

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту  
імені М.П.Момотенка

УДК 629.3.083:629.33

**ПОГОДЖЕНО**

Декан механіко-технологічного  
факультету

д.т.н., професор

**Братішко В.В.**

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

Завідувач кафедри технічного сервісу  
та інженерного менеджменту

імені М.П.Момотенка

**Роговський І.Л.**

2023 р.

2023 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему: «УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХЕКСПЕРТИЗИ  
ДЕФОРМУЮЧОГО БАР'ЄРА ДЛЯ ФРОНТАЛЬНОГО  
УДАРУ АВТОМОБІЛЯ З ПЕРЕКРИТТЯМ»

Спеціальність – 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма – «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, проф.

«підпис»

**Войтюк В.Д.**

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент

«підпис»

**Шатров Р.В.**

**Виконав**

«підпис»

**Павленко М.О.**

Київ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту  
імені М.П.Момотенка

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри технічного сервісу  
та інженерного менеджменту  
імені М.П.Момотенка,

І.Л.Роговський

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

Павленку Максимі Олександровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність – 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма – «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

**Тема магістерської кваліфікаційної роботи:** «Удосконалення техекспертизи деформуючого бар'єра для фронтального удару автомобіля з перекриттям».

затверджені наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 року №1944 «С»

**Термін подання завершеної роботи на кафедру:** 10.11.2023 р.

**Вихідні дані до роботи:**

1. Науково-технічна література: результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах техекспертизи деформуючого бар'єра для фронтального удару автомобіля з перекриттям

**Перелік питань, що підлягають дослідженню:**

1. СИЛОВА СХЕМА АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЙОГО КУЗОВА
2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА З УРАХУВАННЯМ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
3. МЕТОДИКА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ДО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИМ СТАНОМ КУЗОВА

Дата видачі завдання 18.09.2022 р.

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи** \_\_\_\_\_

(підпис)

Р.В. Шатров

(прізвище та ініціали)

**Завдання прийняв до виконання** \_\_\_\_\_

(підпис)

М.О.Павленко

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Магістерська робота містить розрахунково-пояснювальну записку на 97 стор. машиннописного тексту.

Ключові слова: кузов, випробування, методика, технічна експлуатація, конструкція автомобіля, фронтальний удар, пасивна безпека, захист, досліді, геометричні параметри, безпека.

Досліджено випробування автомобіля на фронтальний удар, який є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля.

Випробування автомобіля на фронтальний удар є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля. Тому геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені відразу після отримання технічного завдання новий автомобіль.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 СИЛОВА СХЕМА АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМУВАЛЬНОГО СТАНУ ЙОГО КУЗОВА.....	7
1.1 Розрахунок силової схеми кузова з урахуванням повномасштабного фронтального удару.....	7
1.2. Оцінка автомобіля згідно з процедурою EURO NCAP.....	14
1.3. Концепції, що стоять за оцінкою автомобіля під час випробувань на фронтальний удар.....	19
2 РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА З УРАХУВАННЯМ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМУВАЛЬНОГО СТАНУ.....	22
2.1. Вимоги до міцності та жорсткості кузова.....	22
2.2. Основні показники напружено-деформувального стану елементів кузова.....	26
3 МЕТОДИКА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ДО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМУВАЛЬНОГО СТАНОМ КУЗОВА.....	35
3.1. Основні вимоги до НДС.....	35
3.2. Розробка методики побудови математичних моделей типових енергопоглинаючих елементів.....	36
3.3. Розробка, тестування та пробне випробування моделі деформувального бар'єру для фронтального удару з перекриттям.....	53
3.4 Розробка математичної моделі деформувального бар'єру.....	59
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	73

## ВСТУП

Фронтальне зіткнення автомобілів, що рухаються на високій швидкості – це найбільш небезпечний життя пасажирів вид ДТП. Саме тому захист пасажирів при фронтальному ударі приділяється особливу увагу при проектуванні та випробуваннях сучасного автомобіля.

Випробування автомобіля на фронтальний удар є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля. Тому геометричні параметри передніх лонжеронів повинні

бути визначені відразу після отримання технічного завдання новий автомобіль. Зрозуміло, що подальша зміна конструкції лонжеронів за результатами натурних випробувань пов'язано з надзвичайно великими переробками конструкції всього автомобіля. Вирішенням проблеми є застосування

розрахункових методів визначення параметрів енергопоглинаючих елементів, починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля.

В даний час триває робота зі створення методики розрахункового моделювання фронтального удару автомобіля засобами програми кінцево-елементного динамічного нелінійного аналізу LS-DYNA3D.

**Мета магістерської роботи:** створення методики розрахункового моделювання фронтального удару автомобіля засобами програми кінцево-елементного динамічного нелінійного аналізу LS-DYNA3D.

**Об'єкт досліджень.** визначення основних вимог напружено-деформувального стану кузова автомобіля.

**Предмет досліджень.** визначення параметрів енергопоглинаючих елементів

У цій роботі зазначені такі моменти:

- розглянуто вимоги програми EuroNCAP та європейського законодавства;
- проведено аналіз випробувань автомобілів провідних автовиробників для визначення основних вимог напружено-деформувального стану кузова

автомобіля;  
• розроблено методику проектування типових енергопоглинаючих елементів;

# НУБІП України

• розроблено та випробувано математичну модель деформувального бар'єру для проведення розрахункових випробувань автомобіля.

# НУБІП України

# НУБІП України

# НУБІП України

# НУБІП України

# НУБІП України

# НУБІП України

# 1. СИЛОВА СХЕМА АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМУВАЛЬНОГО СТАНУ ЙОГО КУЗОВА

## 1.1. Розрахунок силової схеми кузова з урахуванням повномасштабного фронтального удару

Перед випробуванням у ємності автомобіля повинні бути заповнені рідини, що за масою відповідають їх максимальному рівню. Крім того, на автомобілі має бути встановлене запасне колесо, а також набір інструменту, що постачається разом із автомобілем. Це "Споряджена маса автомобіля».

Тиск у шинах автомобіля має відповідати тиску, що рекомендується заводом – виробником для половинної навантаження автомобіля.

У багажнику автомобіля встановити бортове обладнання зняття даних. Встановити кабелі та джерела енергії.

На автомобілі має бути нанесена спеціальна маркування EuroNCAP. Можна додати реєстраційне маркування випробування, прийняту в цій лабораторії за умови, що вона не відволікає увагу від маркування EuroNCAP.

Величина перекриття.

Від центральної лінії автомобіля відкласти відстань, що дорівнює 10% від ширини автомобіля у бік кермового колеса. Величиною перекриття з деформованим бар'єром буде відстань від цієї точки до найбільш віддаленої по ширині автомобіля точки в цю ж бік.

Перед випробуванням.

Промаркувати центри педаль зчеплення, гальма та акселератора.

Встановити кермо в середньому положенні, якщо воно регулюється як по куту нахилу, так і по довжина.

Зняти кермо або подушку безпеки.

Промаркувати центр верху кермовий колонки.

Виміряти та записати позиції перед ударом двох точок дзерного отвору.

Встановити рульове колесо та подушку безпеки. Ціля випробування.

Перед тим, як вийняти манекен, виміряти відстань між усіма педалями та певною точкою в області простору для ніг, наприклад, на санках сидіння, боці кріплення сидіння.

Вийняти манекени, зняти обладнання для запису даних та обладнання аварійного відключення (якщо воно встановлено) з багажне відділення.

Зняти кермо або подушку безпеки в збирання.

На боці удару записати координати після удару центру рульової колонки, центру педаль зчеплення, гальма та акселератора, так, щоб до них не було прикладено жодного навантаження та в заблокованому положенні.

Для проведення випробувань на сидіння водія і пасажир саджають манекени Гібрид III. Вони повинні відповідати US Department of transportation, Code of Federal Regulation Part 572 Subpart E. Кожен манекен повинен бути одягнений в облягаючий бавовняний трикотажний одяг з коротким рукавом, трико не повинно закривати коліна. на ногах манекена повинні бути туфлі, що відповідають MIL-ST3192 rev P (розмір XW).

На задньому сидінні за пасажиром повинен розташовуватися манекен півторарічної дитини (TNO/Ogle P1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>) у відповідній дитячої утримуючої системи (CRS).

На задньому сидінні за водієм повинен розташовуватися манекен трирічної дитини (TNO P3) в відповідній дитячої утримуючої системи (CRS). Кожен манекен дитини повинен бути одягнений в облягаючу бавовняну трикотажну одяг.

Усі манекени повинні мати сертифікаційні документи, відповідно до вимог Part 572 Subpart E of US Department of transportation, Code of Federal Регулювання.

Розмальовка манекенів:

Манекени Гібрид III.

Брови (ліва та права)

Ніс

Підборіддя

Червоний

Зелений

Жовте



Ліве коліно Червоний  
 Права коліно Зелений  
 Ліва гомілка (зверху вниз) Синій, зелений, червоний, жовтий  
 Права гомілка (зверху вниз) Жовтий, червоний, зелений, синій  
 Манекени дітей.

Верхня частина голови (маківка) Синій  
 Стрічка голови (кольори зліва направо) Червоний, жовтий, зелений  
 Огляд манекена після випробування.  
 Відразу після випробування манекени мають бути ретельно оглянуто.

Вимірвальна апаратура  
 Перед випробуванням вся вимірвальна апаратура має бути прокалібрована. До звіту з випробувань має бути доданий список обладнання разом із датами калібрувань. Усі датчики повинні встановлюватися відповідно до процедури, викладеної у стандарті SAE J211 (1995).

Автомобіль має бути обладнаний акселерометрами на кожній стійці В. Акселерометри повинні бути встановлені в напрямку вперед/назад ( $A_x$ ).  
 Зйомка випробувань

Для зйомки та запису випробування застосовують кілька високошвидкісних відеокамер.

Таблиця 1.1 - Регулювання пасажирського салону

Регулювання	Необхідні установки
Положення сидіння вперед / назад	У середній позиції між точкою R та крайнім переднім становищем.
Кут нахилу подушки сидіння	У конструктивному положенні заводу виробника
Висота сидіння	У найнижчій позиції
Кут спинки сидіння	У конструктивному положенні заводу - виробника
Підголівники передні	У найвищому становищі
Кут нахилу підголівника	У конструктивному положенні заводу виробника

Сидіння з підтримкою спини (хребта)	За конструкцією заводу – виробника
Рульове колесо по вертикалі	В середньому становищі
Рульове колесо по горизонталі	В середньому становищі
Підголівники задні	Знято або в самому нижньому становищі
Заднє сидіння вперед / назад	В середньому становищі
Орієнтація заднього сидіння	Особою вперед
Підлокітники (передні сидіння)	У самому нижньому становищі
Підлокітники (задні сидіння)	У складеному становищі
скло	Переднє опущено. Заднє опущено або знято
Важіль перемикаччя передач	У нейтральному становищі
Педалі	У нормальному ненатиснутому становищі
Двері	Закриті, але не замкнені на замок
Сонячні козирки	У піднятому стані
Дзеркало заднього виду	У нормальному робочому становищі
Кріплення ременя безпеки	У конструктивному положенні, визначеному заводом – виробником для 50% манекена

Посадка манекена та виміри. Визначення точки Н сидіння водія.

Точку Н сидіння визначають за допомогою спеціального механізму, що відповідає стандарту SAE J826.

Посадка манекенів.

*Точка Н*

Точка Н манекена повинна розташовуватися в межах 13 мм по вертикалі, і 13 мм по горизонталі від точки, яка на 6 мм нижче крапки Н. Запишіть положення точки Н манекена у звіт по випробуваннях.

*Кут черевний порожнини .*

Прилад, який вимірює кут нахилу черевної порожнини, повинен вважати значення, рівне  $22,5^{\circ} \pm 2,5^{\circ}$  від горизонталі. Запишіть виміряний кут у звіт по випробуваннях.

*Голова.*

Поперечний майданчик для встановлення вимірювальної апаратури повинна розташовуватися під кутом до горизонталі не більше  $2,5^{\circ}$ .

*Руки.*

Верхні частини рук водія повинні як можна, можливо більше

примикати до тулуба.

Руки насажирів повинні примикати до тулуба манекена та контактувати зі спинкою сидіння.

*Щітки рук.*

Щітки рук манекена повинні розташовуватися таким чином, щоб його пальці лежали на рульовому колесі без чверті три". Великі пальці рук повинні бути злегка прикріплені за допомогою липкої стрічки до кермового колеса.

*Тулуб.*

Спина манекена повинна торкатися спинки сидіння і вертикальна вісь манекена повинна розташовуватися на одному рівні з віссю сидіння.

*Ноги.*

Верхні частини ніг (стегна) манекенів мають контактувати з подушками сидінь, наскільки це можливо.

*Ступні.*

Права ступня манекена повинна розташовуватися на ненависнутій педалі акселератора, п'ята повинна спиратися на підлогу. Ліва ступня повинна розташовуватися якомога плоскіше на похилій дошці для ніг водія паралельно поздовжній осі автомобіля.

*Виміри посадки манекена.*

Перед початком випробувань необхідно зробити виміри посадки манекена та занести їх у спеціально розроблену картку.

*Фотографування*

Перед проведенням випробування та після нього необхідно зробити фотографії бар'єра, автомобіля та положення манекенів у салоні автомобіля.

*Параметри випробувань*

Під час випробувань повинно застосовуватись бортове обладнання для збирання даних. Це обладнання повинно включатись у момент подачі сигналу від контактної датчика в точці першого контакту ( $t=0$ ) та записувати інформацію у цифровому вигляді при частоті знімання 20 кГц (може

застосовуватися частота знімання 10 кГц). Це обладнання має відповідати SAE J211.

Деформований бар'єр повинен бути закріплений на бетонному блоці.

Висота бар'єру від підлоги має бути 200 мм.

Швидкість автомобіля має бути 64 км/год (40 миль/год)  $\pm$  1 км/година.

Перекриття автомобіля має бути 40%  $\pm$  20 мм.

Після випробування.

- Відкрити двері.

Під час випробування двері не повинні зачинитися на замок. Зусилля

відкриття кожних дверей ззовні не повинно перевищувати 500 Н. Якщо двері не відчиняються при такому зусиллі, їх відчиняють за допомогою інструменту.

- Положення манекена після удару має бути записано на відеокамеру.

- Витягнути манекени.

- Виміряти деформації салону. Розрахунок критеріїв травмування

Для оцінки ступеня захисту водія та пасажирів у автомобілі розраховують наступні критерії травмування.

Голова

- Максимальне значення результуючого прискорення голови  $A_R$  :

$$A_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2} \quad (1.1)$$

Критерій травмування голови (НІС):

$$HIC = (t_2 - t_1) \frac{\int_{t_1}^{t_2} A_R dt}{(t_2 - t_1)^{2.5}} \quad (1.2)$$

Виберіть максимальне значення НІС для будь-якого проміжку часу

$(t_2 - t_1)$  до 36 мілісекунд.

- Максимальна величина результуючого прискорення  $A_R$ , яке діє протягом сумарного проміжку часу 3 мс.

Шия.

- Згинальний момент у шиї:

$$(M_y)_i = M_y - f_x * d \quad (1.3)$$

де  $M_y$  і  $f_x$  – вимірювані датчиками згинальний момент і зусилля, що перерізує відповідно;

$d$  - відстань від датчика до зовнішньої поверхні ( $d = 0.01778$ ). Див.

SAEJ1733.

- Кумулятивні критерії розтягуючого зусилля ( $+F_z$ ) і перерізуючого зусилля ( $F_x$ ) шиї.

Грудна клітини.

- Максимальна величина деформації грудної клітки  $D_{chest}$ .

Критерій в'язкості (VC) за наступною формулі

$$VC = 1.3 * V_{(t)} * C_{(t)} \quad (1.4)$$

де  $D_{(t)}$  - миттєве значення деформації грудної клітини в якийсь момент часу  $t$ ;

$C_{(t)}$  – величина стиснення щодо деформації грудної клітки  $D_{(t)}$

$$C_{(t)} = \frac{D_{(t)}}{0.229} \quad (1.5)$$

$V$  – швидкість деформації, яка розраховується як зміна деформації щодо часу

$$V_{(d)} = \frac{8 | D_{(t+1)} - D_{(t-1)} - D_{(t+2)} - D_{(t-2)} |}{12 \delta t} \quad (1.6)$$

де  $\delta t$  – часовий інтервал між значеннями  $D_{(t)}$ .

Розрахувати  $V_{(t)} * C_{(t)}$  залежно від часу та визначте максимальне значення.

Стегна.

- Кумулятивні критерії зусилля стиснення ( $F_z$  негативне). Коліна.
- Максимальне значення переміщення коліна  $D$ . Гомілка.

- Для верхнього та нижнього кінців як правої так і лівої гомілок результуючий згинальний момент  $M_R$  залежно від  $M_x$  і  $M_y$ :

$$M_{R(t)} = \sqrt{M_{X(t)}^2 + M_{Y(t)}^2} \quad (1.7)$$

• максимальне значення індексу гомілки (ПІ) на верхньому і нижньому кінцях гомілок обох ніг:

$$PI_{(t)} = \frac{|M_{R(t)}|}{(M_R)_C} + \frac{|F_{Z(t)}|}{(F_Z)_C} \quad (1.8)$$

• Максимальні значення осьових стискаючих зусиль, виміряних як на верхньому так і на нижньому кінцях гомілки.

## 1.2. Оцінка автомобіля згідно з процедурою Euroncap

Критерії оцінки та їх граничні значення для фронтального удару.

Нижче представлені базові критерії оцінки та граничні значення кожного з них при фронтальному ударі автомобіля. Якщо для якої – то частини тулуба застосовується розрахунковий критерій, то як граничного значення цього оцінного критерію приймають його нижче результуюче значення.

Голова.

При випробуваннях із подушкою безпеки може бути зареєстрований рівень НІС<sub>36</sub>, що перевищує 1000, але без жорсткого контакту голови та без ознак внутрішнього пошкодження голови. Жорстким ударом називають такий удар головою.

Якщо не було жорсткого контакту, надається 4 бали

Якщо жорсткий контакт мав місце, застосовують наступні граничні значення:

*Верхній показник:*

НІС<sub>36</sub> 650 (5% ризик травмування)

Результуюче прискорення,

протягом 3 мс

72g

*Нижній показник:*

НІС<sub>36</sub> 1000 (20% ризик травмування)

Результуюче прискорення,

НУБІП УКРАЇНИ

протягом 3 мс 88g

Якщо автомобіль не обладнаний подушкою безпеки, і при випробуванні на фронтальний удар виконані наступні вимоги:

НІС<sub>36</sub> <1000

НУБІП УКРАЇНИ

Результуюче прискорення, протягом 3 мс <88g

тоді проводять випробування рульового колеса на удар деформованої стільникової конструкцією ударника. Випробовувач вибирає найбільш жорсткі на його погляд місця для завдання удару. Передбачається, що

знадобляться два тести, один на маточині рульового колеса в місці з'єднання спиці зі маточкою керма, інший на дузі рульового колеса і в місці з'єднання спиці з дугою кермового колеса. Оцінка проводиться на основі наступних критеріїв.

НУБІП УКРАЇНИ

Верхній показник

НУБІП УКРАЇНИ

Пік результуючого прискорення 80g

Результуюче прискорення протягом 3 мс 65g

Нижній показник

НУБІП УКРАЇНИ

Руйнування стільникової конструкції 1 мм

НІС<sub>36</sub> 1000

Пік результуючого прискорення 120g

Результуюче прискорення протягом 3 мс 80g

НУБІП УКРАЇНИ

За результатами даних випробувань максимальна кількість балів, що дорівнює 2, присвоюють, якщо були отримані характеристики нижче нижньої межі. Для результатів гірше нижнього показника бали не надають зовсім. Найгірші результати, отримані із тестування, впливають на підсумкову оцінку автомобіля. Так, для автомобіля, не обладнаного подушкою безпеки, максимальний результат, отриманий для голови водія, можливо 2 бали.

НУБІП УКРАЇНИ

Шия.

Верхній показник:

Перерізаюче зусилля

1.9 кН при 0 мс, 1.2 кН при 25 – 35 мс, 1.1 кН при 45 мс  
Зусилля розтягу  
2.7 кН за 0 мс, 2.3 кН за 35 мс, 1.1 кН при 60 мс  
Момент 42 Н\*м

*Нижній показник:*

Перерізаюче зусилля  
3.1 кН за 0 мс, 1.5 кН при 25 – 35 мс, 1.1 кН при 45 мс\*  
Зусилля розтягу  
3.3 кН за 0 мс, 2.9 кН за 35 мс, 1.1 кН при 60 мс\*

Момент 57 Н\*м (Значний ризик травмування).

Грудна клітина.  
*Верхній показник:*

Стиснення 22 мм (5% ризик травмування)

Критерій в'язкості 0.5 м/с (5% ризик травмування)

*Нижній показник:*  
Стиснення 50 мм (50% ризик травмування)  
Критерій в'язкості 1.0 м/с (25% ризик травмування)

Коліно, стегно та черевна порожнину.

*Верхній показник:*

Зусилля стиснення стегна 3.8 кН (5% ризик травмування  
черевної порожнини)

Деформація стиснення колінної чашки 6 мм

*Нижній показник:*

Зусилля стиснення стегна 9.07 кН при 0 мс 7.56 кН при  
≥ 10 мс

Деформація стиснення колінний філіжанки 15 мм (Межа по

розриву зв'язок)

Гомілка  
*Верхній показник:*  
Індекс гомілки (TI) 0.4



Зусилля стиснення гомілки 2 кН  
Нижній показник:  
Індекс гомілки (TI) 1.3

Верхній показник:  
Переміщення педалі тому 100 мм  
Нижній показник:  
Переміщення педалі тому 200 мм

Для фронтального та бічного ударів рівень захисту кожного ділянки тіла дорослих пасажирів представлені візуально, у вигляді пофарбованих різних кольори ділянок тіла на схемі манекена. Колір призначається на основі сумарної кількості балів, (округлених до другого знака після коми) присвоєних для кожної ділянки тіла:

підсумкова оцінка автомобіля.

Зелений	4.00	бала
Жовтий	2.67 - 3.99	бала
Помаранчевий	1.33 - 2.66	бала
Коричневий	0.01 - 1.32	бала
Червоний	0.00	бала

Для фронтальних ударів ділянки тіла групуються, починаючи з тих, травмування яких може призвести до більш небезпечних наслідків. Було виділено такі регіони:

- Голова та шия
- Грудна клітина
- Коліно
- Нога та ступня

Для визначення кількості зірочок повинні бути використано загальну кількість балів та баланс між кількістю балів, отриманих при бічному та фронтальному ударах. Автомобілі, які показують погані характеристики при

фронтальному або бічному ударі, мати обмежену кількість зірочок, для того, щоб показати, що вони мають мало хороший загальний захист при ударі.

