

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

01.11 - МР.1944 "С" 2022.12.30. 009 ПЗ

**МОЖЧІЛЬ АНТОН ВАСИЛЬОВИЧ**

**2023 р.**

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 629.3.083:329.072.17

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного  
(назва кафедри)  
менеджменту ім. М.П.Мисютенка

Вячеслав БРАТШКО

(підпис)

(ПІБ)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ПІБ)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення техекспертизи визначення початкової швидкості  
автомобілів в реконструкції ДТП

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Доктор технічних наук, професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

Войтюк Валерій Дмитрович

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Іщенко Валерій Васильович

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

Можчиль Антон Васильович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ  
(науковий ступінь, виснє звання) (підпис) (ПІБ)

2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Можчілью Антону Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення техекспертизи визначення початкової швидкості автомобілів в реконструкції ДТП

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. № 1944 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література: результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню питання техекспертизи визначення початкової швидкості автомобілів в реконструкції ДТП

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Фактор швидкості у системі забезпечення безпеки дорожнього руху і методи його дослідження при реконструкції та експертизі ДТП
2. Теоретичні дослідження з визначення параметрів швидкості транспортних засобів на різних етапах розвитку ДТП
3. Експериментальні дослідження взаємодія транспортних засобів з елементами дорожнього середовища при ДТП
4. Науково-методична та інструментальна база реконструкції ДТП і напрямки її вдосконалення

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 24 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Іщенко В.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Можчіль А.В.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

# НУБІП України

**Структура та обсяг роботи.** Магістерська кваліфікаційна робота на тему

«Удосконалення техекспертизи визначення початкової швидкості автомобіля в реконструкції ДТП». Робота складається з вступу, чотирьох розділів та

висновків. Магістерська кваліфікаційна робота вміщує в собі 95 сторінок машинописного тексту, 25 таблиць, 53 рисунки, малюнків та список використаної літератури зі 50 найменувань робіт вітчизняних та зарубіжних

авторів.

У магістерській кваліфікаційній було вирішено актуальне наукове завдання, яке полягає у вдосконаленні методів оцінки параметрів швидкості під час проведення дорожньо-транспортних експертиз. Зокрема, уточнено

методику розрахункового визначення початкових швидкостей руху ТЗ до

зіткнення. З урахуванням впливу на ці швидкості кутів розвороту машин при

зіткненні, а також витрат енергії на подолання порогових перешкод на шляхах розльоту ТЗ після зіткнення. Запропоновано розрахункові залежності для

визначення енергетичних витрат на подолання порогових перешкод, виконано

експериментальні дослідження на користь розширення бази знань за

значеннями окремих вихідних даних для математичного моделювання ДТП, а

також щодо оцінки значущості обліку окремих складових енергетичних витрат при реконструкції ДТП.

Розроблено в ході дослідження пропозиції щодо створення рухомої

лабораторії реконструкції ДТП реалізовані у макетному зразку лабораторії,

який уже використовується в експертній практиці спеціалістів поліції.

