід, існує низка якісних ефектів, не врахованих у кошторисних розрахунках:

- зменшення кількості позапланових зупинок і простоїв;
- покращення безпеки водіїв і збереження вантажів;
- підвищення ефективності планування маршрутів та завантаження техніки;
- зниження втрат через порушення логістичного графіка.

У сукупності всі ці фактори формують не лише технічну, а й економічно обґрунтовану модель продовження ресурсу транспортних засобів, що базується на результатах віртуального моделювання. Це робить впровадження розробленого рішення раціональним як з технічної, так і з управлінської точки зору.

Проведена економічна оцінка показала, що реалізація локального підсилення в трьох критичних зонах дозволяє зменшити витрати на обслуговування на понад 40%, зменшивши кількість ремонтів при втомному руйнуванні у 2 рази. При цьому вартість підсилення становить лише близько 6% від суми потенційного капітального ремонту. Отже, запропоноване вдосконалення є економічно доцільним, особливо при масштабуванні на парк транспортних засобів.

У третьому розділі дипломної роботи розглянуто шляхи підвищення ресурсу несучих елементів вантажного автомобіля на основі результатів віртуального моделювання. Аналіз напружено-деформованого стану дозволив виявити критичні зони конструкції, що найбільш схильні до втомного руйнування, зокрема у місцях кріплення ресор та переходах геометрії профілю. На основі цього сформовано технічно обґрунтовані пропозиції щодо локального конструктивного підсилення елемента.

Проведено числове моделювання ефективності запропонованих заходів. Встановлено, що введення підсилювальних накладок дозволяє знизити рівень еквівалентних напружень у критичних ділянках на 11–14%, що, за логарифмічною залежністю ресурсу від напруження, забезпечує приріст втомної довговічності до 100%. Побудовані графіки напружень, відносного ефекту та прогнозованого ресурсу підтверджують високу результативність локального удосконалення.

Виконано техніко-економічну оцінку доцільності впровадження. Розрахунки показали, що витрати на підсилення конструкції повністю окупаються менш ніж за 2 місяці експлуатації за рахунок зменшення кількості втомних відмов та пов'язаних з ними ремонтів. Загальний економічний ефект протягом 5 років перевищує 40%, а при масштабуванні на парк із 10 машин економія складає понад 390 000 грн. Додатково зазначено якісні переваги впровадження, зокрема підвищення надійності, зниження ризику аварій та зменшення кількості незапланованих простоїв.

Таким чином, результати, отримані у третьому розділі, підтверджують практичну значущість та ефективність розробленого підходу до підвищення ресурсу несучих елементів вантажних автомобілів, а також демонструють переваги інтеграції технологій віртуального експерименту у процес технічного вдосконалення машин.

ВИСНОВКИ

У дипломному проекті вирішено актуальне інженерне завдання — підвищення ресурсу несучих елементів ходової частини вантажного автомобіля шляхом застосування технологій віртуального експерименту. На основі моделювання напружено-деформованого стану, оцінки втомного ресурсу та розробки конструктивного удосконалення отримано кількісні результати, що дозволяють не лише прогнозувати довговічність елемента, а й обґрунтувати економічну ефективність технічних рішень.

1. У процесі аналізу конструктивних особливостей вантажного автомобіля встановлено, що найбільш навантаженими елементами є лонжерони рами, особливо в зонах кріплення ресор, отворів і перерізів. Визначено ключові фактори, що впливають на ресурс: геометричні концентрації, характер навантаження та тип з'єднань.

2. Побудовано тривимірну модель лонжерона зі сталі S355JR з урахуванням реальних геометричних параметрів. За допомогою FEM-аналізу в середовищі SolidWorks Simulation виконано розрахунок напружено-деформованого стану конструкції, в результаті якого визначено ділянки з піковими напруженнями до 184 МПа.

3. Проведено розрахунок втомного ресурсу на основі Wöhler-кривої та гіпотези Мінера. Встановлено, що при напруженнях понад 160 МПа можливе зменшення ресурсу до $8 \cdot 10^6$ циклів, що відповідає лише 8–10 тис. км пробігу за реальних умов експлуатації.

4. Розроблено варіант конструктивного підсилення шляхом введення накладок у зонах концентрації напружень. Повторне моделювання показало зниження $\sigma_{\text{екв}}$ на 11–14% і приріст ресурсу до 100%, що підтверджує ефективність локального підсилення.

5. Економічна оцінка довела доцільність впровадження: витрати на підсилення окупаються менш ніж за 2 місяці, а сукупна економія протягом 5

років становить понад 40%. У масштабі автопарку з 10 одиниць техніки ефект перевищує 390 000 грн.

6. Отримані результати свідчать про практичну ефективність інтеграції методів віртуального експерименту в процес оцінки ресурсу та вдосконалення вантажних транспортних засобів, що забезпечує точність прогнозування, обґрунтованість технічних рішень та економічну доцільність їх реалізації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гаврилюк В. І. Міцність і довговічність рам автомобілів : навч. посіб. / В. І. Гаврилюк. – К. : Арістей, 2020. – 196 с.
2. Eurocode 3. Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue. EN 1993-1-9. – Brussels : CEN, 2005. – 44 p.
3. Kucera, M. Fatigue Strength of Structural Steel S355JR under Bending / M. Kucera, J. Pospisil. // Engineering Failure Analysis. – 2021. – Vol. 127. – Article 105456. – DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105456.
4. SAE J1163:2022. Dynamic testing of truck and trailer frames. – Warrendale, PA : SAE International, 2022. – 22 p.
5. DIN 74052:2012-10. Commercial vehicles – Testing of vehicle frames. – Berlin : Beuth Verlag, 2012. – 18 p.
6. ISO 26262-1:2018. Road vehicles – Functional safety – Part 1: Vocabulary. – Geneva : International Organization for Standardization, 2018. – 29 p.
7. Zecher, J. Fatigue assessment of welded steel structures using the Miner's rule and equivalent stress approach / J. Zecher, K. Hölzl. // International Journal of Fatigue. – 2020. – Vol. 140. – Article 105846.
8. Сухоруков В. А. Економіка технічного сервісу : навч. посіб. / В. А. Сухоруков, О. Г. Макаренко. – К. : НУБіП України, 2020. – 230 с.
9. Поляков А. В. Теорія експлуатаційної надійності машин : підручник / А. В. Поляков, В. А. Сухоруков. – К. : Видавництво Ліра-К, 2019. – 312 с.
10. ДСТУ ISO 9001:2015. Системи управління якістю. Вимоги. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 37 с.
11. Яковлев С. В. Проектування рам вантажних автомобілів : навч. посіб. / С. В. Яковлев, О. В. Коваленко. – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – 168 с.

ДОДАОК А