Оцінюється мінімальна кількість балів, отримана та при фронтальному, і при бічному ударі (включаючи удар в стовп) для присвоєння певної кількості зірочок. Після того, як будуть округлені індивідуальні підсумкові бали для випробувань, застосовують наступну шкалу:

При умови, що є рівність між фронтальним і бічним ударом, шкала наступна:

33 – 40 балів 5 зірочок

25 – 32 бала 4 зірочки

17 – 24 бала 3 зірочки

9 – 16 балів 2 зірочки

1 – 8 балів 1 зірочка

0 балів 0 зірочок

Перекреслення зірочок.

У деяких випадках, автомобіль, згідно з кількістю отриманих зірочок, може бути "рекомендований" засобами масової навіть якщо деякі ділянки тіла

пасажирів захищені погано. Щоб виділити такі випадки, застосовують перекреслення зірочок однієї червоною діагональною рисою.

Зірочка перекреслюється у разі, якщо за результатами випробувань, на підставі тільки даних, отриманих від манекена, якому або із життєво важливих регіонів тіла присвоюється 0 балів, тобто. там має місце "неприпустимо високий ризик отримання травми, небезпечної для життя". Для фронтального удару регіонами, які можуть впливати на перекреслення зірочок, голова, шия, грудна клітина.

### 1.3. Концепції, що стоять за оцінкою автомобіля під час випробувань на фронтальний удар

Даний розділ включає огляд основних проблем, які потрібно враховувати при проектуванні конструкції автомобіля з точки зору ефективного захисту пасажирів різних розмірів при різних посадках в

автомобіль. Цей розділ є частиною документа EuroNCAP Assessment Protocol Version 4.0 і пояснює доцільність контролю тих чи інших параметрів автомобіля при оцінці EuroNCAP.

Випробування автомобіля на фронтальний удар є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля. Тому геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені відразу після отримання технічного завдання новий автомобіль. Зрозуміло, що подальша зміна конструкції лонжеронів за результатами натурних випробувань пов'язано з надзвичайно великими переробками конструкції всього автомобіля. Вирішенням проблеми є застосування розрахункових методів визначення параметрів енергопоглинаючих елементів, починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля.

Подані далі концепції можуть бути основою для формулювання цілей, до яких потрібно прагнути при проектуванні нового автомобіля.

Голова.

**КОНЦЕПЦІЯ:** Голова водія має бути захищена подушкою безпеки та протягом усього процесу руху манекена вперед має залишатися на ній. Не повинно відбуватися провалу голови на дно подушки.

З цього можна зробити висновок, що за допомогою хороших утримувальних систем можна досягти задовільних результатів за цим критерієм.

Грудна клітина.

**КОНЦЕПЦІЯ:** Головний критерій травмування – стиснення грудної клітки. Критерій в'язкості, як очікується, вказує на автомобілі з поганими утримуючими системами.

Спосіб визначення критерію травмування грудної клітки був розроблений для випадку, коли як утримуюча система застосовувався лише

ремінь безпеки. Однак, при спільній роботі ременя безпеки та подушки безпеки, критерій травмування визначається аналогічно. Це позбавляє необхідності вимірювання ступеня захисту, що забезпечується подушкою безпеки та узгоджується з рекомендаціями EECV.

КОНЦЕПЦІЯ: Коли пасажирський салон втрачає стійкість, будь-яке додаткове навантаження може стати причиною подальшої непередбачуваної деформації салону. При втраті стійкості не можна ручатися результати повторних випробувань, т.о. знижується ступінь довіри до показників автомобіля.

КОНЦЕПЦІЯ: Критерій травмування грудної клітки був розроблений для оцінки навантажень лише від ременя безпеки. Причиною спрямованого травмування може стати зосереджене навантаження від «жорсткого» рульового колеса.

Черевна порожнину.

Захист черевної порожнини дуже важливий, але нині не існує критеріїв чи технології оцінки травмування цього ділянки тіла.

Коліно, стегно та таз.

Нульове переміщення колінний філіжанки не тільки бажано, але і, можливо. Вищий показник враховує деяке можливий рух внаслідок перенесення зусиль уздовж осі вгору гомілки.

КОНЦЕПЦІЯ: Поверхня інтер'єру, де можливий контакт з коліном манекена, повинна мати однаково добрі показники на усім своїм протягом.

Ступня та кісточки.

КОНЦЕПЦІЯ: До тих пір, поки не розроблені спеціальні кісточка і ступня для манекена, оцінка буде проводитися на основі впровадження.

Величина впровадження найбільше відповідає ймовірності травмування.

КОНЦЕПЦІЯ: Руйнування простору для ніг наражає пасажирів на додаткову небезпеку. Деталі, розташовані зовні можуть проникнути в пасажирський салон, у свою чергу, частини тіла пасажирів можуть контактувати з деталями, розташованими зовні. Може виникнути ризик

поранення про гострі кромки, або ризик того, що конструкція втратить стійкість.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## 2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА З УРАХУВАННЯМ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМУВАЛЬНОГО СТАНУ

### 2.1. Вимоги до міцності та жорсткості кузова

Кузов легкового автомобіля є з однієї сторони самої важливою частиною автомобіля, оскільки дозволяє реалізувати пряме призначення - перевезення пасажирів та вантажів. З іншого боку, це корпус, якому розміщуються вищезгадані пасажир та вантаж, та, що важливо, встановлюються всі вузли, пристрої, агрегати та механізми які забезпечують виконання функцій перевезення. До кузова, як складного багатофункціонального пристрою, пред'являється цілий комплекс вимог, які можна поділити умовно на три групи:

а). вимоги щодо забезпечення функціональності – зовнішні та внутрішні габаритні розміри, внутрішня та зовнішня аеродинаміка, зручності розміщення пасажирів та вантажу, оглядовість, розміщення органів керування, вузлів та агрегатів, а також інші конструкторські вимоги пов'язані з геометрією кузова;

б). вимоги щодо технологічності - розв'язка конструкції, деталювання, збирання, штампування, доступність інструменту, проливність порожнин, теплоізоляція каркасу, зони корозійного захисту, зони базування, зони технологічних підвісок та фіксації кузова, інші технологічні вимоги;

в). вимоги щодо несучої здатності - жорсткість, міцність (включаючи втомну міцність і довговічність), пасивна безпека, власні частоти та форми коливань, віброакустика.

Потрібно розробити кузов, який задовольняє всім цим вимогам за умови мінімізації маси та досягнення необхідного рівня довговічності та надійності.

У наявній літературі багато приділяється уваги аналізу вимог за першим пунктом, дещо менше за другим та практично дуже мало по третьому - хоча літератури з питань несучої здатності та видам міцності у загальному машинобудуванні, більш ніж достатньо.

Узагальнюючи накопичений досвід на ЗАЗі з розробки конетрукцій

суцільнометалевих несучих кузовів легкових автомобілів, далі буде наведено перелік та дано аналіз вимог щодо несучої здатності кузова. Не всі вимоги на сьогодні мають формалізоване "узаконене" чисельне значення, ряд критеріїв поки що не визначено і носять часом суб'єктивний характер, це відноситься, в першу чергу, до елементів кузова, які впливають на такі фактори, як

керуваність, вібронавантаженість та безпека автомобіля. Слід зазначити, зворотний вплив – тобто, зміна конструкції кузова за несучою здатністю, що призводить до зміни структури автомобіля, як правило, не вітається і стосується, мабуть, лише питань пасивної безпеки. Це очевидно

оскільки нікому не потрібен безпечний автомобіль з м'яким, надійним кузовом якому не можна буде пересуватися, і розміщуватися із зручностями та комфортом. Звідси ще зростає необхідність виконання вимог за жорсткістю і міцності кузова на ранній стадії проектування. При цьому самі вимоги мають бути обґрунтованими, базуватися на статистично достовірну інформацію. Слід пам'ятати, що завищені вимоги призводять до подорожчання конструкції на стадії розробки, а занижені, збільшують стадію доведення конструкції, постановку на виробництво та в експлуатації (гарантійний період).

Наведені вимоги щодо несучої здатності можна розділити на дві групи, без того до чого вони ставляться – експлуатаційна міцність та жорсткість у нормальних умовах або міцність та жорсткість в екстремальних, аварійних ситуаціях:

- загальні вимоги до кузова, що впливають на працездатність та поведінка автомобіля в загалом;
- вимоги до локальних зон, що забезпечують функціонування окремих вузлів, агрегатів, механізмів та систем.

Основні вимоги до міцності і жорсткості проектного кузова:

1) Міцність кузова при розробці (проектування, випробування, доведення) оцінюється за загальним нормам міцності для машинобудівних конструкцій, спеціальних регламентованих вимог, як правило, ні. За час експлуатації кузов піддається динамічній навантаженні, число циклів

навантаження від якої дорівнює або перевищує базове число циклів  $2 \times 10^6$  втомних характеристик застосовуваних конструкційних сталей. Тому в автомобілебудуванні не практикується обмежений ресурс – використовують вимоги для абсолютної міцності.

2) Пружні деформації для елементів кузова у місцях кріплення елементів підвіски важко формалізувати, оскільки оцінити вплив цієї “додаткової” деформації на керованість та стійкість автомобіля, без ув'язування її з пружними динамічними деформаціями елементів підвіски дуже важко. Тільки з розгляду спільної поведінки всієї підвіски в динаміці, може бути вироблений такий критерій. Крім того, він залежатиме від типу та конструкції підвіски, від способу її кріплення і, швидше всього для кожного автомобіля буде свій. При оцінці деформацій точок на кузові слід враховувати, що вони складаються з локальних деформацій та переміщень кузова в цілому, тобто слід враховувати ще й загальну жорсткість кузова.

3) Оскільки зони кріплення опор силового агрегату на кузові становлять невід'ємну частину його системи підресорювання і віброізоляції, то для таких кузовних елементів важливіше оцінювати їхній загальний механічний опір (механічний імпеданс). Ступінь передачі вібрації на каркас кузова, її вплив на внутрішній шум та визначатиме жорсткі вимоги та конструкцію таких зон.

4) Рівень вібрації для робочих органів управління автомобіля оцінюється його санітарними нормами для транспортних засобів. Вплив вібрації на людину залежить від частоти, тривалості та рівня впливу (таблиці 2.1, 2.2).

Таблиця 2.1 - Вагові коефіцієнти

Частота (Центральна), Гц	$k_{xz}$	$k_{yx}$ $k_{xy}$	Час впливу	$k_{tz}$	$k_{fx}$ , $k_{fy}$
--------------------------	----------	-------------------	------------	----------	---------------------



1,0	2,0	1,0	1 хв	1,0	1,0
1,25	1,79	1,0	16 хв	0,75	0,75
2,0	1,41	1,0	25 хв	0,63	0,63
3,15	1,11	1,59	1 год	0,42	0,42
5,0	1,0	2,5	2,5 год	0,25	0,25
8,0	1,0	4,0	4 год	0,19	0,177
12,5	1,59	6,25	8 год	0,11	0,11
20,0	2,5	10,0	16 год	0,056	0,078
31,5	4,0	15,9	24 год	0,04	0,15

Таблиця 2.2 - Допустимі значення середніх квадратичних віброшвидкостей по СН 1102-73

Частоти октавних смуг Гц.		Віброшвидкості при коливаннях м/с.		Вертикальні віброприскорення м/с <sup>2</sup> .	
Граничні.	Середні геометричні	вертикальні	горизонтальні	По СН 1102-73	За ІСО 2631
0,88-1,4	1	0,126	0,050	0,79	0,84
1,4-2,8	2	0,071	0,035	0,89	0,78
2,8-5,6	4	0,025	0,032	0,63	0,57
5,6-11,2	8	0,013	0,032	0,65	0,60
11,2-22,4	16	0,011	0,032	1,11	1,14
22,4-44,8	31,5	0,011	0,032	2,18	2,26

Розмір середнього квадратичного віброприскорення ( $\sigma$  м/с<sup>2</sup>), що відповідає межі зниження продуктивності праці від втоми, може бути знайдена для будь-якого рівня по формулам

$$\sigma_{\ddot{z}} = 2,8k_p k_{vz} k_{tz}, \quad (2.1)$$

$$\sigma_{\ddot{x},y} = 2k_p k_{v_{x,y}} k_{t_{x,y}}$$

де  $\sigma_{\ddot{z}}$ ,  $\sigma_{\ddot{x},y}$  - величина середнього квадратичного віброприскорення;

$k_{vz}$ ,  $k_{vx}$ ,  $k_{vy}$  - вагові коефіцієнти, що враховують частоту впливу вібрації

на людину;

$k_{tz}$ ,  $k_{tx}$ ,  $k_{ty}$  - вагові коефіцієнти, що враховують час впливу вібрації на людини.

Коефіцієнт  $k_p$ , що входить у ці формули, відповідно дорівнює 0,317;

1.0; 2.0

Вагові коефіцієнти  $k_v$  і  $k_t$  наведені в таблиці 2.1.

## 2.2. Основні показники напружено-деформувального стану елементів кузова

Важливим показником досконалості конструкції кузова є його жорсткість (маю на увазі, що вона співвідноситься з масою кузова та закладеним експлуатаційним ресурсом). Для однотипних кузовів легкових автомобілів – в даному випадку це як правило, суцільнометалеві (2-х або 3-х об'ємні) кузова, автомобілів європейських груп А, В або С, порівняльну оцінку можна проводити тільки по жорсткості.

У цій роботі розглядатиметься крутильна жорсткість кузова. Так як кручення найбільш важкий випадок навантаження (щодо вигину). Кручення кузова є окремим випадком навантаження автомобіля від дороги (повільний наїзд на купину).

На жорсткість кузова впливають три складові компоненти каркасу кузова. Це безпосередньо сам балковий каркас кузова, зчленування між балочними елементами, що становлять каркас кузова та панелі, кузова разом зі склом, якщо останні приклеєні до кузова. Це твердження підкріплено розрахунково-експериментальними роботами. Так, наприклад, приклеєне скло на автомобіль, може додати від 20% до 40% крутильної жорсткості – таблиця

2.3. Аналогічним чином проведено роботу з оцінки впливу панелей каркасу кузова на його крутильну жорсткість. Для цього, в якості базової моделі взято каркас кузова без панелей та скла. Потім по черзі і послідовно додавалися панелі одна за одною, і проводився розрахунок на кручення з подальшим порівняльним аналізом одержуваних величин крутильної жорсткості. Результати представлені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.3 – Жорсткість кузова зі склом та без

	Жорсткість каркаса кузова виміряна на стенді (Н/м <sup>2</sup> град.)	
	BA3	DAEWOO
Жорсткість каркасу кузова зі склом	9772 (100%)	12515 (100%)
Жорсткість каркасу кузова без скла.	7329 (-25%)	7656 (-39%)

Таблиця 2.4 – Величини крутильної жорсткості

№ п/п	Опис конструкції	Жорсткість на кручення (Н* м/град.)	Зміни крутильної жорсткості по відношенню до попереднього варіанті (%).
1	Каркас кузова без панелей.	1867 (100%)	-
2	Каркас та панель даху (0.8 мм.)	2854 (+53%)	+ 53%
3	Каркас, панель даху та підлога (1 мм.).	3414(+83%)	+ 20%
4	Каркас, панель даху, підлога і щиток передка (1мм.)	5655(+203%)	+65%
5	Каркас, панель даху, підлога, щиток передка та лобове скло.	7055(+278%)	+24%
6	Каркас, панель даху, підлога, щиток передка, лобове скло та скло заднє.	8155(+337%)	+16%

Таким чином, досить суттєвий вплив на крутильну жорсткість надають щиток передка, панель даху та клеєне скло. Так як безпосередня участь панелей та скла на крутильну жорсткість вже зумовлено, і працюючи з панелями можна лише лавірувати їх локальними жорсткостями, то для забезпечення необхідної крутильної жорсткості кузова, більш детальному розгляду піддається балковий каркас і зчленування між балочними елементами, як найперспективніші складові елементи кузова у плані збільшення крутильної жорсткості.

Багато машинобудівних конструкцій мають більше або менш яскраво виражену балочну структуру. Каркас кузова автомобіля так ж може бути

розглянутій як структура з суттєвим присутністю балкових елементів. Тому оптимальний підбір геометричних параметрів їх поперечних перерізів, очевидно, є надзвичайно важливим завданням.

Дуже корисну інформацію в цьому плані можна отримати вже на ранніх етапах проектування кузова, при спрощено моделювання каркаса з широким використанням балкових кінцевих елементів. Інформація як про раціональне розташування балок, що визначають силову схему кузова, так і про коректні жорсткості їх поперечних перерізів, отримана на цьому етапі, що істотно скорочує витрати на подальше проектування, та закладе базову жорсткість кузова, яка на кінцевому етапі проектування може незначно змінюватись як більшу, так і меншу бік.

Зрозуміло, що перерізи балок, що використовуються в реальній конструкції можуть бути надзвичайно складні. Це багато замкнених перерізів складної конфігурації. Однак, коли ми говоримо про ранні етапи проектування, про попередні розрахунки, про перебір конкурентних варіантів, немає сенсу оперувати зі складними перерізами.

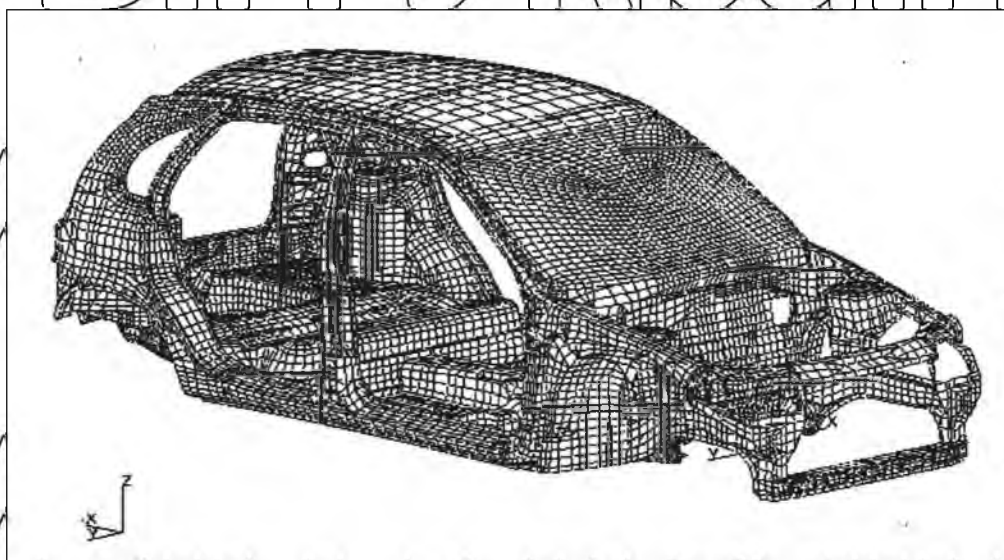


Рис. 2.1 – Оболонкова КЕМ каркасу кузова

І набір перерізів, що використовуються в програмних продуктах MSC/PATRAN, MSC/NASTRAN, виявляється цілком достатнім. А отримані на цьому етапі дані використовуються для якісного обґрунтованого вибору параметрів реальних перерізів. Щоб оцінити, якою мірою можна довіряти

спрощеній балочній моделі, порівняємо результати розрахунків докладної оболонкової моделі з результатами розрахунків її балкової аналогії. На рис. 2.1 представлено звичайно - елементна модель (КЕМ) каркасу кузова одного з автомобілів, набрана із оболонкових елементів.

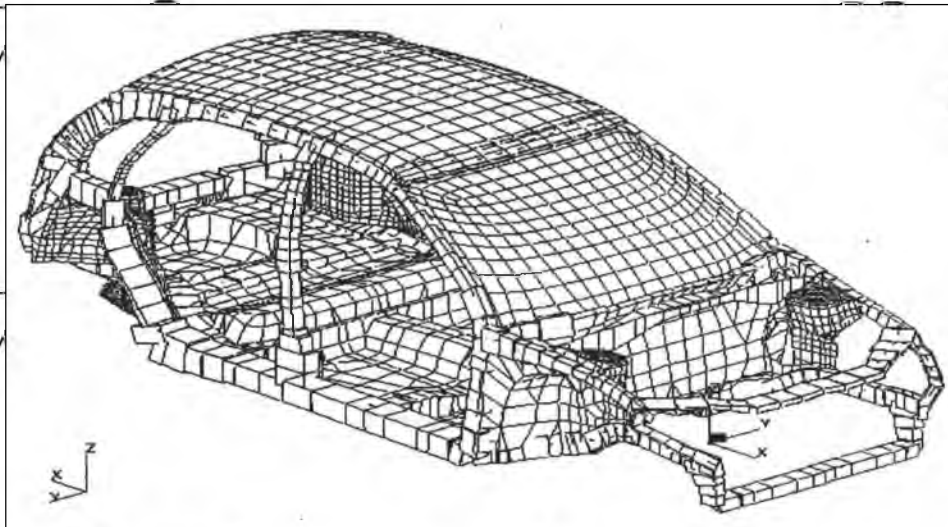


Рис. 2.2 – КЕМ із використанням балкових елементів

На рис. 2.2 представлена, КЕМ того ж кузова, але в тих зонах, де може бути обгрунтовано застосування балкових елементів, докладна оболонкова структура замінена на балочну. На рис. 2.3 та сама модель, що і на другому, але для наочності відображені лише балкові елементи моделі

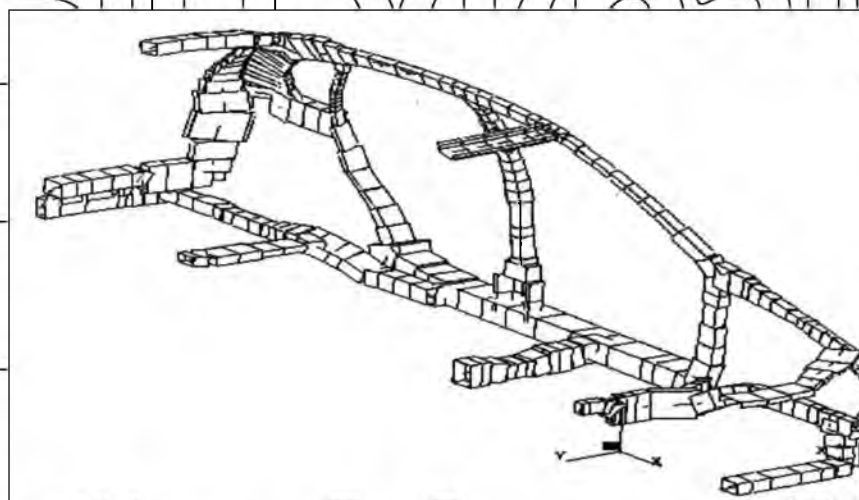


Рис. 2.3 – Балочні елементи моделі каркасу кузова

Щоб порівняння було найбільш наочним, було використано сама не

вигадлива методика переходу від складних реальних перерізів до простим перерізам використовуваних у зазначених програмних продуктах. Для побудови балочної моделі, використовувалися перерізи коробчасті та швелерного типу, Рис. 2.4.

Коробчастим перетином моделювалися замкнені та багато замкнутий контур. А швелерами відкриті перерізи. При цьому робилася спроба підібрати перерізи близькими за жорсткістю до реальним перерізам. Геометричні параметри перерізів підбиралися таким чином, щоб у плані, максимально наближалися до реальних контурів. перерізів.

На обидві моделі були накладені однакові граничні умови несиметричного крутіння кузова. Вирішувалося завдання лінійної статки. Жорсткість балочної моделі виявилася на 19% вищою за жорсткість оболонковий. Чи багато це чи мало? Розглянута оболонкова модель включає себе 38 500 вузлів. Зрозуміло, що модель такої подробиці може з'явитися лише на завершальних етапах проектування. На початкових. На етапах, очевидно, використовуються моделі меншої розмірності. за нашим даним, при зменшенні розмірності моделі, представленої на рис. 2.1, в 4 рази (до 9500 вузлів), призводить до завищення розрахункової твердості на 12-15%. Тобто наша, побудована описаним вище способом балочна модель, за жорсткістю дає результати на рівні оболонкової моделі середнього рівня. Отже, результати, одержувані на такій моделі (з широким використанням балкових елементів) можуть розглядатися як цілком достовірні. І оптимальне розподіл геометричних параметрів перерізів справді може бути керівною інформацією при проектуванні реальних перерізів кузова. Розглянемо тепер пугання отримання цього оптимального розподілу із заданими конструктивно-технологічними параметрами.

НУБІП України

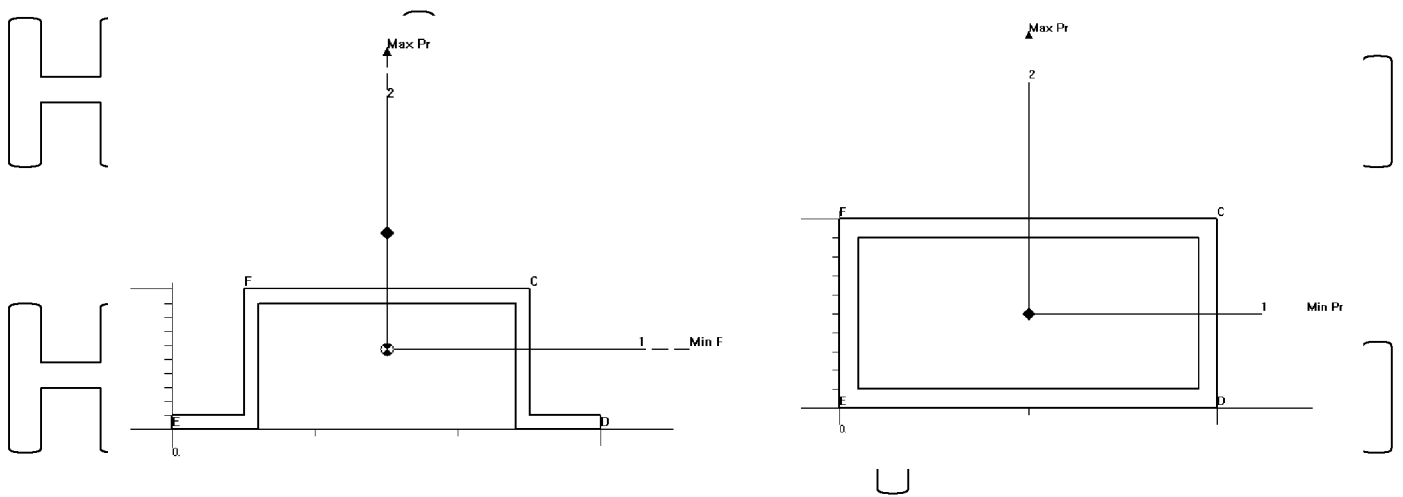


Рис. 2.4 – Перетин швелерного та коробчастого типу

MSC/NASTRAN та MSC/PATRAN представляють великі можливості апарату оптимізації, як з погляду пре- і постпроцесора, і з точки зору стійкості алгоритмів оптимізація. Функцією мети при постановці оптимізаційної задачі є вага конструкції. Описуються конструктивно-технологічні обмеження, що накладаються на геометричні параметри балкових перерізів. Задаються обмеження величини статичних реакцій (переміщень та/або напруг) у контрольних вузлах та/або елементах конструкції. Інтерфейс користувача побудований таким чином, що з мінімальними тимчасовими витратами забезпечує опис навіть дуже великих оптимізаційних задач.

Як проектні змінні вибиралися ширини і висоти балочних перерізів. Наші тести показали, що вплив товщин стінок перерізів у проектному діапазоні на загальну жорсткість кузова порівняно не значно. Тому товщини стін не оптимізувалися.

Конструкція була навантажена крученням. Накладалися обмеження на Z-переміщення вузла у центрі склянки передньої підвіски. Так само всіх балкових елементах контролювалися напруги. Величина Z-переміщення вузла обчислювалася зі значення крутильної жорсткості, що закладається у проект оптимізації каркасу кузова.

Як показує наша практика оптимізаційних завдань, більш якісні проекти

в процесі оптимізації досягаються, коли величини статичних реакцій у вихідному проекті перевищують допустиме значення.

Було виконано 11 ітерацій оптимізаційного процесу. У результуючому проекті було отримано задане переміщення в контрольному вузлі, і максимальна напруга в балкових елементах відповідали заданому рівню.

Внаслідок оптимізації геометрія перерізів у моделі змінилася. Це вже не та модель, що зображена на рис. 2.2 та рис. 2.3. Балочна структура нашого проекту представлена на рис. 2.5 (оболонкові елементи для наочності не відображено). Традиційним способом, у вигляді лінійних відрізків, зображено балки, параметри перерізів яких не брали участь у оптимізації.

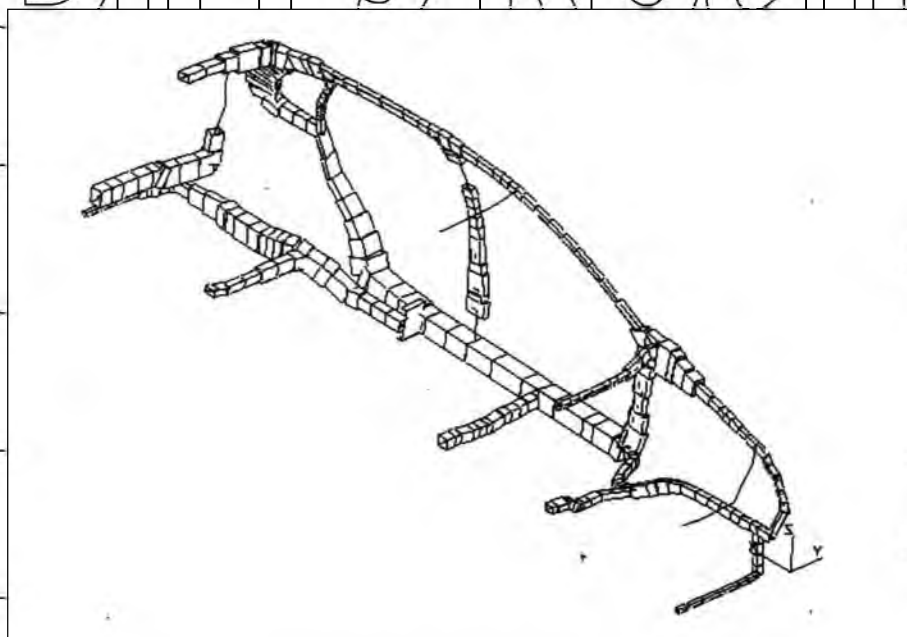


Рис. 2.5 – Балочна структура остаточного проекту.

Ідідком взята, дана конструкція не має великої практичної цінності. Практичний інтерес тут є головним чином результатом в зоні середньої статі. Тому що для цієї зони загальне кручення кузова (яке та аналізувалося) є розрахунковим випадком навантаження. Інші вузли конструкції мають інші розрахункові навантаження. І то, що добре при крученні, в цих умовах стає неприйнятним. Так, перерізи лонжеронів та порогів вибираються за умовами пасивної безпеки. І, заздалегідь вибрані, вже не повинні були змінюватися.



у нашому оптимізаційному розрахунку. Параметри центральної стійки визначаються, в тому числі, в урахування зусиль від навішування дверей, та і т.д.

MSC/NASTRAN – потужна система. Вона дозволяє в одному оптимізаційному розрахунку, шляхом включення до нього кількох навантажувальних випадків, отримати оптимальний проект, одночасно що задовольняє всьому спектру навантажень і накладається на відгук вузлів конструкції обмежень. Так, можна, можливо було б в цьому ж

оптимізаційному процесі, додасть до нашого розрахункового випадку (кручення кузова) додаткові розрахункові випадки, що відповідають вигину кузова, навішування дверей на стійки, в еліптичній власних частот, і т.д. І за один розрахунок отримати проект, який задовольняє всім цим факторів.

Наприкінці цього розділу хочеться відзначити дуже важливий висновок.

про те, що насправді, незважаючи на часто упереджене ставлення до використання балкових елементів, вони дозволяють отримувати не менш якісні результати, ніж у разі використання чисто оболонкових моделей. А на ранніх етапах проектування, можна, можливо говорити про балкових розрахункових моделях, як про найбільш привабливі. Оскільки такі моделі порівняно прості у реалізації, не вимагають значних обчислювальних витрат і відкривають широкі можливості до використання апарату оптимізації.

Важливу роль у роботі балочної конструкції грають з'єднання балкових компонентів. Самі балочні компоненти можуть бути досить добре розвиненими та мати достатній запас жорсткості та міцності, але якщо їх з'єднання не міцні, то жорсткість конструкції буде визначатися по її самому слабкому ланці. Тому аналіз балкових з'єднань важлива компонента в проектуванні кузова з заданою величиною крутильною жорсткості.

У розрахунковому пакеті MSC/NASTRAN є внутрішній модуль, який дозволяє робити порівняльну оцінку проектних змінних за силою впливу їх на параметри, що задаються. Використовуючи цю ідею, була розроблена методика оцінки впливу зчленувань балкових компонентів на обмеження

величин статичних реакцій.

Суть методики в наступному: в місцях зчленувань яскраво вираженої балочної структури вставляються невеликі «косинки» (Розпірки). Товщина вставок настільки мала (0.01 мм.), що вона не впливає на загальну та локальну жорсткість конструкції. Але вони можуть виступати в ролі індикаторів, за якими можна робити висновки про жорсткість того чи іншого зчленування та його впливу на загальну крутильну жорсткість кузова.

Для цього задаються проектні змінні на кожну таку розпірку.

Формулюється оптимізаційне завдання з тими умовами, які ми хочемо отримати у результаті. У нашому випадку це задана крутильна жорсткість кузова. І використовуючи, позначений вище модуль програмного продукту MSC/NASTRAN обчислюємо коефіцієнти чутливості кожної проектної змінної щодо кожного обмеження на статичні реакції. Тим самим ми отримуємо

коефіцієнти чутливості до ступеня впливу тієї чи іншої розпірки на крутильну жорсткість конструкції. Далі слід аналіз отриманих коефіцієнтів чутливості, і чим вище коефіцієнт, тим більше впливає на крутильну жорсткість це зчленування балкових компонентів. І як наслідок потребує у більш детальному та ретельному опрацюванні даного зчленування, з точки зору жорсткості.

### 3. МЕТОДИКА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ДО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИМ СТАНОМ КУЗОВА

#### 3.1. Основні вимоги до напружено-деформувального стану (НДС)

Для того, щоб знизити ризик травмування водія та пасажирів при фронтальному ударі при проектуванні нового автомобіля необхідно проводити конструктивне та розрахункове опрацювання силових схем автомобіля з поглядом підвищення стійкості салону.

При ударі функції енергогасящих елементів передка автомобіля переважно виконують лонжерони. Тому рекомендується підбирати і розраховувати поздовжні та поперечні розміри лонжеронів таким чином, щоб, деформуючись, лонжерон гасив енергію удару, зберігаючи рівень уповільнення автомобіля таким, щоб зусилля, що передається на елементи пасажирського салону, було на 20% вище за зусилля, яке призводить до втрати стійкості салону.

Далі наведено статистичні дані, які було взято з публікацій в Інтернеті за результатами випробувань автомобілів малого класу, які проводяться за програмою EuroNCAP або аналогічних випробувань (удар 64 км/год = 40 миль/год з 40% перекриттям у деформований алюмінієвий бар'єр).



Рис. 3.1 – Типова схема вимірів деформацій салону після фронтального удару

Загальною тенденцією зміни конструкції автомобіля малого класу є підвищення стійкості (зменшення деформацій) салону автомобіля при фронтальному ударі.

Типова схема вимірів деформації салону автомобіля наводиться на рис.

### 3.1.

Найвні дані щодо деформацій салону були піддані статистичній обробці. В результаті отримано регресійні залежності для величин деформацій характерних місць салону, що дозволяють прогнозувати ці показники для перспективний автомобіль.

Додаткові обмеження щодо деформації салону.

Можна визначити технічно доцільний рівень деформацій кузова при фронтальному ударі, що забезпечує відсутність штрафів по кузову та дозволяє реалізувати високоефективну систему утримання (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Технічно доцільний рівень деформацій кузова автомобіля

Елемент	Зміщення		
	X	Z	Y
Рульове колесо	30	20	0
Стійка А	25	-	-
Панель приладів	25	-	-
Майданчик для відпочинку ноги	45	-	-
Педали	65	45	-
Шиток передка	90	-	-

### 3.2. Розробка методики побудови математичних моделей типових енергопоглинаючих елементів

Вирішені завдання:

- 1) Розробка конструкції енергопоглинаючих елементів із заданими

характеристиками.

2) Порівняння результатів розрахунку та випробувань.

3) Дослідження впливу різних параметрів розрахункової моделі на результат розрахунку.

Для виконання експериментальної частини роботи використовувався жорсткий візок рамної конструкції із закріпленими в передній частині енергопоглинаючими елементами. Маса візка в різних випробування має становити 1-2 тони. Відтворюється сценарій випробувань на переднє зіткнення. Швидкість зіткнення – до 64 км/год. Потрібно за рахунок застосування енергогасних елементів обмежити уповільнення, що діють на візок, завбільшки 20-30г.

Розробка конструкції енергопоглинаючих елементів.

Енергопоглинаючі елементи вирішено було зробити в формі лонжеронів прямокутного перерізу, з фланцями різної форми. Зусилля деформації кожного з пари лонжеронів має бути 100кН для візка масою 1т та 200кН для візка масою 2т. Для того щоб повністю погасити енергію візка з початковою швидкістю 50 км/год, достатньо довжини лонжеронів 550 мм, а для візка з початковою швидкістю 64 км/год. потрібно 1000 мм.

Шляком розрахунків у програмному комплексі PATRAN/DYTRAN для лонжеронів потрібно підібрати такий перетин і товщину матеріалу, щоб протягом удару не втрачалася стійкість, та забезпечувалося задане зусилля.

Матеріал лонжерону - сталь з межею плинності 250Мпа.

Потрібно було близько 50 розрахунків, щоб підібрати 15 можливих варіантів конструкції лонжеронів із заданими характеристиками. З них, з урахуванням наявного металу, відібрано 4 остаточних варіантів лонжеронів.

Порівняння результатів розрахунків та випробувань.

Було проведено 2 удари візка - з лонжеронами варіанта A зі швидкості 33,8 км/год і з лонжеронами варіанта зі швидкості 43,3 км/год. Уповільнення, отримані під час випробувань, порівнюються з розрахунковими на малюнках 3.2 та 3.3.

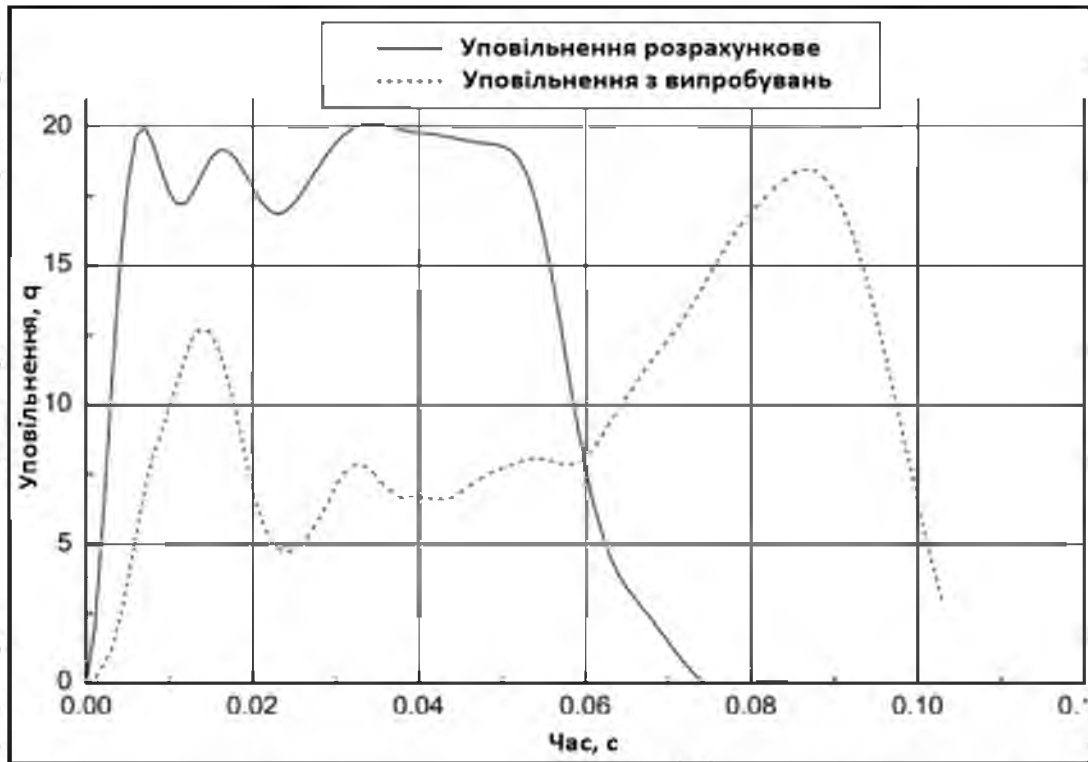


Рис. 3.2 – Результати розрахунку та випробування варіанта (А)

лонжерона довжиною 550мм, перетином 100x150мм, завтовшки 1,5мм зі швидкості 33,8 км/год

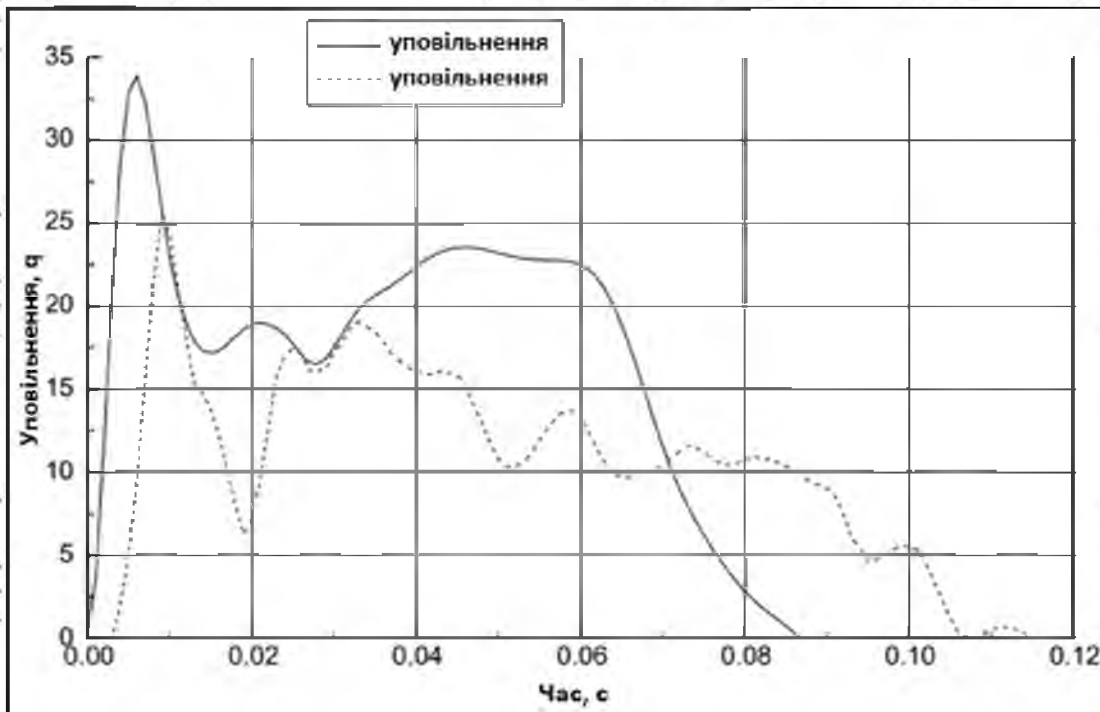


Рис. 3.3 – Результати розрахунку та випробування варіанта (В)

лонжерона довжиною 1000 мм, перетином 150x150мм, завтовшки 1,8 мм зі швидкості 43,3 км/год

У таблиці 3.2 представлені результати порівняння середнього зусилля деформації лонжеронів розрахункового та отриманого в результаті випробувань.

Таблиця 3.2 - Середнє зусилля деформації лонжеронів

Випробування	Середнє зусилля деформації лонжеронів, кН	
	Випробування	Розрахунок
Варіант А	84,9	204,1
Варіант В	143,5	200,2

Зміна допустимих швидкостей для випробувань лонжеронів.

З порівняння результатів розрахунків і випробувань видно, що насправді зусилля деформації лонжерону менше, ніж задане. Значить, при удар візка з максимальною початковою швидкістю, довжини лонжерона не вистачить для повної зупинки візка. Тому початкові швидкості, для яких візок розрахунок, є неприпустимо великими. Треба знайти нові максимально допустимі швидкості, щоб візок повністю зупинявся, а найбільша деформація після удару складала б 75-80 % від початкової довжини лонжерону, як під час випробування варіанта А.

Було проведено 8 розрахунків, внаслідок яких визначено максимально допустимі початкові швидкості. Вони наведені у таблиці 3.3. Результати розрахунку наведено на рис. 3.4.

Таблиця 3.3 - Максимально допустима початкова швидкість

Варіант лонжерону	А	Б	В	Г
Допустима швидкість, м/с	9,4	12	14,5	16

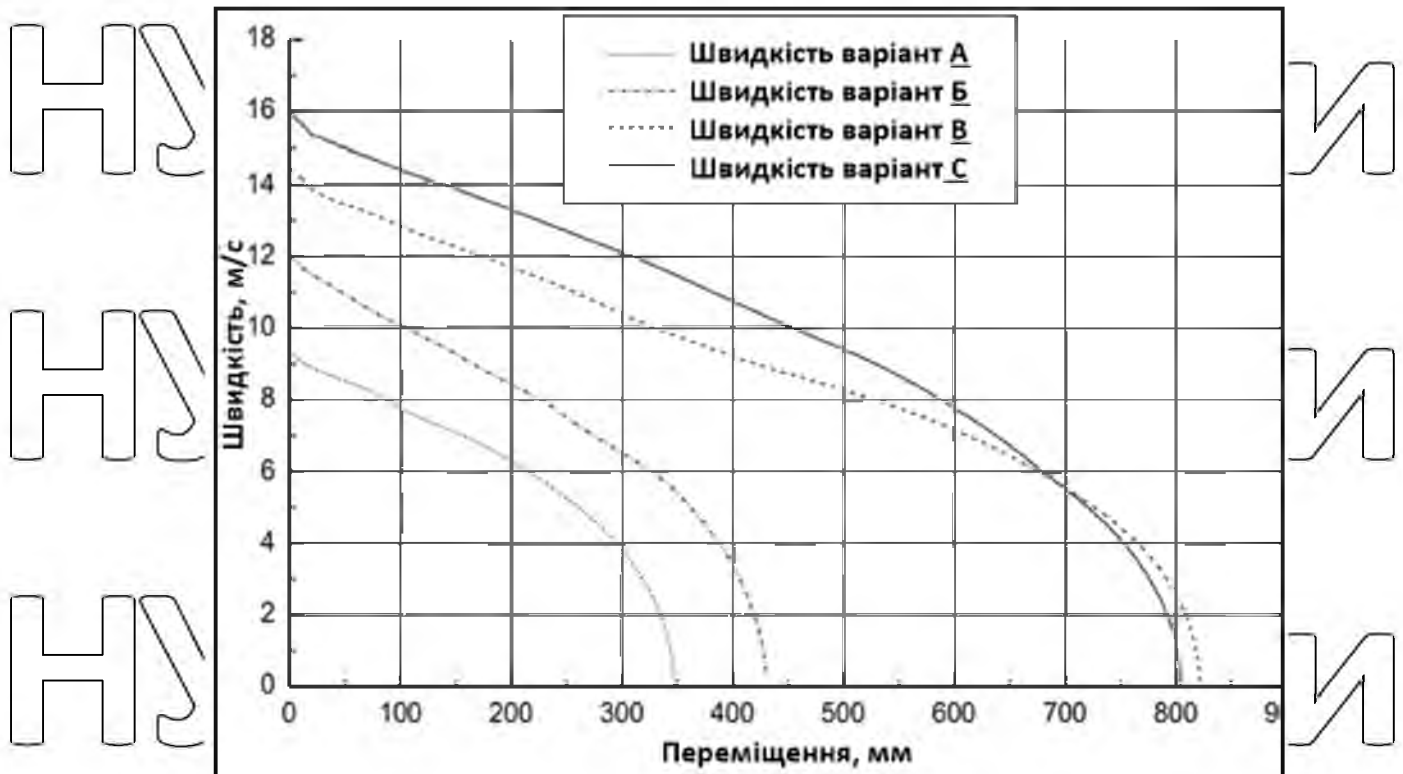


Рис. 3.4 – Гасіння максимально допустимих швидкостей на заданій довжині лоужерона

Дослідження впливу різних параметрів моделі на результати розрахунку.

Відмінність результатів випробувань від розрахункових визначається точністю вихідних даних, точністю побудови моделі, впливом тих або інших застосовуваних розрахункових прийомів. Уточнення моделі найкраще починати з тих факторів, які найбільше впливають на отримувані результати.

Тому було проведено роботу з виявлення чутливості моделі до зміни основних параметрів:

- характер з'єднання фланців;
- властивості матеріалу;
- розмір елементів;
- розташування та форма елементів по відношенню до напрямку удару;
- наявність самоконтакту в моделі;

Розрахунки проводилися для варіанта А. Усього проведено близько 30 розрахунків.



### Вплив характеру з'єднання фланців

У розрахунковій моделі фланці описувалися у вигляді елементів з подвійною товщиною. Насправді лонжерони складаються з двох частин, зварених між собою з кроком 45-50мм.

Для визначення наслідків уведення зварних точок порівнювалися варіанти з кроком зварювання від 25 до 75 мм і зовсім без зварювання (злиті подвійні фланці). Усі варіанти мали розмір елементів 25 мм.

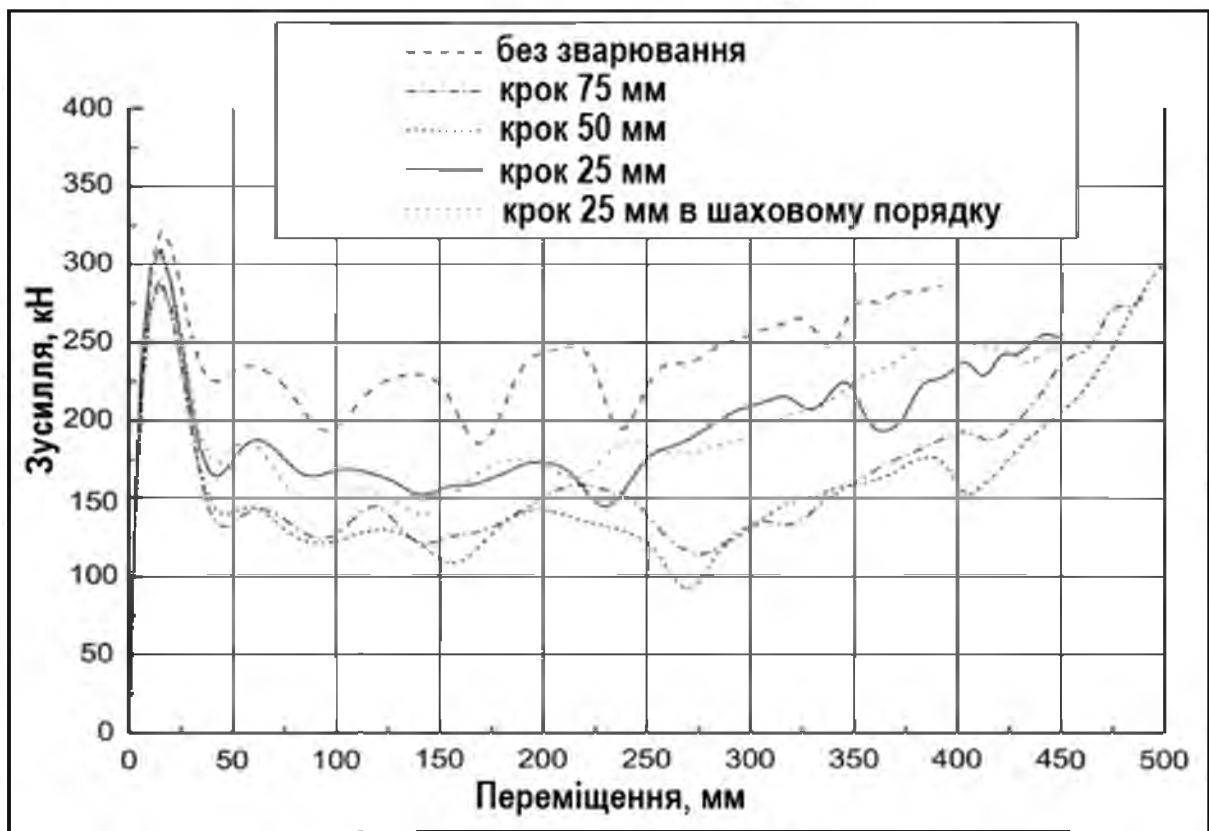


Рис. 3.5 – Вплив кроку зварювання

Середні зусилля деформації лонжеронів наводяться у таблиці 3.4.

Найближче до результатам випробувань (середнє зусилля деформації 84,9кН) знаходиться варіант з кроком зварювання 50мм – реальним кроком зварювання лонжеронів. Бажано вводити крок зварювання якомога ближче до реальний крок.

Таблиця 3.4 - Вплив кроку

Крок зварювання, мм	Середнє зусилля деформації, кН
Злиті фланці	232,9
75	149,5
50	143,1
25	187,6
25 в шаховому порядку	187,9

Зміна часу розрахунку при введенні в модель зварювання пояснюється тим, що крок та час розрахунку у DYTRAN прямо пропорційно залежить від мінімального розміру елементів. Оскільки елементи фланців двох половинок лонжерону мають можливість розходитися і деформуються менше, а мінімальний розмір елемента залишається більшим, ніж у варіанті зі злитими фланцями, час розрахунку зменшується.

На нешироких фланцях (15 мм) відмінність розташування зварних точок не позначається на отриманому зусилля.

Вплив властивостей матеріалу.

Зазвичай у розрахунках використовується упругопластичний матеріал з характеристикою, наведеною рис. 3.6. Після того як лонжерони були виготовлені, використовуваний матеріал відправили в дослідницький центр визначення марки і механічних властивостей. Отримані в результаті діаграми напруги показані на тому ж рис. 3.6.

Справжні діаграми відрізняються від розрахункової величини межі плинності, а нахил пластичної частини характеристик практично однаковий. Потрібно визначити, наскільки сильно впливає загальний результат величина межі плинності.

Досліджувалося зміну форми графіків та величини зусилля при зміні межі плинності від 120 до 300 МПа.

Зміна середнього зусилля деформації лонжеронів показана в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 - Вплив властивостей матеріалу

Межа текучості, МПа	Середнє зусилля деформації, кН
300	172,7
250	143,1
200	128,6
120	129,6

При зміні межі плинності від 120 до 200 МПа суттєвого збільшення зусилля не відбувається. Подальше збільшення межі плинності викликає помітне збільшення зусилля.

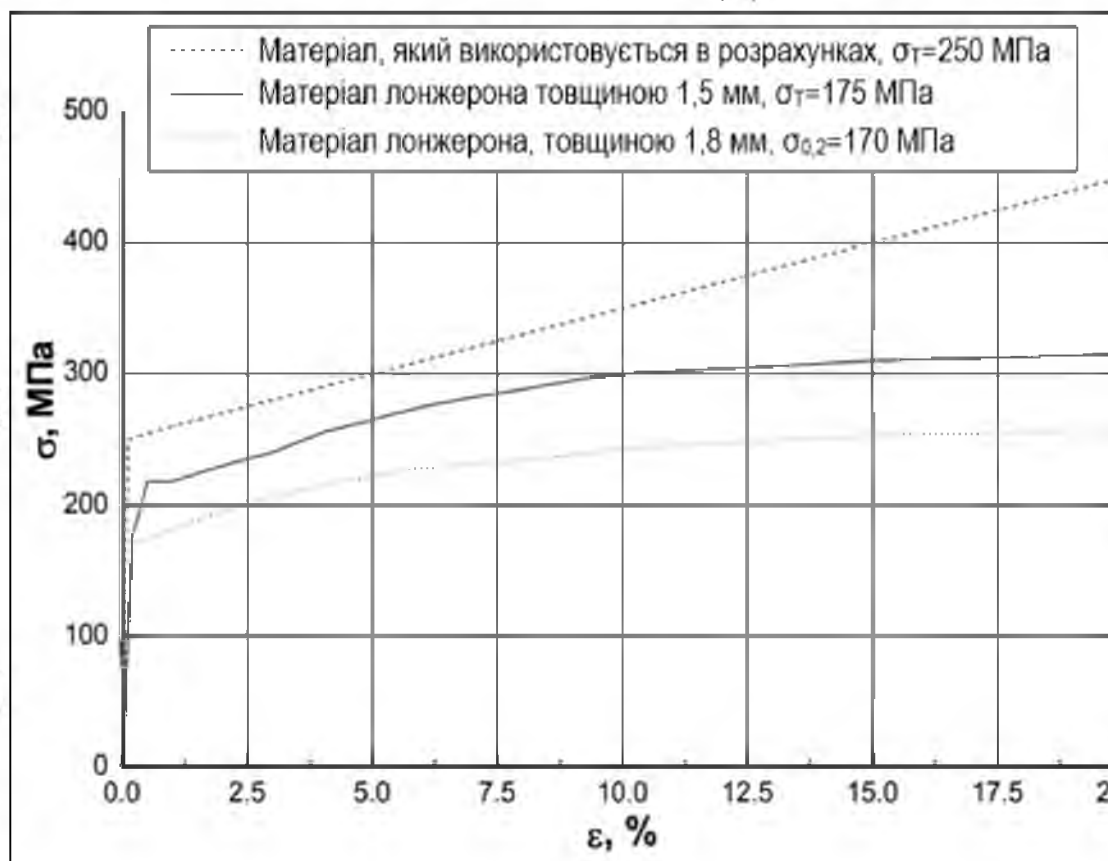


Рис. 3.6 – Характеристики матеріалу

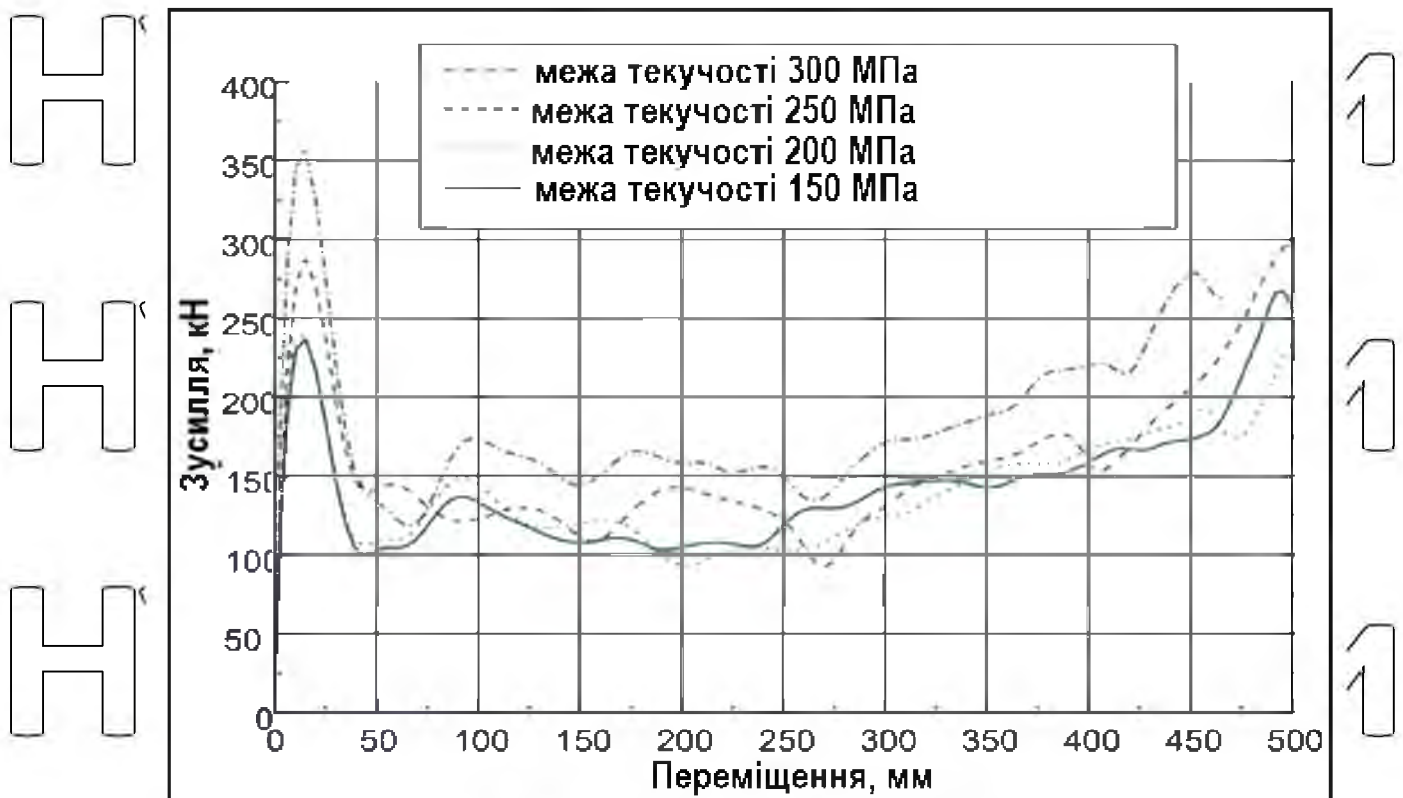


Рис. 3.7 – Вплив межі плинності

Зміна межі плинності у розрахунковій моделі з 250 до 170 МПа має вплинути на величину зусилля деформації лонжерону.

#### Вплив розміру елементів.

Розмір елементів у будь-якій кінцево-елементній моделі має найбільший вплив на результат. Чим менший розмір елементів, тим вища точність розрахунку. Але за певної величини елементів (зазвичай, коли їх розмір стає рівним найменшому геометричному розміру конструкції) подальше їх зменшення не призводить до суттєвої зміною результату.

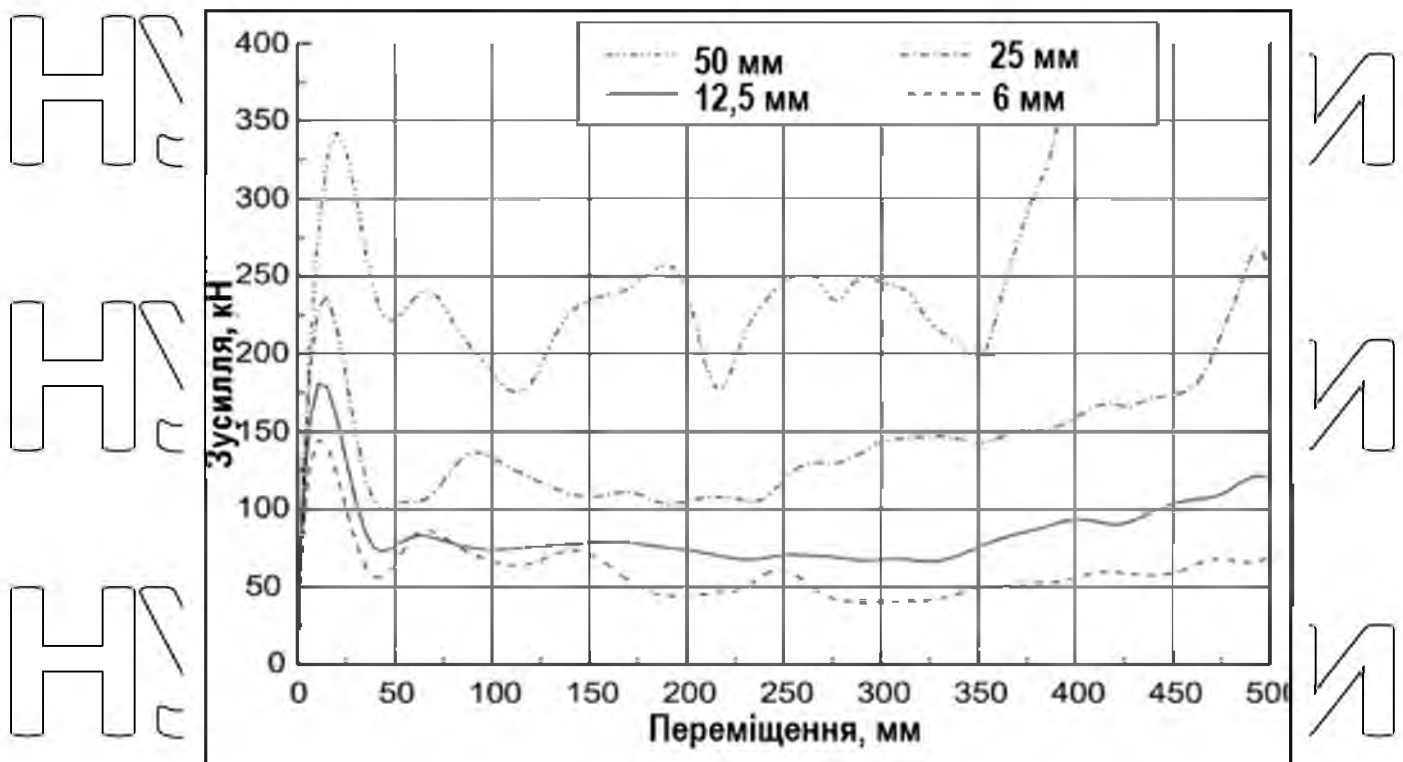


Рис. 3.8 – Вплив розміру елементів

З іншого боку, зменшення розміру елементів призводить до сильного збільшенню часу розрахунку, а, у деяких випадках, розрахунок стає неможливим.

У вихідній моделі використовувалися елементи розміром 25 мм того, щоб швидкість розрахунку дозволяла проводити кілька розрахунків у день.

Порівнювалися варіанти з розміром елементів 6, 12,5, 25 та 50 мм.

Середні зусилля деформації лонжеронів та час розрахунку наведено в таблиці 3.6.

Найближче до реального значення (середнє зусилля деформації 84,9 кН) даватиме результат модель з елементами розміром 15 мм. Однак слід з'ясувати щодо якого геометричного параметра моделі (висота та ширина перерізу, довжина лонжерону, величина фланців або кількість елементів на певній площі), зміна розміру елемента призводить до зміни результату.

Таблиця 3.6 - Зміна розміру елементів

Розмір елементів, мм	Час роботи процесора, з	Середнє зусилля деформації, кН
50	827	234,7
25	2857	129,6
12,5	12953	80,4
6	119312	60,4

Видно, що при зменшенні розміру елемента в два рази час Розрахунок збільшується на порядок. Це відбувається внаслідок двох причин:

- Збільшення загальної кількості елементів в моделі,
- зменшення в процесі удару мінімального розміру елемента, від якого залежить крок та кількість циклів розрахунку.

Вплив розташування та форми елементів по відношенню до напрямку удару.

У вихідній моделі елементи формою квадратні, тобто сітка не була спеціально зорієнтована по напрямку до удару. Потрібно з'ясувати, як вплине на результат розрахунку застосування прямокутних елементів, по-різному орієнтованих стосовно напрямку удару.

Для порівняння було обрано два варіанти з прямокутними елементами розміром 12,5x25 мм, розташованими вздовж і впоперек по відношенню до напрямку удару, і варіант із квадратними елементами такого розміру, щоб кількість елементів на лонжеронах всіх варіантів було однаковим. Квадратні елементи вийшли розміром 17,7 x 17,7 мм

Середні зусилля деформації прорахованих варіантів та тривалість розрахунків порівнюються у таблиці 3.7.

Очевидно, що напрямок розташування елементів не впливає на результат розрахунку.



Рис. 3.9 – Вплив спрямованості елементів

Таблиця 3.7 – Вплив форми елементів

Форма та напрямок елементів, мм	Кількість елементів у моделі	Час роботи процесора, с	Середнє зусилля деформації, кН
25x12,5 у напрямку удару	1127	4130	87,50
25x12,5 поперек напрямку удару	1115	3903	92,68
17,7x17,7	1093	3576	86,74

**Вплив самоконтакту елементів.**

У пакеті програм PATRAN/DYTRAN можливо опис самоконтакту елементів. Самоконтакт застосовується, коли є сильна деформація та виникає

можливість взаємного проникнення елементів однієї і тій ж деталі. можливо опис самоконтакту з тертям між елементами та без тертя.

У вихідній моделі самоконтакт не застосовувався, т.к. основна деформація відбувається у місці удару лонжерона в стіну, а контакт лонжерона зі стіною описується обов'язково.

Розглядалися варіанти з розміром елементів 25 мм без самоконтакту, із застосуванням самоконтакту та варіант самоконтакту з тертям.

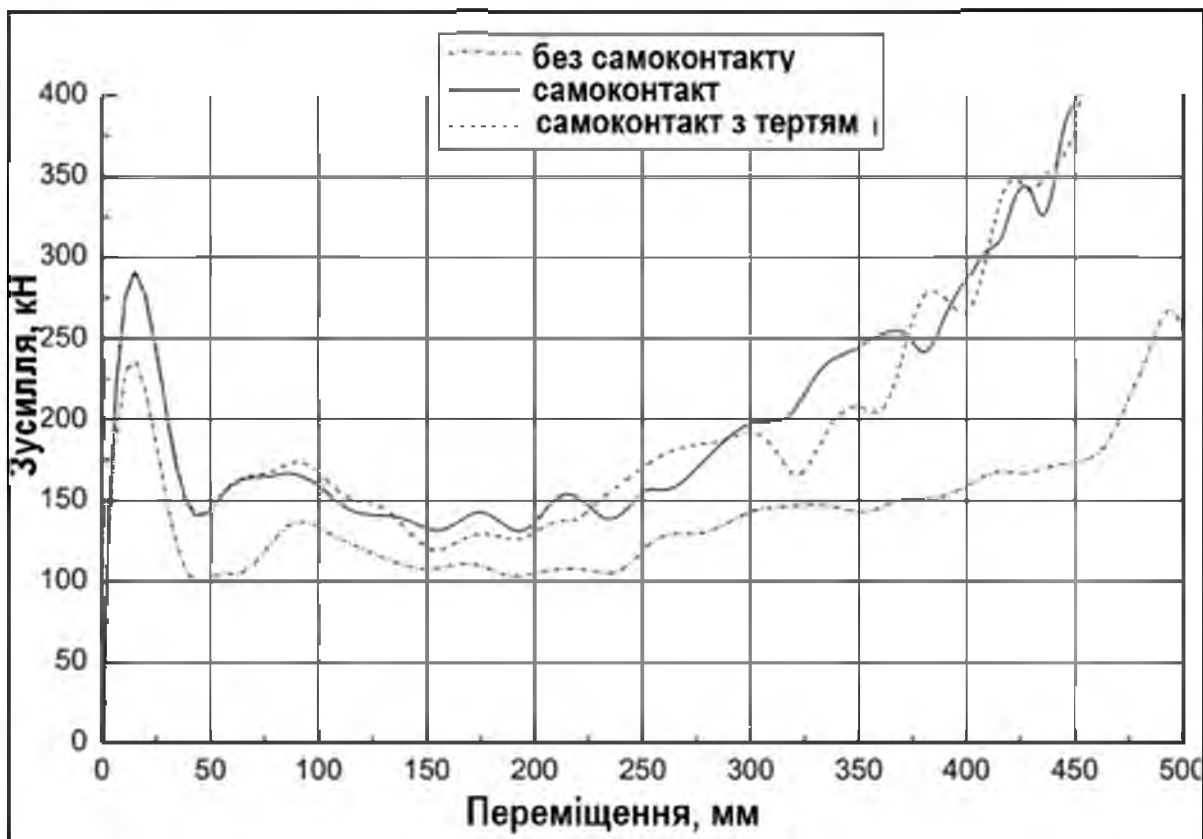


Рис. 3.10 – Вплив самоконтакту

Застосування самоконтакту для вибраного розміру елементів істотно впливає на результат розрахунку, особливо коли пластичні деформації зростають.

Середні зусилля деформації, отримані в результаті розрахунків, містяться в таблиці 3.8.



Таблиця 3.8 - Вплив самоконтакту

Опис самоконтакту	Середнє зусилля деформації, кН
Без самоконтакту	129,6
Самоконтакт	179,3
Самоконтакт з тертям	174,5

Були зроблені спроби розрахунку моделей з розміром елементів 6 та 12,5 мм із самоконтактом, але розрахунки перервалися на 70% заданого часу через різке зменшення розміру елементів.

Таким чином, поєднання самоконтакту з досить малим розміром елементів досить небезпечно і може призвести до зупинки розрахунку.

Тертя в самоконтакті не робить істотного впливу на такий простий деталей.

Поєднання самоконтакту та спрямованого розташування елементів.

Оскільки застосування спрямованих елементів не вплинуло на результати розрахунків було вирішено перевірити, як змінить результати розрахунків; введення в моделі самоконтакту. Використовувалися моделі з елементами 25x12,5 мм, розташованими вздовж та впоперек напрямку удару, та з квадратними елементами 17,7x17,7 мм.

Розрахунки з елементами 25x12,5 мм, розташованими у поперек напрямку удару, і з елементами 17,7x17,7 мм перервалися на 38-й і 37-й ме відповідно, а розрахунок з елементами 25x12,5 мм у напрямку удару пройшов повністю до 50 мс. Однак, при зменшенні розміру як квадратних, так і прямокутних елементів, розрахунок закінчувався благополучно. Таким чином, для моделей із самоконтактом застосування елементів, розташованих уздовж напрямку удару, тільки в у деяких випадках підвищує ймовірність того, що розрахунок не перерветься і пройде повністю, а в інших випадках не впливає на перебіг розрахунку.

Зміна моделей енергопоглинаючих елементів та порівняння результатів розрахунків та випробувань.

За результатами дослідження впливу різних параметрів, модель лонжерону варіантів А і У були внесено зміни: розмір елементів 15 мм, крок зварювання 45 мм, межа плинності 180 МПа для варіанта А та 170 МПа для варіанта В і проведені розрахунки.

Результати розрахунків зміненої моделі порівнюються з результатом випробувань на малюнках 3.11 і 3.12. У таблиці 3.9 представлені результати порівняння середнього зусилля деформації змінених лонжеронів та отриманого в результаті випробувань.

Порівнюючи графіки та середні зусилля деформації видно, що результати випробувань та розрахунку уточнених моделей практично збігаються. У моделі лонжерона варіанти для отримання правильного результату слід використовувати самоконтакт. Очевидно, у більш довгих лонжеронів пластична деформація та взаємне проникнення елементів зростають в порів'язанні з 550-міліметровими, і стає потрібен самоконтакт.

Таблиця 3.9 - Результати розрахунків змінених моделей лонжеронів

	Середнє зусилля деформації лонжерону, кН		
	Випробування	Розрахунок без самоконтакту	Розрахунок з самоконтактом
Варіант А	84,9	85,8	99,1
Варіант В	143,5	115,2	124,2

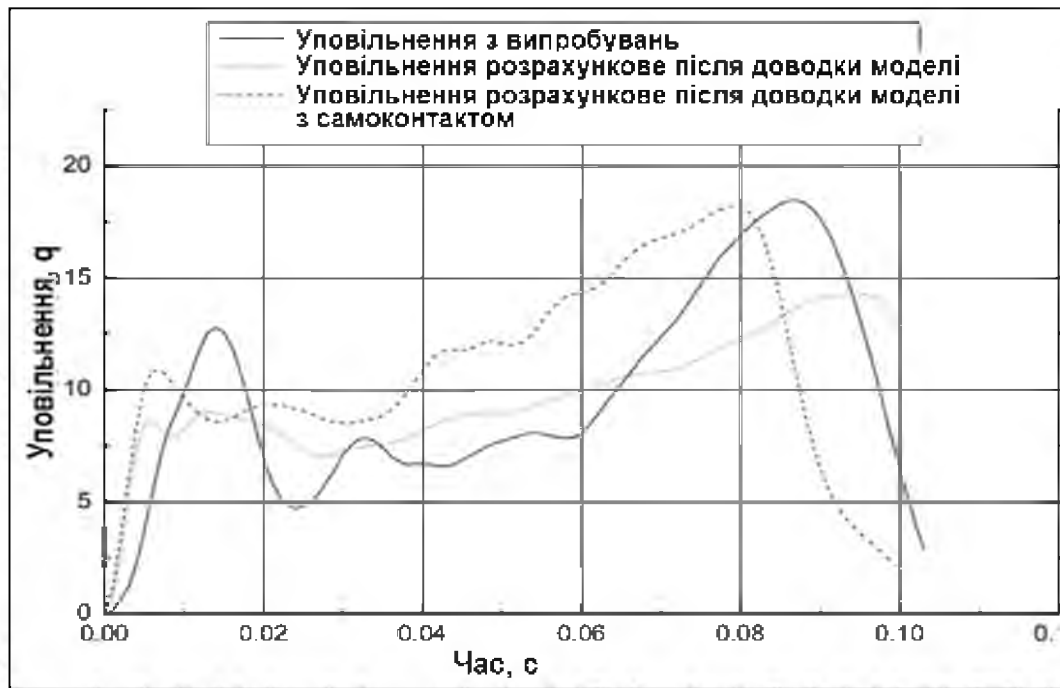


Рис. 3.11 — Результати розрахунку та випробування варіанта А лонжерона довжиною 550 мм, перетином 100x150мм, завтовшки 1,5мм зі швидкості 33,8

км/год

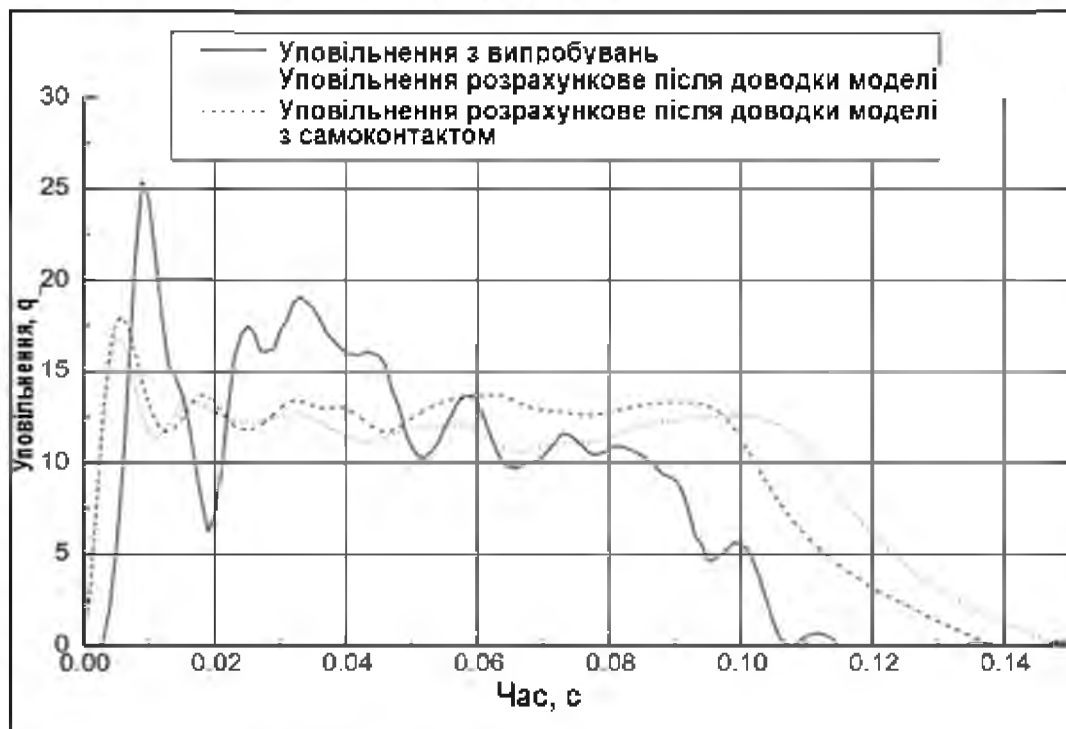


Рис. 3.12 – Результати розрахунку та випробування варіанта В лонжерона довжиною 1000мм перетином 150x150мм, завтовшки 1,8мм зі швидкості 43,3

км/год

I. Проведене розрахункове та експериментальне дослідження дозволило сформулювати такі методичні рекомендації, які бажано враховувати при моделюванні ударних випробувань:

1) Облік самоконтакту важливий за значних пластичні деформації. При цьому не виявлено суттєвого впливу тертя у контакті на результати розрахунку.

2) При заданих розмірах лонжеронів (500...1000×150×150) найкращі результати дає модель з мінімальним розміром елемента 15 мм.

3) За зміни межі плинності від 120 до 200 МПа суттєвого збільшення зусилля немає. Подальше збільшення межі плинності викликає помітне збільшення зусилля та надає істотний вплив на одержувані результати. Відповідно до матеріалів з межею плинності понад 200 МПа суттєво зростають вимоги до точності визначення величини межі плинності.

4) Застосування моделі прямокутних спрямованих елементів не впливає на результат розрахунку та дещо збільшує його тривалість порівняно з моделлю, що має таку ж кількість квадратних елементів. Але моделювання деталей, які отримують сильні деформації в процесі удару, елементами, розташованими у напрямку удару, трохи зменшує ймовірність аварійної зупинки розрахунку із самоконтактом.

5) Злиття поверхонь деталей, що зварюються (шляхом завдання для відповідних місць сумарної товщини) є найбільш простим варіантом з погляду підготовки моделі. Однак цей спосіб є найменш точним. Рекомендується враховувати зварні точки злиттям відповідних вузлів на поверхнях, що зварюються. При цьому необхідно максимально точно відтворити крок зварювання в реальній конструкції (наскільки це дозволяє зробити розмір елемента).

II. На сформульовані рекомендації мають істотно впливати такі параметри ударних випробувань, як розміри конструкції, властивості матеріалу, швидкість удару тощо. Рекомендується продовжити проведену роботу для уточнення сформульованих методичних рекомендацій.

III. Застосування сформульованих рекомендацій для розрахунку ударних

випробувань візка дозволило суттєво підвищити точність розрахунку зусилля деформації енергопоглинаючих елементів.

### 3.3. Розробка, тестування та пробне випробування моделі деформувального бар'єру для фронтального удару з перекриттям

Програмний комплекс LSTC/LS-DYNA 3d має важливу можливість моделювання бар'єра, що деформується. Справжня робота складається з наступних етапів:

1) На початок виконання цієї роботи була модель каркаса кузова автомобіля ВАЗ-1118 з дверима, використана раніше для розрахунку бічного удару. Для більш повної відповідності результатів розрахунку результатам випробувань, на другому етапі роботи ця Модель була доопрацьована.

2) Бар'єр, що деформується, має досить просту геометричну форму. Проте задля забезпечення необхідних Правилем №94 макро характеристик необхідно виконати велику роботу з підбору характеристик матеріалу.

3) Виконано повномасштабний розрахунок фронтального удару відповідно до вимог Правила №94 ЄЕК ООН до 30 мс моменту початку удару.

Формування повної розрахункової моделі автомобіля ВАЗ-1118 для аналізу фронтального удару з перекриттям.

Найбільш повною моделлю автомобіля ВАЗ-1118 до початку виконання даної роботи була модель, використана у повномасштабному розрахунку бічного удару. Ця модель була доопрацьована. Додатково описано капот, доповнено опис контактної взаємодії силового агрегату та кузова.

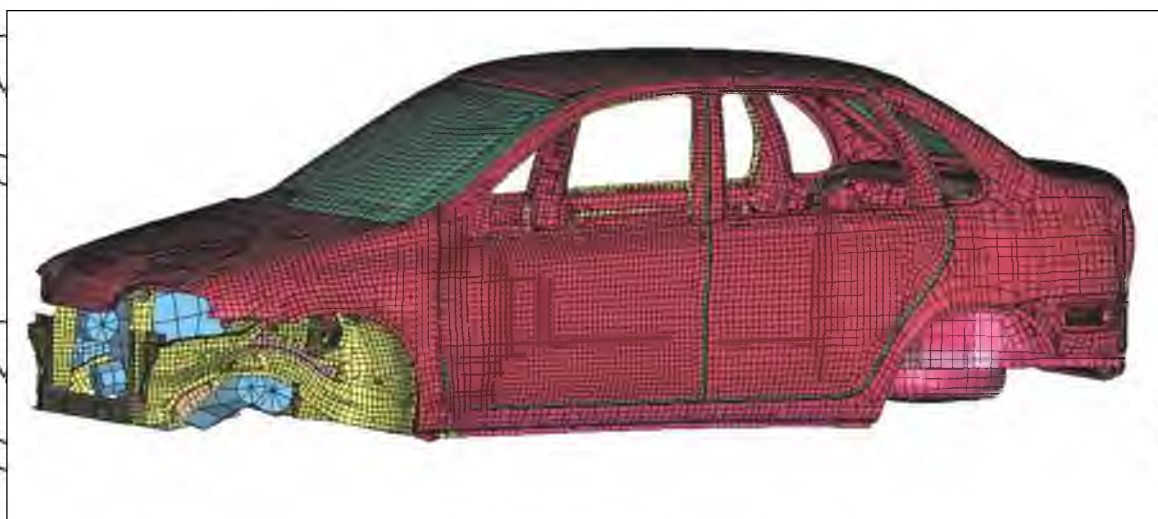


Рис. 3.13 – Модель VA3-1118, використана для розрахунку фронтального удару з перекриттям

Отримана модель зображено рис. 3.13. Вона містить 140 000 елементів, 135 000 вузлів.

Опис геометрії бар'єру для фронтального удару.

Випробування автомобіля на фронтальний удар є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля. Тому геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені відразу після отримання технічного завдання на новий автомобіль. Зрозуміло, що подальша зміна конструкції лонжеронів за результатами натурних випробувань пов'язано з надзвичайно великими переробками конструкції всього автомобіля. Вирішенням проблеми є застосування розрахункових методів визначення параметрів енергопоглинаючих елементів, починаючи з раних етапів проектування автомобіля.

На відміну від методики верифікації бар'єра, що деформується, для бічного удару, тут при оцінці властивостей бар'єру не використовується весь бар'єр цілком, лише зразки його частин. Цих частин у бар'єрі дві - бампер та основний стільниковий блок. Обидві частини виконані з стільникового

алюмінію, але мають різні жорсткі характеристики. Відповідно до процедури сертифікації бар'єру за Правилком №94, тестовим зразком вважається вирізаний з тіла бар'єру фрагмент 150x150x50мм, де розмір 50мм відповідає товщині, що вимірюється у напрямку удару бар'єру. Нерухомі тестові зразки продавлюються в напрямку їх товщин жорсткою площиною зі швидкістю, що не перевищує 0,125 мм/сек, на глибину не менше 16,5 мм за результатами тестового продавлювання (отримуваних характеристик "зусилля продавлювання - переміщення жорсткої площини") робиться висновок про прийнятність жорстких характеристик матеріалів зразків і, отже, про придатність бар'єру в загалом.

Підбір матеріалу та типу елементів

З використанням препроцесора MSC/PATRAN були створені дві кінцевоелементні моделі (КЕМ) фрагментів частин бар'єру для подальшого розрахунку їхнього тестового продавлювання засобами системи динамічного аналізу LS-DYNA. Моделі мали необхідні розміри 150x150x50мм та відповідали фізичним зразкам, взятим для випробування з основного стільникового блоку та стільникового бампера бар'єру.

Кожна з моделей була набрана з таких же солідних елементів, які раніше використовувалися для моделювання сот в бар'єрі для бічного удару. Аналогічним чином забезпечувалася і орієнтація ортотропних властивостей.

Вузли однієї із квадратних граней зразка мали можливість переміщатися лише у площині цієї грані (не могли переміщатися у напрямі продавлювання); а для сегментів солідних елементів, що утворюють протилежну грань, були задані умови контакту з продавлюючою (що поступово рухається зі швидкістю 0,125мм/сек) твердою (Rigid Body) площиною. Тут також використовувався тип LS-DYNA контакту \*CONTACT\_ONE\_WAY\_SURFACE\_TO\_SURFACE.

Розрахункове тестування властивостей бар'єру та порівняння результатів розрахунку з результатами випробувань.

Кожна з моделей зразків складалася із 500 солідних елементів з розбиттям

10x10x5 (де 5 відповідає товщині). В силу того, що продавлювання, відповідно до Правилу №94, є повільним, квазістатичним необхідний час процесу дуже великий (32 секунди на 16.5мм). У зв'язку з ним надзвичайно високі і обчислювальні витрати (до 12год. машинного часу IBM SP2) на розрахунок одного тестового продавлювання засобами системи динамічного аналізу LS-DYNA.

Як і у випадку бар'єру для бічного удару, ітераційно підбиралися характеристики стільникових HONEYCOMB матеріалів бампера та основного блоку. Особливість тут полягає лише в тому, що крива, визначальна залежність зовнішніх напруг від об'ємних деформацій, що розглядається окремо від кривої, що визначає нормальні напруги як функцію від об'ємних деформацій у напрямку осей «b», «c». Тобто, це інша крива.

Коректно вибрані характеристики HONEYCOMB матеріалів бампера та основного блоку, як і вимагає методика перевірки бар'єру за Правилу №94, застосовні лише до діапазону переміщення площини, що продавлює, від 6.4 мм до 16.5 мм

LS-DYNA3D user input  
Time = 0

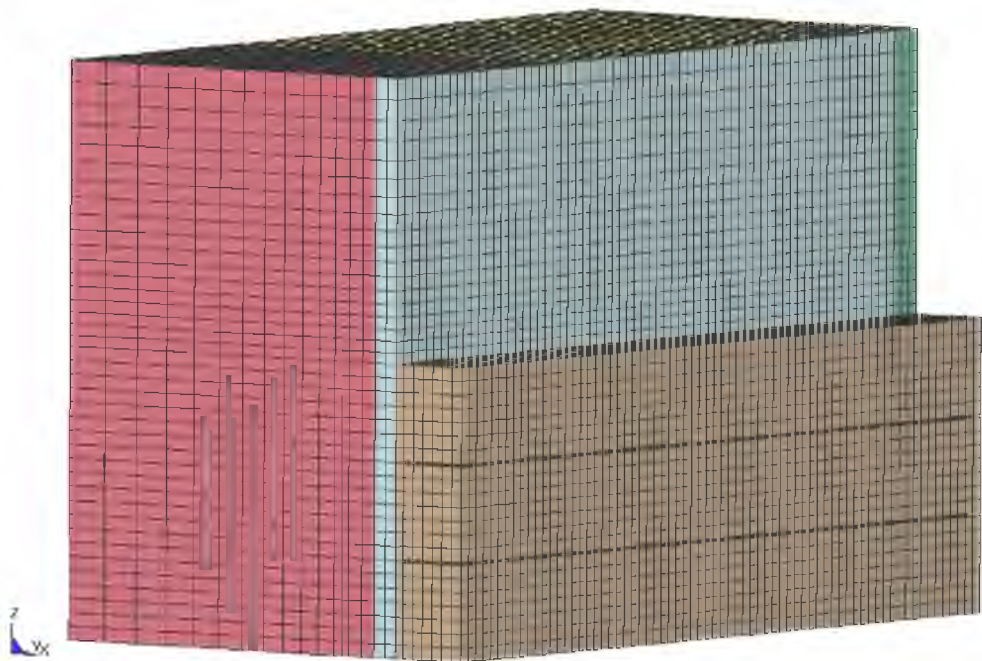


Рис. 3.14 – Модель деформувального бар'єру, що використовується для розрахунку фронтального удару з перекриттям



На рис. 3.14 зображено розроблену модель бар'єру для розрахунку фронтального удару автомобіля.

Розрахунок фронтального удару ВАЗ-1118 в деформований бар'єр, 40% перекриття, 56 км/година.

Схема випробувань відповідає специфікаціям Правила №94 ЄЕК ООН.

Деформований бар'єр закріплений на бетонному кубі. Автомобіль розганяється до швидкості 56 км/година, після чого проводиться зіткнення з бар'єром, що деформується. Перекриття передка з бар'єром при ударі становить 40%.

Удар припадає на лівий бік автомобіля.

Розрахункова схема випробувань на фронтальний удар показано рис.

3.15

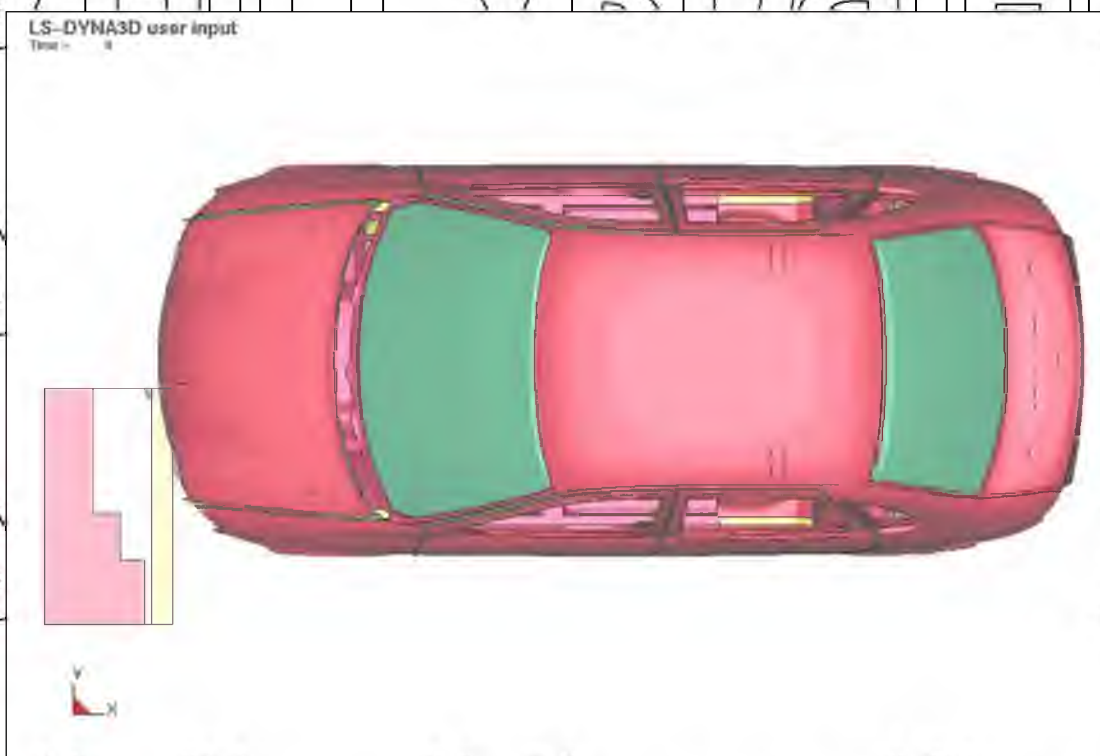


Рис. 3.15 – Розрахункова схема удару в бар'єр, що деформується, з перекриттям 40%

Основною складністю виконання цієї роботи порівняно з розрахунком бокового удару є той факт, що в конструкції автомобіля при ударі в поздовжньому напрямку є деяка кількість жорстких елементів невеликого поперечного перерізу, що проходять крізь матеріал деформується бар'єру.

Тому в ході розрахунку в тілі бар'єру можуть з'явитись елементи нульового або негативного обсягу. Поява цих елементів заздалегідь передбачити неможливо. Виправлення моделі і її рестарт вимагають досить трудомістких процедур.

Порівняння наявних результатів розрахунку (уповільнення на лівому порозі автомобіля) з результатами випробувань показує високий рівень збігу результатів (Рис. 3.16).

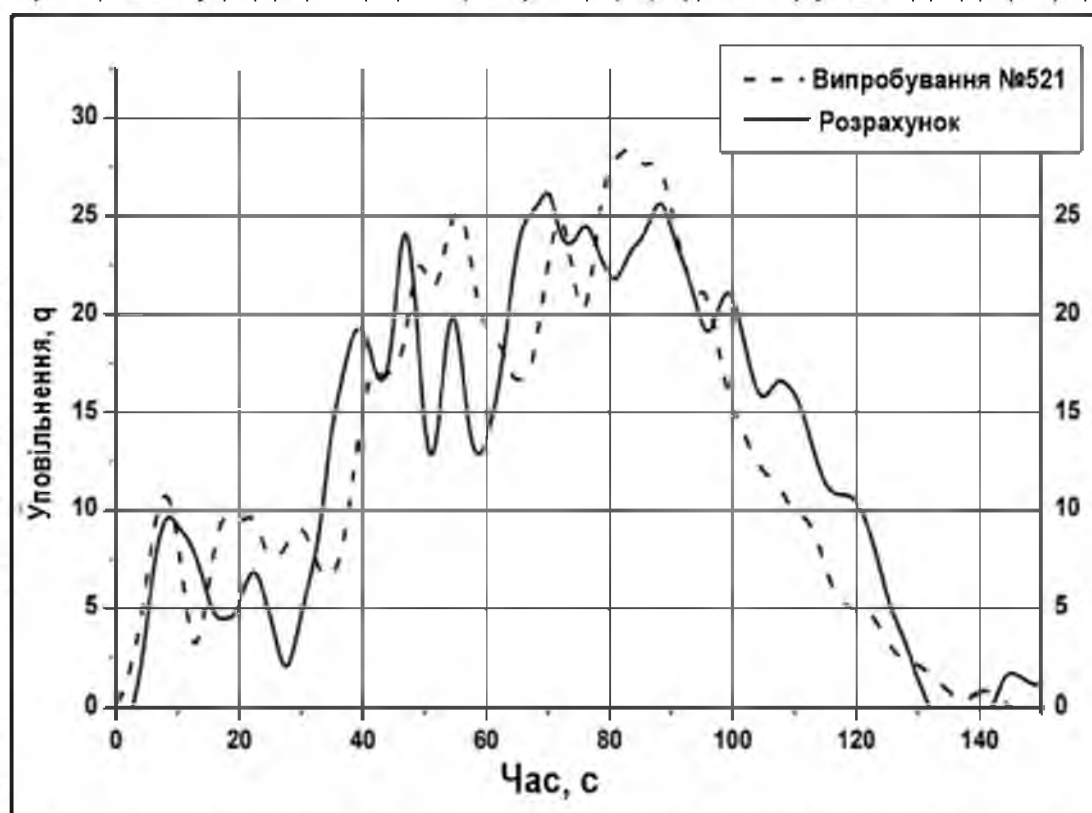


Рис. 3.16 – Порівняння розрахункових уповільнень автомобіля, та уповільнень, отриманих у випробуваннях

Спираючись на наявні результати, можна констатувати, що нині виникла важлива можливість розрахунку автомобіля на фронтальний удар з перекриттям у деформований бар'єр. Враховуючи різні можливі цілі розрахунку, можна навести наступну орієнтовну таблицю 3.10 часу розрахунку за цією моделлю.

Таким чином, наявні програмні та технічні засоби, а також стримані витрати роботи результати дозволяють проводити разові розрахунки повномасштабного

удару автомобіля в бар'єр, що деформується.

Однак для більш ефективного використання розрахунків та застосування багатоваріантного аналізу потрібно більше продуктивна обчислювальна техніка.

Таблиця 3.10 – Орієнтовний час розрахунку

Вид розрахунку	Орієнтовне модельне час	Орієнтовна тривалість розрахунку
Проектування силового каркасу передка автомобіля	30-35 мс	80 годин
Повномасштабний розрахунок удару для аналізу деформацій кузова та переміщення значних елементів салону (кермо, панель приладів)	100-120 мс	250 годин
Повномасштабний розрахунок удару з метою підготовки граничних умов розрахунку поведінки манекена	150-200 мс	400-500 годин

### 3.4 Розробка математичної моделі деформувального бар'єру

Для проведення розрахунків на бічний удар по Правилу 95 ЕЕК ООН та Директиві 96/27/ЕС, що описує динамічний зіткнення автомобіля з рухомим деформованим бар'єром, була створена, звичайно-елементна модель деформувального бар'єру.

Для отримання найбільш точного розрахунку бокового удару по Правилу

95 необхідно отримати модель рушійного деформувального бар'єру, яка, маючи невелику розмірність та простоту конструкції, може бути досить точно валідована.

При створенні моделі використовувалися рекомендації провідних фахівців з моделювання та розрахунків у LS-DYNA, була враховано інформацію, отриману від фахівців фірми "Orcl".

Звичайно-елементна модель деформувального, що рухається, бар'єра повністю повторює масові та геометричні властивості реального бар'єру та ударника. Жорсткі властивості блоків ударника були отримані шляхом підбору характеристик, скопійованих з реальної геометрії шарів стільникових структур.

Характеристики рухомого бар'єру.

- Загальна вага  $950 \pm 20$  кг;
- Колія передніх та задніх коліс  $1500 \pm 10$  мм;
- Колісна база  $3000 \pm 10$  мм;
- Центр ваги повинен розташовуватись у площині симетрії з допуском 10 мм, координата на поздовжній осі  $1000 \pm 30$  мм та на відстані  $500 \pm 30$  мм від землі;
- Відстань між передньою поверхнею бар'єру та центром тяжіння має бути  $2000 \pm 30$  мм.

Зовнішній вигляд бар'єру представлений на рис. . 3.17.

Геометричні характеристики деформувального ударника.

Ударник складається з шести об'єднаних блоків форма розміри та розташування представлені на рис. 3.18.

Деформована зона ударника повинна бути  $1500 \pm 10$  мм в ширину і  $500 \pm 5$  мм висоту.

Відстань між ударником та землею  $300 \pm 5$  мм (виставляється у статиці до удару).

Має бути шість деформованих елементів розташованих у два ряди по три елемента в кожному. Усе елементи повинні бути  $500 \pm 5$  мм завдовжки  $250 \pm 3$  мм заввишки, ширина верхніх елементів  $440 \pm 5$  мм, нижніх  $500 \pm 5$  мм.

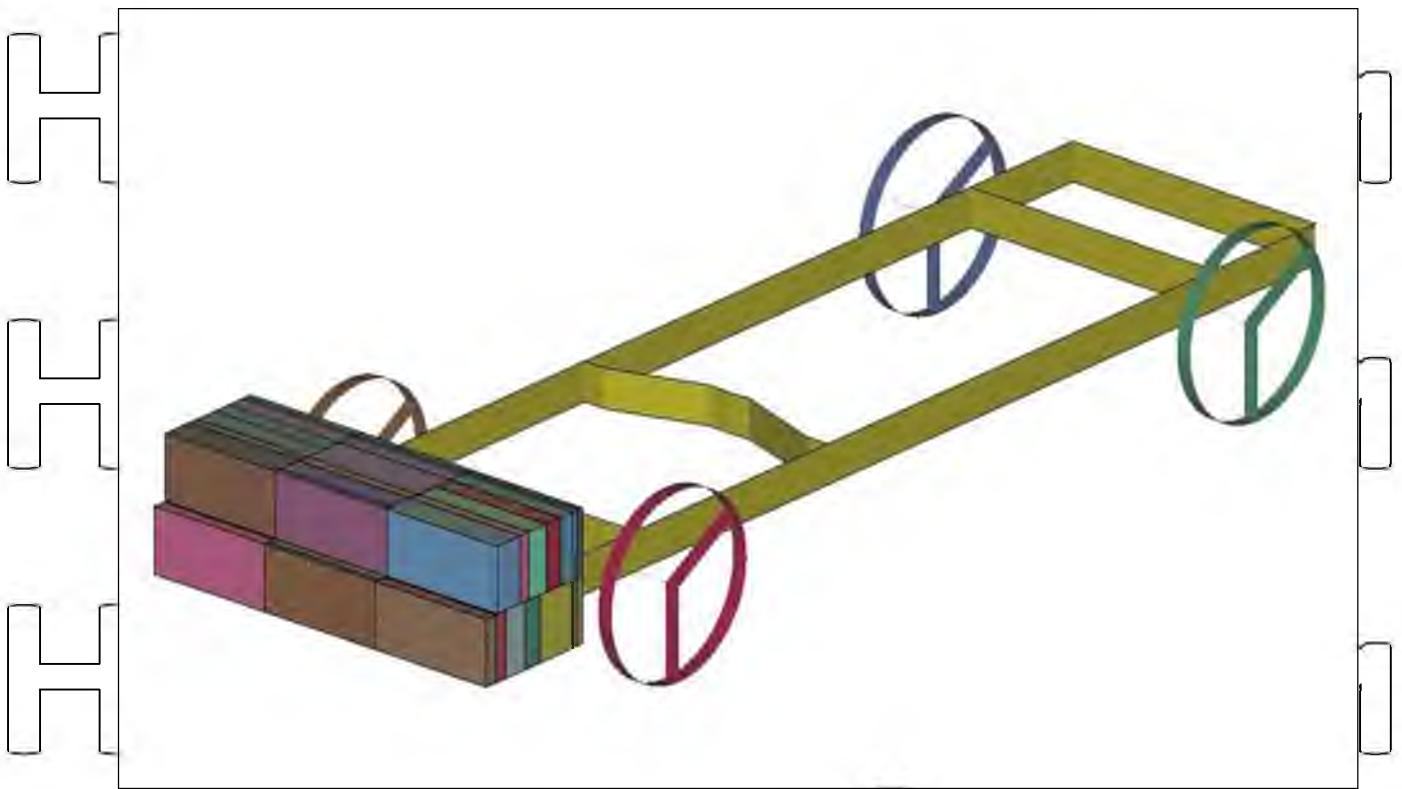


Рис. 3.17 – Зовнішній вигляд моделі деформувального, що рухається, бар'єру

Матеріал ударника

Ударна частина складається з шести окремих алюмінієвих блоків стільникової конструкції, сформованих таким чином, щоб у результаті отримати рівень сили, що прогресивно збільшується при зростанні деформації.

Спереду та ззаду до алюмінієвих стільникових блоків прикріплені алюмінієві пластини.

Швидкість для проведення сертифікації рухомого деформувального бар'єру має бути  $35 \pm 0.5$  км/год.

Для перевірки моделі рухомого деформувального бар'єру був проведений розрахунок імітуючий реальні випробування.

Жорстка стінка представлена у вигляді шести прямокутників, кожен з яких розташований навпроти одного з деформованих блоків бар'єру. Зусилля, що виникають при змінанні блоків, виводилися з шести контактних пар.

Результати були відфільтровані (ISO 6487/1987, CFC 60 T) та представлені на малюнках 3.19 та 3.20.

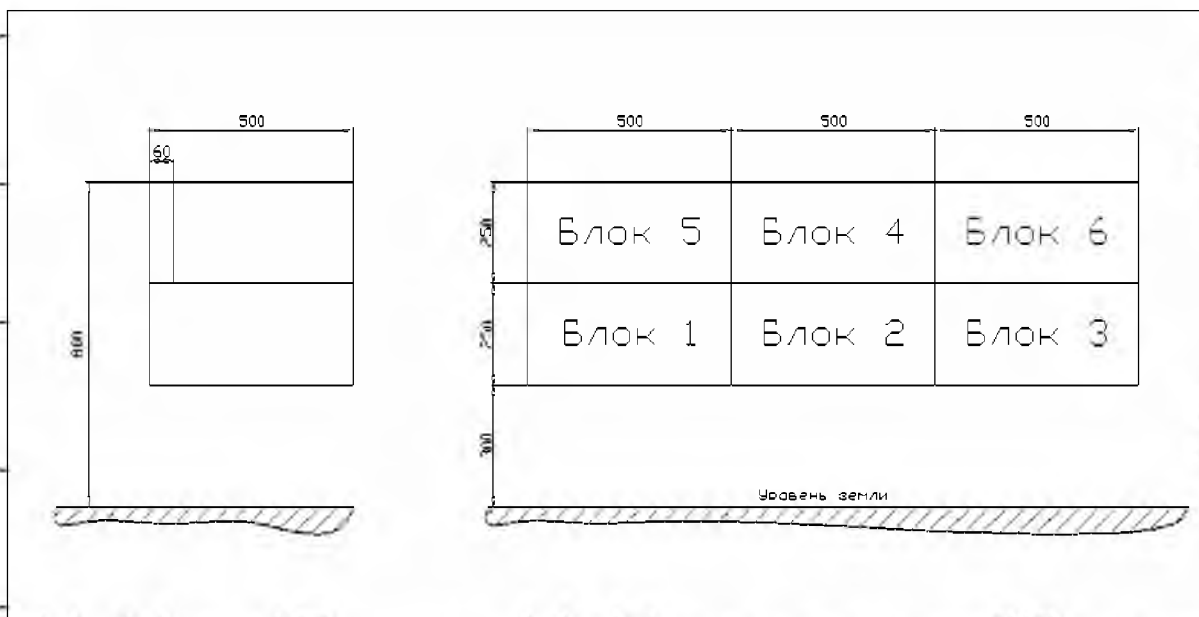
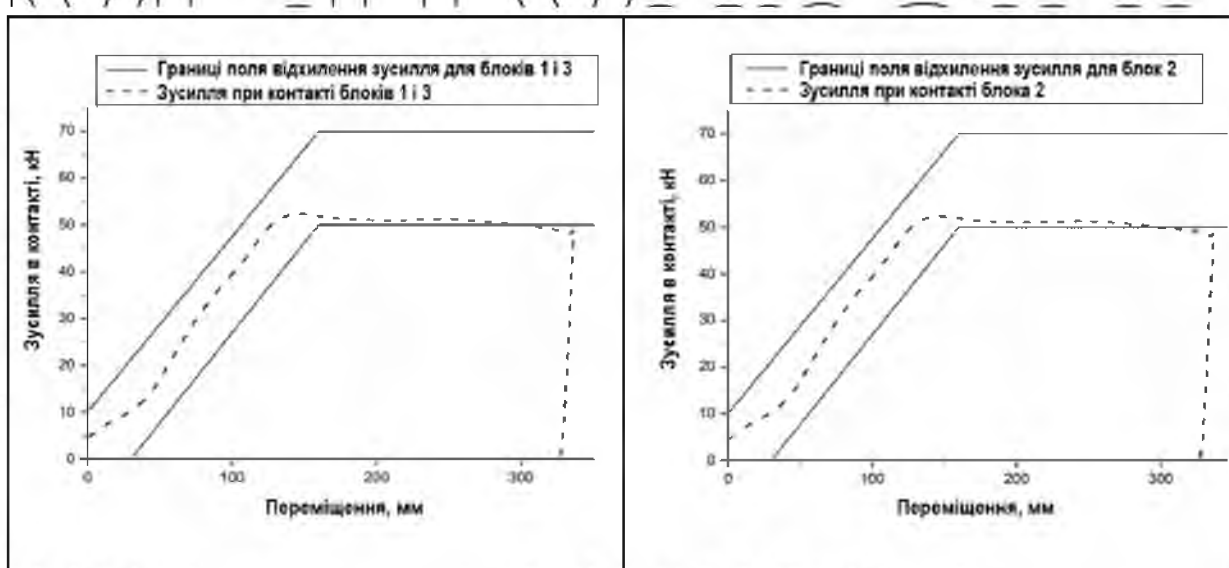


Рис. 3.18 – Геометричні характеристики ударника рухомого деформувального бар'єру (розміри в мм)

Значення енергії деформації блоків ударника (рисунки 3.21 та 3.22).

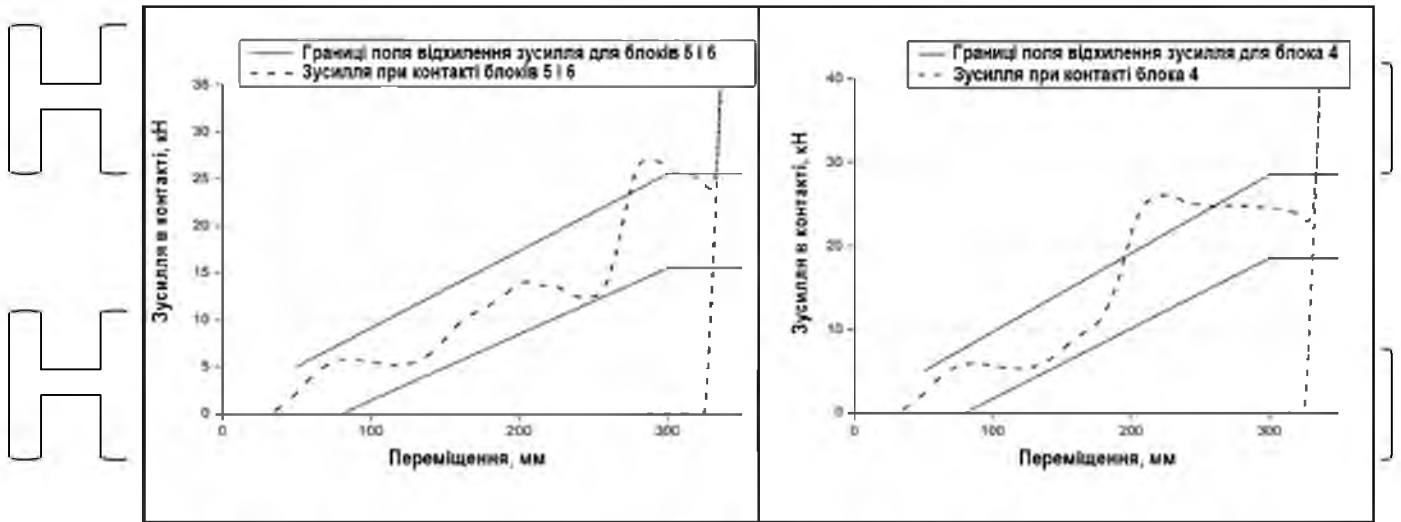
Як видно з представлених графіків жорсткості блоків моделі ударника, що деформується, повністю задовольняють вимогам Директиви 96/27/ЄС, наявні відхилення не перевищують допустимого значення 50% від найближчого значення межі поля відхилення зусилля.

Модель ударника повністю задовольняє вимогам щодо енергії деформації.



а) для блоків ударника №№ 1 та 3

б) для блоку ударника № 2



в) для блоків ударника №№ 5 та 6

г) для блоку ударника № 4

Рис. 3.19 – Кордони поля відхилення зусилля змінання та зусилля контакті отримане в результаті моделювання динамічного випробування для окремих блоків рухомого деформувального бар'єру

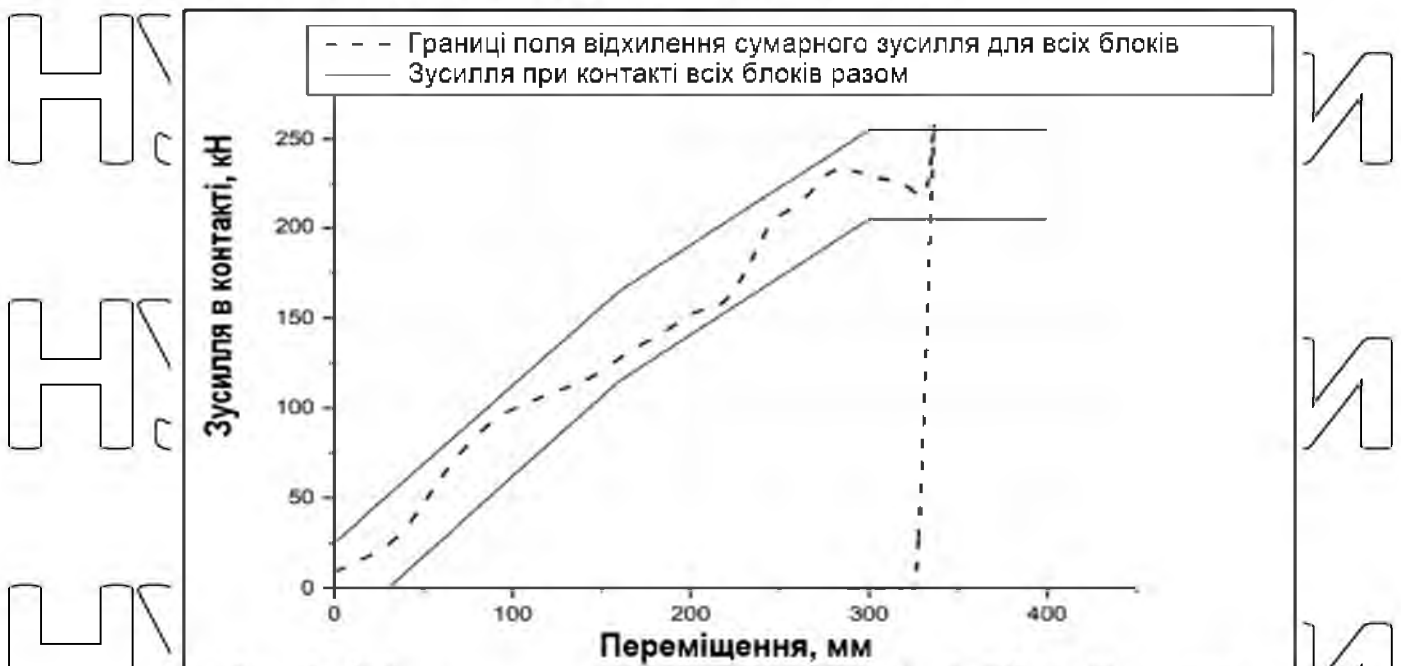


Рис. 3.20 – Кордони поля відхилення зусилля змінання та зусилля контакті отримане в результаті динамічного моделювання випробування рухомого деформувального бар'єру для всіх блоків ударника разом

НУБІП України

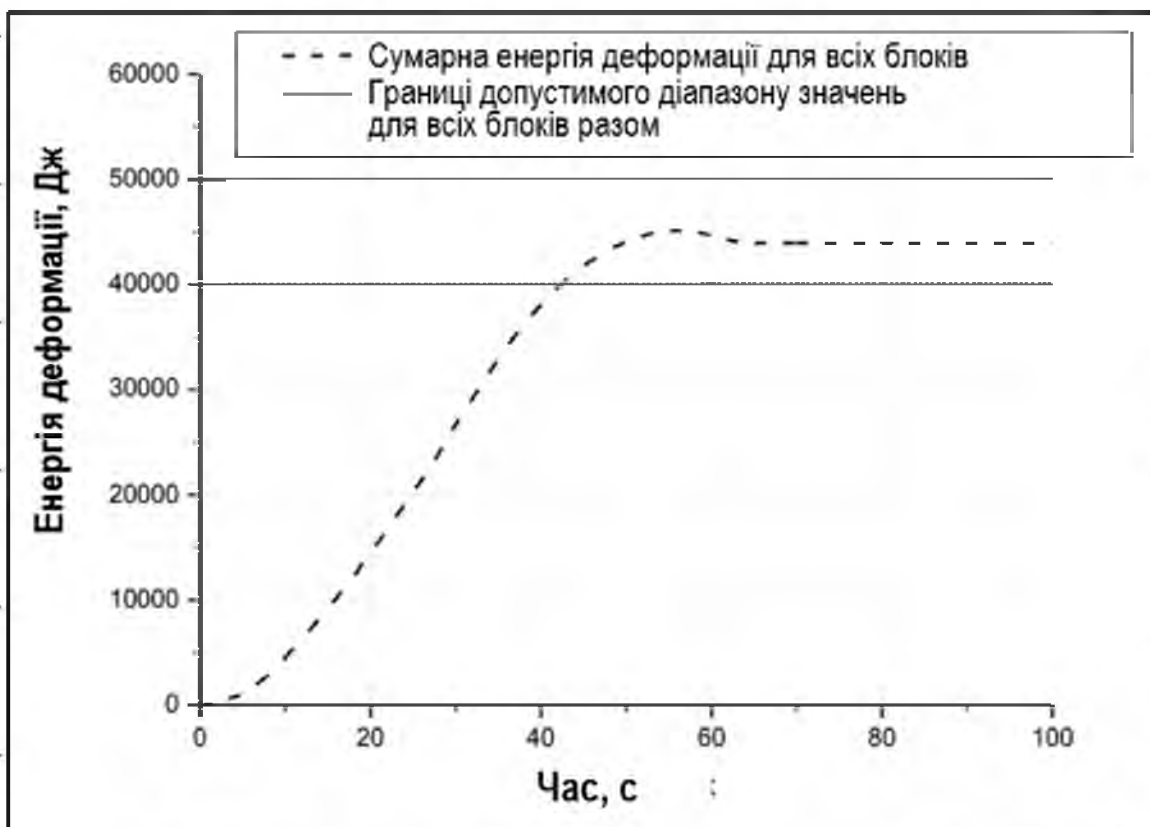
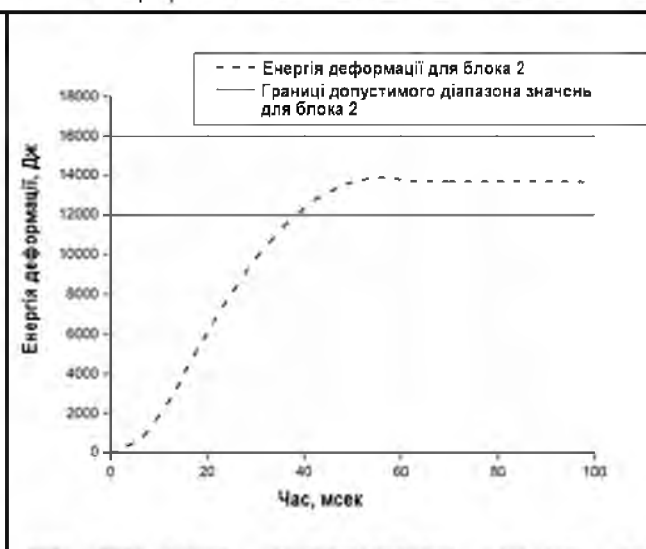
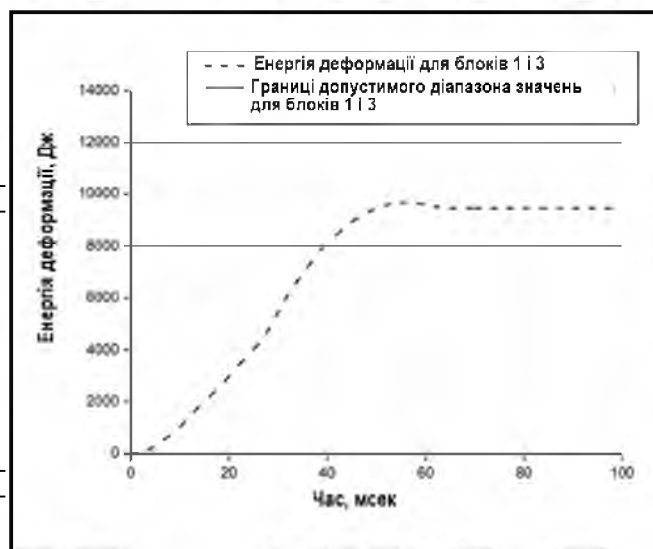


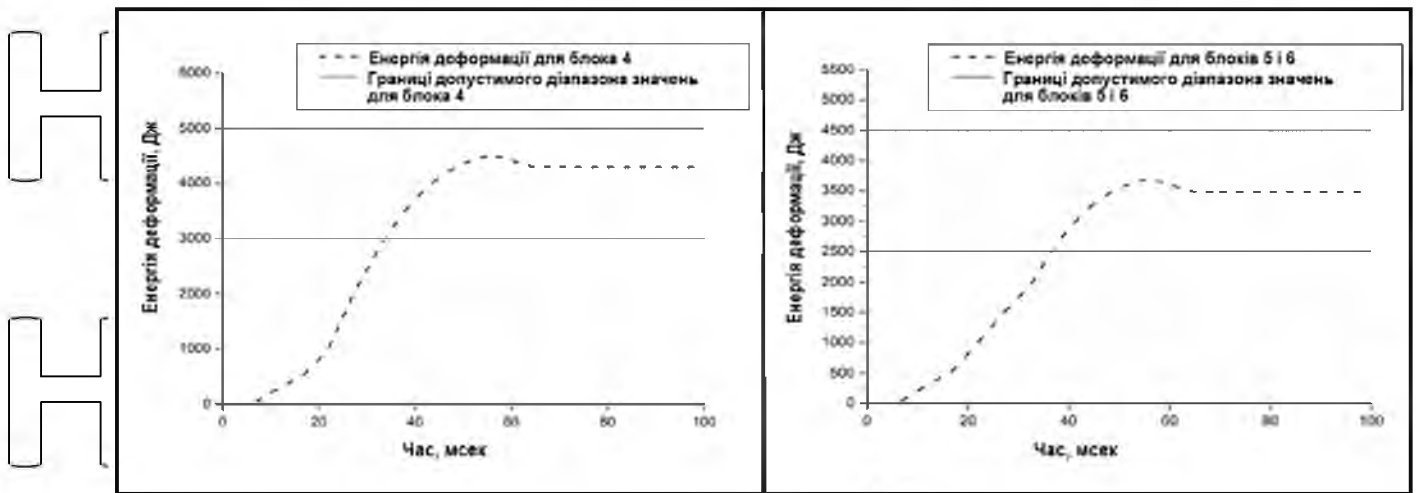
Рис. 3.21 – Кордони поля відхилення та значення енергії деформації отримане в результаті динамічного моделювання виробування рухомого деформувального бар'єру для всіх блоків ударника разом



а) для блоків ударника № 1 та 3

б) для блоку ударника № 2





в) для блоку ударника № 4

г) для блоків ударника № 5 та 6

Рис. 3.22 – Кордони поля відхилення та значення енергії деформації отримане в результаті моделювання динамічного випробування для окремих блоків рухомого деформувального бар'єру

Проведення розрахунків бічного удару автомобіля деформованим бар'єром, що рухається, вимагає великих витрат, як у плані грошовитрат на створення моделі автомобіля, так і щодо часу проведення розрахунку. Так, наприклад, машинний час для проведення одного розрахунку одного варіанта моделі ВАЗ становить 127 годин.

Тому при плануванні розрахункових робіт слід розуміти, для того, щоб добитися повної валідації моделі з експериментом, необхідно таку кількість часу, після якого модель автомобіля може бути вже запущена в Виробництво.

Важливо визначити найвпливовіші конструктивні параметри, оперуючи значеннями яких, можна довести конструкцію автомобіля за пасивною безпеки.

Нижче наведено приклад першого розрахунку автомобіля ВАЗ по Правилу № 95.

У розрахунковій КЕМ було встановлено моделі датчиків віброприскорень в ті місця, в які встановлені датчики при проведенні експерименту. Зовнішній вигляд моделі автомобіля і рухається деформується бар'єру представлений на рис. 3.23.

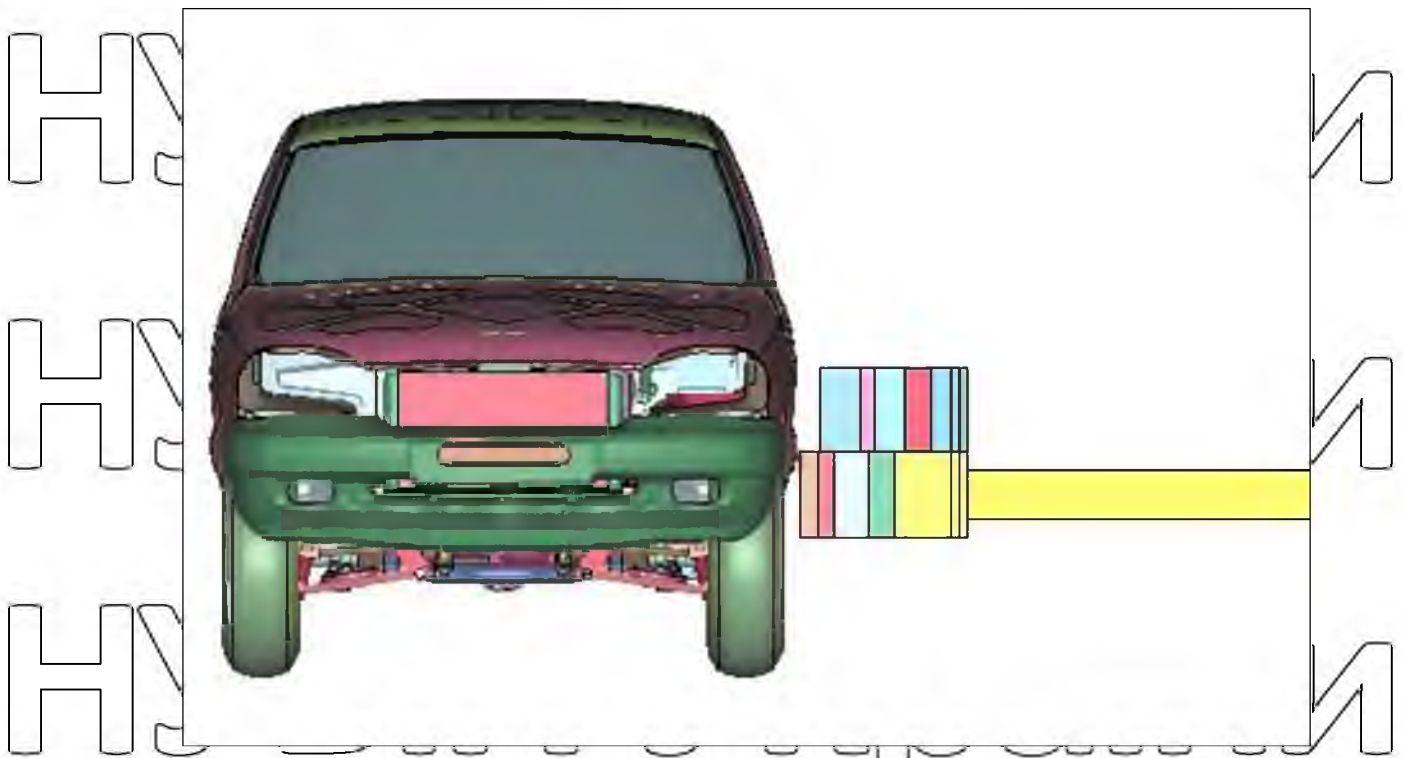


Рис. 3.23 – Зовнішній вигляд моделі автомобіля та рухомого деформувального бар'єру

Розташування датчиків віброприскорень та їх ідентифікація (малюнки 3.24 та 3.25).

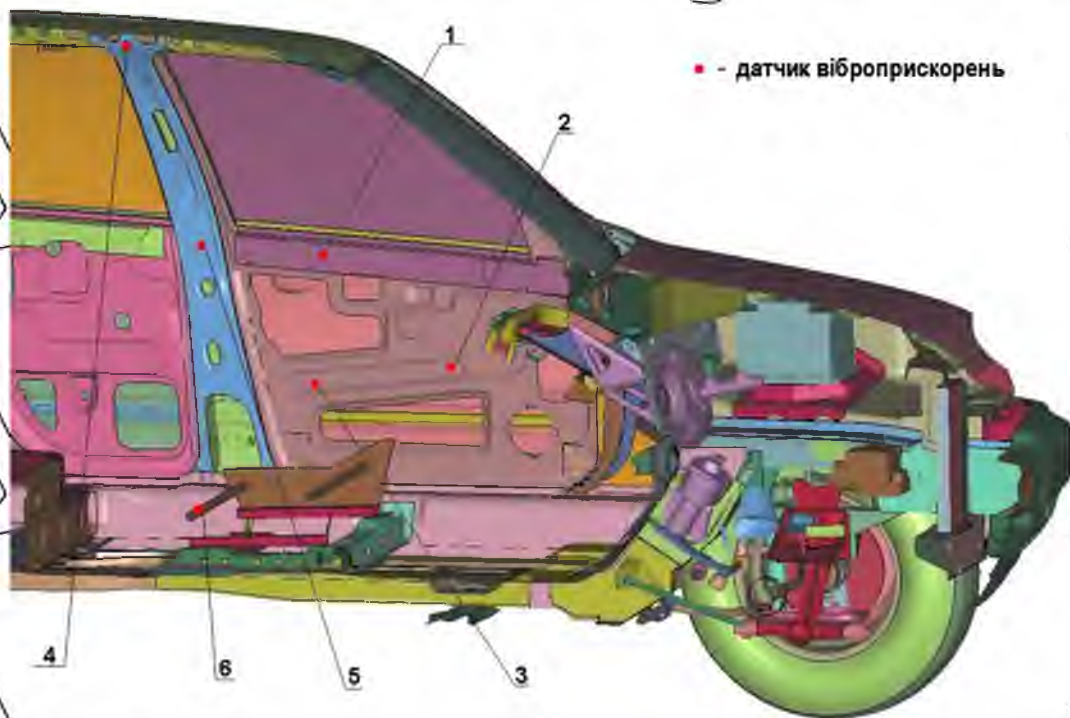


Рис. 3.24 – Місця розташування датчиків віброприскорень

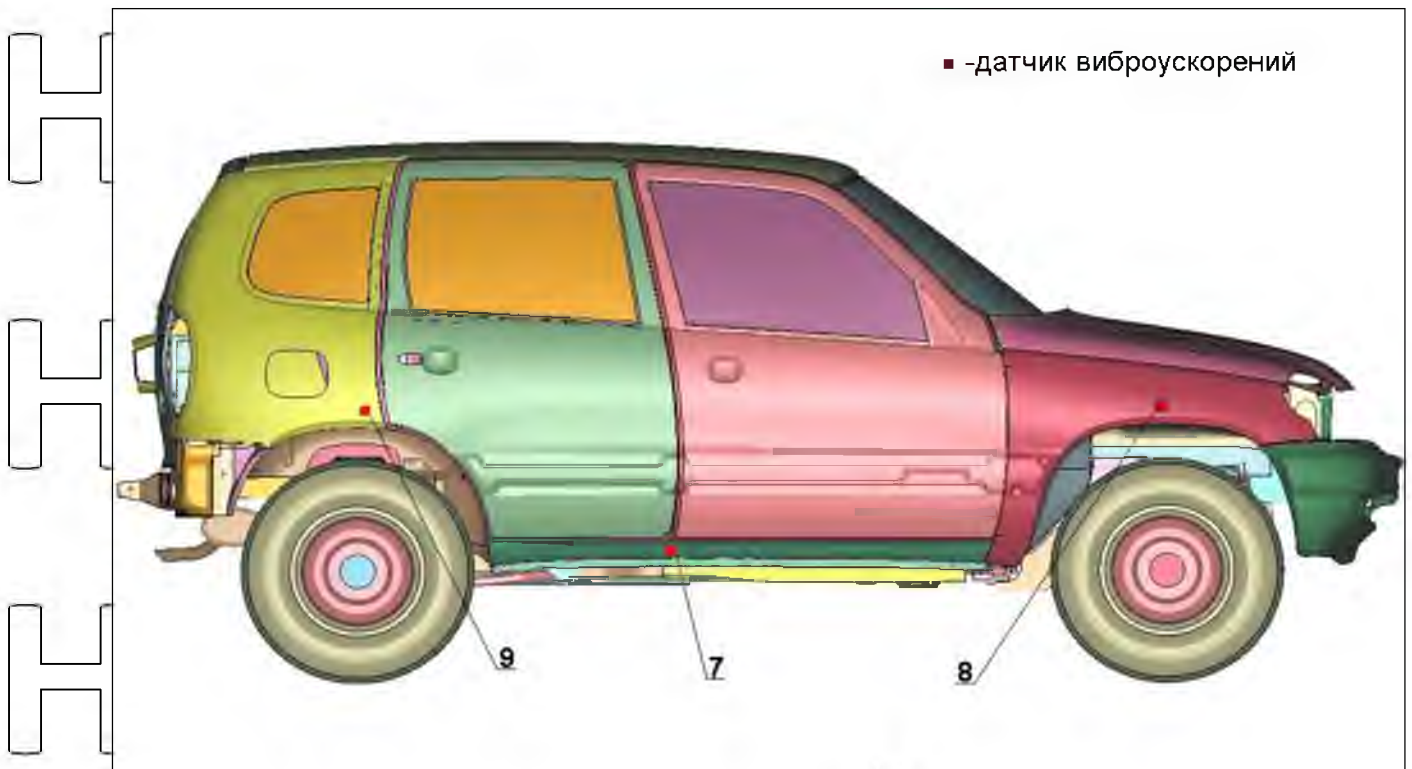


Рис. 3.25 – Місця розташування датчиків віброприскорень

10-й датчик розташовується в центрі мас деформується бар'єру.

Показання датчика у точці 3 отримані в результаті експерименту не коректні та не враховувалися.

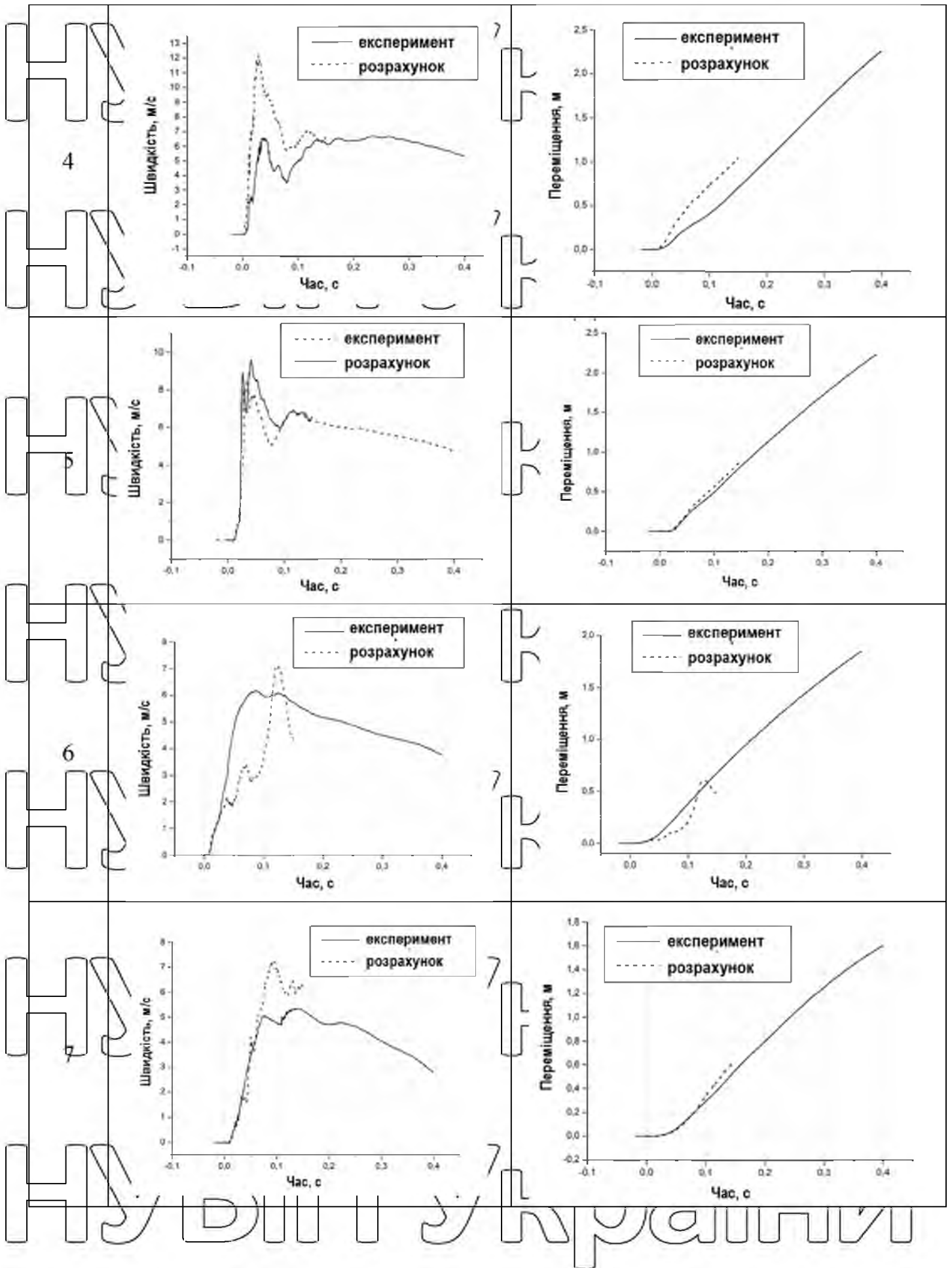
Після отримання значень датчиків вони були оброблені для отримання кривих швидкостей та переміщень.

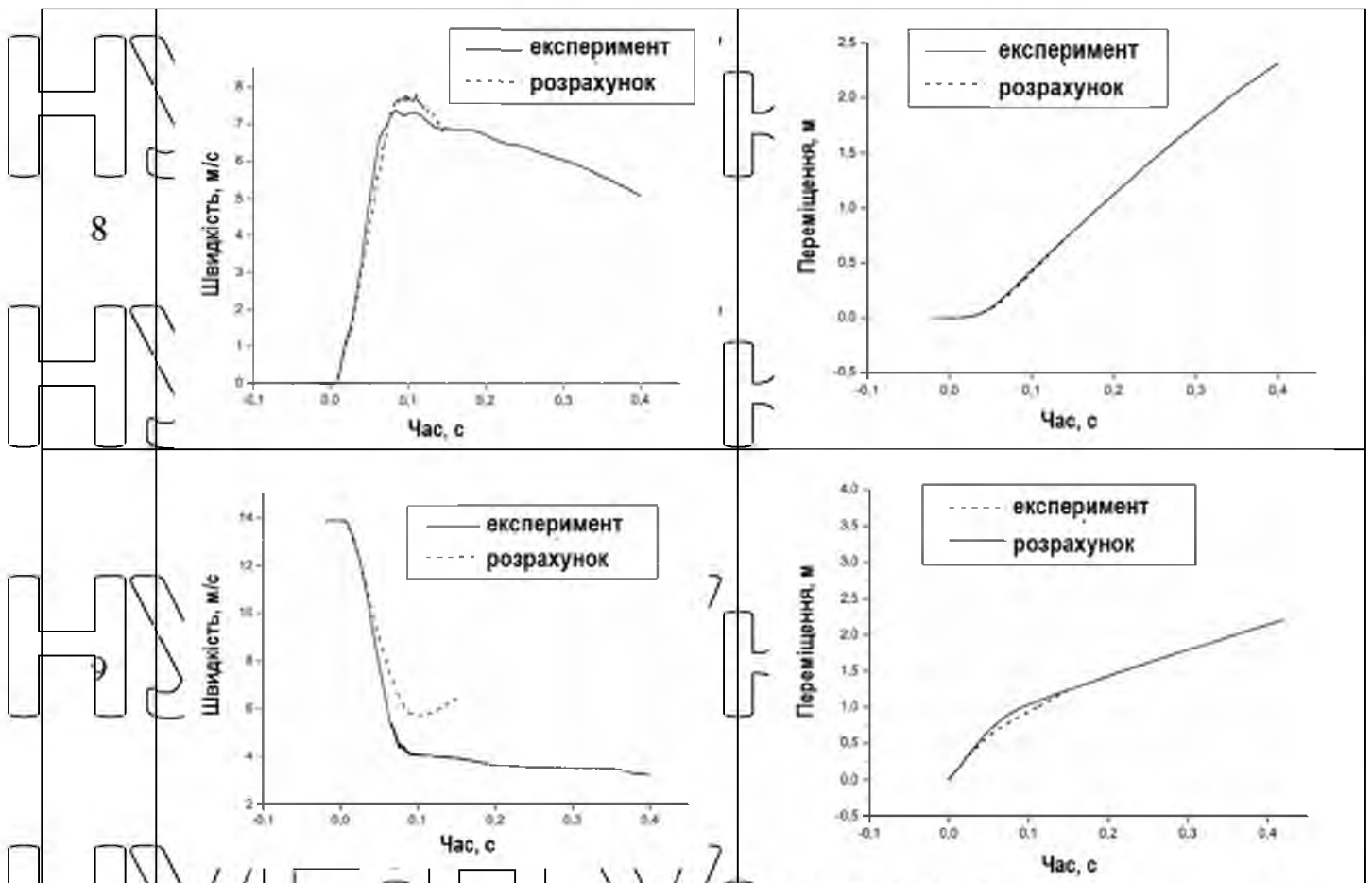
Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку представлено у вигляді графіків швидкостей і переміщень у таблиці

3.11.

Таблиця 3.11. Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку

№ точки	Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку швидкості	Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку для переміщення
1		
2		
3		





Як видно з представлених графіків кінцево-елементна модель автомобіля має менше демпфування, ніж реальна конструкція. Значення швидкостей точок 1, 2, 5, що у районі контакту конструкції, що випробовується, з бар'єром у розрахунку більше ніж під час проведення експерименту. На це також вказує графік швидкостей у точці 10 – уповільнення бар'єру в експерименті більше ніж результат розрахунку.

Порівняння значень швидкостей і переміщень для точки 4, що знаходиться у верхній частині стійки, вказує на те, що для цієї частини, звичайно-елементної моделі автомобіля, необхідно провести валідацію. В іншому, характер кривих дуже схожий, на цій моделі можна впевнено проводити доведення конструкції з пасивної безпеки.

Випробування автомобіля на фронтальний удар є найстарішим видом випробувань з пасивної безпеки. За багато років конструкторами та випробувачами усвідомлено важливість того, що вимоги до захисту автомобіля

при фронтальному ударі повинні бути враховані на ранніх етапах проектування нового автомобіля. Тому геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені відразу після отримання технічного завдання новий автомобіль.

Зрозуміло, що подальша зміна конструкції лонжеронів за результатами натурних випробувань пов'язано з надзвичайно великими переробками конструкції всього автомобіля. Вирішенням проблеми є застосування розрахункових методів визначення параметрів енергопоглинаючих елементів, починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля.

Основні підсумки роботи.

Отримано модель деформувального бар'єру, придатну для випробувань за вимогами Правил №94 ЄЕК ООН та програми EuroNCAP.

Модель для повномасштабного розрахунку фронтального удару з перекриттям за рахунок високої розмірності моделі бар'єру має значні розміри.

У нашому випадку це близько 150 000 елементів. Використання наявної обчислювальної техніки для розрахунків за такої моделі призводить до дуже великих тимчасових витрат.

Розрахунок удару з перекриттям показав гарний збіг результатів розрахунку з наявними результатами випробувань.

## ВИСНОВОК

В результаті виконання даної роботи було досягнуто мети, а саме розроблено математичну модель силової схеми автомобіля, виходячи з високошвидкісного фронтального та бокового ударів, жорсткості та міцності кузова автомобіля.

Поставлену мету було вирішено за допомогою створення математичних моделей з використанням комп'ютерного моделювання.

В результаті виконаної роботи отримано та випробувано на приклад нових моделей автомобілів математичне модель. В підсумку вирішення питань математичного моделювання пружних крайових завдань, пружнопластичних деформацій при стисканні щорстких поверхонь деталей, а також в'язкопружних деформацій при поєднанні поверхонь деталей технологічного обладнання можливість суттєво скоротити час та витрати при проектуванні нових моделей автомобілів.

У цій роботі було вирішено такі завдання:

- розглянуто вимоги програми Euro NCAP та європейського законодавства;
- проведено аналіз випробувань автомобілів провідних автовиробників для визначення основних вимог напружено-деформувального стану кузова автомобіля;
- розроблено методичку проектування типових енергопоглинаючих елементів;
- розроблена та випробувана математична модель деформувального бар'єру для проведення розрахункових випробувань автомобіля.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Road traffic injuries. World Health Organization. Веб-сайт. URL: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/> (дата звернення 01.10.2018).

2. Статистика. Патрульна поліція України. Веб-сайт. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> (дата звернення 15.01.2020).

3. В Україні – найвища смертність від ДТП в Європі (ІНФОГРАФІКА) ТЕКСТИ.org.ua. Веб-сайт. URL: [http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/read/87057/V\\_Ukrajinі\\_najvyshha\\_smertnist\\_vid\\_DTP](http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/read/87057/V_Ukrajinі_najvyshha_smertnist_vid_DTP) (дата звернення 01.10.2018).

4. Правила дорожнього руху України. Київ : Укрспецвидав, 2020. 64 с.

5. Статистичні дані по галузі автомобільного транспорту. Міністерство інфраструктури України. Веб-сайт. URL: <https://mtu.gov.ua/content/statystichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html> (дата звернення 05.10.2018).

6. Який середній вік автопарку буде в Україні через 5 і 10 років? AUTO.RIA.com™. Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/232129/kakoj-srednij-voznrast-avtoparka-budet-v-ukraїne-cherez-5-i-10-let.html> (дата звернення 05.10.2018).

7. Інструкція про призначення та проведення судових експертиз та експертних досліджень. Наказ Міністерства юстиції України 08.10.98 № 53/5 (у редакції наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 зі змінами № 1350/5 від 27.07.2015, № 1420/5 від 26.04.2017).

8. Науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз та експертних досліджень (у редакції наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 зі змінами № 1350/5 від 27.07.2015).

9. Три тисячі смертей щорічно: чи покращиться дорожня безпека в Україні? AUTO.RIA.com™. Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/236184/tri-tysyachi-smertej-ezhegodno-uluchshitsya-li-dorozhnaya-bezopasnost.html> (дата звернення 08.10.2018).

10. Оpubлікована статистика ДТП в Україні в 2018 году // Перший автоклуб «Автоуа». Веб-сайт. URL: <http://autonews.auto.ua.net/новости/20627->

opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#! (дата звернення 08.05.2019).

11. Не за склом: стан справ з ДТП в Україні за 2017 рік. AUTO.RIA.com™: Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/uk/news/autolaw/236137/ne-za-steklom-kak-obstoyali-dela-s-dtp-v-ukraine-v-2017-godu.html> (дата звернення 03.10.2018).

12. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Законодавство України. Веб-сайт. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/481-2017-%D1%80> (дата звернення 05.10.2018).

13. Рейтинг країн за рівнем смертності у ДТП: Україна в десятці (інфографіка). Інформаційне агентство УНАІЧ. Веб-сайт. URL: <https://www.unaia.ua/society/2088789-reyting-krajiv-za-ivnem-smernosti-u-dtp-ukrajina-v-desyattsii-infografika.html> (дата звернення 01.10.2018)

14. Кашканов А. А. Технології підвищення ефективності автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2018. 160 с.

15. Кашканов В. А., Ребедайло В. М., Кашканов А. А., Кужель В. П. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2011. 128 с.

16. Основні поняття деформації кручення [Текст]: методичні вказівки для самостійного вивчення розділу "Кручення" дисципліни "Механіка матеріалів і конструкцій" студентами аграрних вузів заочної форми навчання напряму підготовки 6.050503 - "Машинобудування" / уклад.: М. Г. Чаусов, А. П. Пилипенко, М. М. Бондар. - Ніжин: Аспект-Поліграф, 2013. - 67 с.

17. Mechanics of Materials and Structure [Text] tutorial / M. G. Chausov [et al.] ; ed. M. G. Chausov ; National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. - K. : "CP" Comprint, 2015. - 259 p. - ISBN 978-966-929-122-6

18. Механіка матеріалів і конструкцій [Текст]: методичні вказівки з підготовки та проведення лекційних та лабораторно-практичних занять для студентів напрямку підготовки 6.06010 - "Будівництво" / Національний

університет біоресурсів і природокористування України ; за заг. ред. М. Г. Чаусова ; уклад.: М. Г. Чаусов, А. Г. Куценко, М. М. Бондар. - Ніжин : Аспект-Поліграф, 2012. - 130 с.

19. Механіка матеріалів і конструкцій [Текст] : навчальний посібник / М. Г. Чаусов, В. М. Швайко, А. П. Пилипенко ; Національний університет біоресурсів і природокористування України). - К. : ПП "Мастер Принт" , 2019. - 329 с. - ISBN 978-617-7375-21-9

20. Механіка матеріалів і конструкцій [Текст] : навчальний посібник / М. Г. Чаусов, В. М. Швайко, А. П. Пилипенко ; Національний університет біоресурсів і природокористування України). - 2-ге вид. перероблене і доповнене. - К. : ПП "Мастер Принт" , 2020. - 340 с. - ISBN 978-617-7375-21-9

21. Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Вплив фактора видимості на вибір безпечної швидкості руху автомобіля вночі. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2002. №17. С. 62-66.

22. Mechanics of Materials and Structure [Text] : tutorial / M. G. Chausov [et al.]; ed. M. G. Chausov ; National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. - К. : ПП "Мастер Принт" , 2019. - 309 p. - ISBN 978-617-7375-20-2

23. Кашканов А. А., Крещенецький В. Л., Біліченко В. В. Конструкція і стан автотранспортних засобів в проблемі забезпечення безпеки дорожнього руху. Системні методи керування, технології організації виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. 2003. Вип. 17. С. 62-65.

24. Кашканов А. А., Кужель В. П. Вплив засліпленості водія на вибір безпечних режимів руху. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2003. № 5. С. 63-66.

25. Rotshtein A., Katielnikov D. & Kashkanov A. A fuzzy cognitive approach to ranking of factors affecting the reliability of man-machine systems. Cybernetics and Systems Analysis. Vol. 55, No. 6, November, 2019. P. 958-966. DOI: 10.1007/s10559-019-00206-8.

26. Kashkanov A. A., Rotshtein A. P., Kucheruk V. Yu., Kashkanov V. A. Tyre-Road friction Coefficient: Estimation Adaptive System. Bulletin of the

Karaganda University. «Physics» series. 2020. № 2(98). P. 50-59. DOI: 10.31489/2020Ph2/50-59. (Web of Science Core Collection).

27. Struble D. Automotive accident reconstruction: practices and principles. Boca Raton: *CRC Press*, 2013. 498 p.

28. Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction, ENFSI-BPM-RAA-01. Version 01 - November 2015. European Network of Forensic Science Institutes. 21 p.

29. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. NY: Springer, 2018. 1015 p.

30. Genta G., Morello L. Automotive chassis. Volume 1: Components design. Springer, 2019. 621 p.

31. Genta G., Morello L. Automotive chassis. Volume 2. System design. Springer, 2019. 825 p.

32. Franck H., Franck D. Mathematical methods for accident reconstruction: a forensic engineering perspective. Boca Raton: *CRC Press*, 2009. 328 p.

33. Про затвердження переліків рекомендованої науково-технічної та довідкової літератури, що використовується під час проведення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 30 липня 2010 року № 11722/5. К., 2017. 94 с.

34. Rotshtein A., Rebedailo V., Kashkanov A. Fuzzy Logic-based Identification of Car Wheels Adhesion Factor with a Road Surface. *Fuzzy Systems & A.I. Reports and Letters*. 2017. 6(1-3), P. 53-64.

35. Rotshtein A., Kashkanov A. Fuzzy Expert System for Identification of Car Wheels Adhesion Factor with a Road Surface. *Proceeding of the 6-th European Congress on Intelligent Techniques and Soft Computing, Aachen, Germany, 2018*. p. 1735 - 1740.

36. Методи оцінки кінематичних і динамічних параметрів транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформування і руйнування. Київський науково-дослідний інститут судових експертиз (КНДІСЕ). К.: КНДІСЕ, 2015. 64 с.

37. Галак І. І. Особливості призначення та проведення технічної експертизи та її роль при розслідуванні ДТП. Вісник Національного транспортного університету. 2016. Вип. 26. С. 84-88.

38. Туренко А. М., Сараєв О. В. Оцінка ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди: монографія. Х.: ХНАДУ, 2015. 350 с.

39. Сараєв О. В. Метод оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди: дис. ... докт. тех. наук. Харків: ХНАДУ, 2016. 418 с.

40. Данець С. В. Оцінка параметрів руху транспортних засобів при реконструкції дорожньо-транспортних пригод: дис. ... канд. тех. наук. Харків: ХНАДУ, 2018. 321 с.

41. CRASH-3 Technical manual. U.S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration. National Center for Statistics and Analysis Accident Investigation Division. 2016.

42. Cliff W. E., Moser A. Reconstruction of Twenty Staged Collisions with PC-Crash's Optimizer. SAE Paper №2001-01-05-07.

43. Сараєв О. В. Новітні технології дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди. Вісник Національного транспортного університету. 2013. Вип. 28. С. 405-414.

44. Косяков В. В., Кучерявенко О. Б. Використання комп'ютерної програми CARAT-3 при проведенні автотехнічних експертиз : метод. рек. К.: ДНДЕКЦ МВС України, 2016. 40 с.

45. The Cad Zone. Веб-сайт. URL: <http://www.cadzone.com> (дата звернення 26.09.2019).

46. Зорін, І.С. Про тендітне руйнування пружної площини, ослабленою тонким вирізом. Вісник ХАДІ. С. Зорін - Х.: 2005. - № 7.

47. Ігнат'ков, Д.А. Залишкові напруги в неоднорідних деталях / Д.А. Ігнат'ков - Київ: Штиниця, 2010. - 232 с.

48. [shevchenkove.org.ua/person\\_syte/Page/Methodobota/ETP](http://shevchenkove.org.ua/person_syte/Page/Methodobota/ETP) Техмеханіка

49. Patil, S., Gay, YY, Baratzadeh, F., & Lankarani, H. (2017). Modeling of friction-stir butt-welds and його застосування в automotive bumper impact performance part 2. impact modeling and bumper crash performance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31 (7), 3225-3232. 10.1007/s12206-017-0612-

4  
50. Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017). Simulation of car collision with an impact block. Paper presented at the *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 252 (1)10.1088/1757-899X/252/1/012008

51. Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017). Simulation of the right-angle car collision based on identified параметри. Paper presented at the *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 252(1)10.1088/1757-899X/252/1/012013

52. Kulkarni, A., Vora, R., & Ravi, K. (2017). Study design and Analysis of automobile bumper for pedestrian safety. Paper presentd at the *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 263(6)10.1088/1757-899X/263/6/062060

53. Dixit, Y., Begeman, P., Dhaliwal, GS, Newaz, G., Board, D., Chen, Y., & Faruque, O. (2017). Crashworthiness performance of carbon fiber composite (CFC) vehicle front bumper crush can (FBCC) assemblies sujetod to high speed 40% offset frontal impact. Paper presentd at the *ASME International механічний*

1. Wei, Z., Karimi, HR, & Robbersmyr, KG (2016). Analysis of the relationship між energy absorbing components and vehicle crash response. *SAE Technical Papers, 2016-April* (April)10.4271/2016-01-1541

2. Chen, H., Yang, Y., Wang, Y., & Wang, L. (2014). Study on effect of beam parameters on automobile bumper collision performance. *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*, 32 (5), 4373-4380.

Retrieved from [www.scopus.com](http://www.scopus.com)

3. Li, Z., Duan, L., Chen, T., & Hu, Z. (2018). Crashworthiness analysis and multi-objective design optimization of a novel lotus-root filled tube (LFT). *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 57(2), 865-875. 10.1007/s00158-

017-1782-5

33. Teng, T. -, Chang, P. -, Liang, C. -. & Fung, D. -. (2017). Application of crash pulse on the car crashworthiness design. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(9), 1-8. 10.1177/1687814017700096

34. Ispas, N., & Nastasoiu, M. (2017). Analysis of car's frontal collision на pole. Paper presentd at IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 252(1)10.1088/1757-899X/252/1/012012