# НУБІП України

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	5
<b>РОЗДІЛ 1 ФАКТОР ШВИДКОСТІ У СИСТЕМІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ</b>	
<b>БЕЗПЕКИ ДОРОЖНОГО РУХУ І МЕТОДИ ЙОГО</b>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИ РЕКОНСТРУКЦІ ТА ЕКСПЕРТИЗІ ДТП</b>	
1.1. Аналіз причин та наслідків аварійності на автомобільному транспорті.....	9
1.2. Швидкісний режим та його вплив на БДД.....	13
1.3. Аналіз методів визначення швидкості руху транспортних засобів під час експертиз ДТП.....	19
1.3.1. Визначення швидкості ТЗ виходячи з умов дорожньої обстановки.....	20
1.3.2. Визначення швидкості ТЗ за довжиною слідів гальмування та волочіння.....	20
1.3.3. Визначення швидкості ТЗ на основі законів збереження енергії та кількості руху.....	24
1.3.4. Визначення швидкості виходячи з отриманих деформацій конструкцій ТЗ.....	27
1.4. Оцінка коректності окремих довідкових вихідних даних для реконструкції ДТП.....	29
<b>РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИЗНАЧЕННЯ</b>	
<b>ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОСТІ ТЗ НА РІЗНИХ ЕТАПАХ</b>	
<b>РОЗВИТКУ ДТП.....</b>	
2.1. Методика визначення початкових швидкостей руху ТЗ при ДТП до їхнього зіткнення.....	35
2.2. Математична модель взаємодії еластичного колеса з пороговою перешкодою при ДТП.....	39
2.2.1. Визначення силових факторів взаємодії пружного колеса з абсолютно жорсткою пороговою перешкодою.....	40
2.2.2. Рух колеса у першій фазі.....	41
2.2.3. Рух колеса у другій фазі.....	44
2.2.4. Рух колеса у третій фазі.....	46
2.2.5. Рух колеса у четвертій фазі.....	50
2.3. Порівняльна оцінка достовірності традиційного та доопрацьованого методу розрахунку швидкостей руху ТЗ до зіткнення при ДТП.....	51
<b>РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЯ ТЗ</b>	

### **3 ЕЛЕМЕНТАМИ ДОРОЖНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ДТП. 56**

3.1. Мета та завдання експериментальних досліджень..... 56

3.2. Об'єкти, стенди, прилади, обладнання, методики проведення та результати експериментальних досліджень..... 56

3.2.1. Експериментальне визначення коефіцієнтів зчеплення для специфічних опорних поверхонь УДС..... 56

3.2.2. Стендові дослідження характеристик пружних та демпфуючих елементів підвісок АТЗ..... 60

3.2.3. Дослідження пружних характеристик пружин підвісок..... 61

3.2.4. Дослідження демпфуючих характеристик амортизаторів..... 66

3.2.5. Розрахунково-експериментальний метод визначення енергоемності амортизатора на ході стиснення при його роботі в клапанному режимі у процесі подолання порогової перешкоди..... 74

3.2.6. Дорожні дослідження енергетичних витрат ТЗ на подолання малих дорогових перешкод..... 76

### **РОЗДІЛ 4 НАУКОВО-МЕТОДИЧНА ТА ІНСТРУМЕНТАЛЬНА БАЗА**

#### **РЕКОНСТРУКЦІЇ ДТП І НАПРЯМКИ ЇЇ**

**ВДОСКОНАЛЕННЯ..... 81**

4.1. Технологічний процес реконструкції ДТП та сучасні тенденції його розвитку..... 81

4.2. Переєєувна лабораторія реконструкції ДТП як сучасний засіб інструментального забезпечення розслідування..... 85

**ВИСНОВКИ..... 89**

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 90**

## ВСТУП

# НУБІП України

Стабільно високий рівень тяжкості наслідків ДТП на дорогах України диктує необхідність реалізації дієвих заходів щодо вдосконалення системи забезпечення безпеки дорожнього руху. Одним із заходів, що показали високу

# НУБІП України

ефективність впливу на зниження кількості ДТП та тяжкості їх наслідків, є управління швидкістю, що передбачає чітку регламентацію дозволених швидкостей руху та жорсткий контроль за виконанням цих норм учасниками

# НУБІП України

дорожнього руху. Одним із напрямів удосконалення системи такого контролю є підвищення якості експертних досліджень ДТП, що забезпечує об'єктивність та

достовірність реконструкцій дій їх учасників та встановлення винних осіб, у тому числі на основі оцінки швидкісного фактора, що характеризує сукупність швидкісних параметрів транспортних засобів (ТЗ) на всіх етапах розвитку ДТП.

# НУБІП України

Методи розрахункового визначення швидкостей ТЗ при ДТП, що використовуються сьогодні в експертній практиці, були розроблені в останні чверті минулого століття і багато в чому не враховують зміни, що відбулися до

теперішнього часу, як у конструкції ТЗ і в дорожньому середовищі, так і в

# НУБІП України

розвитку інформаційних технологій, що забезпечують сьогодні можливість оперативного та високодостовірного моделювання найскладніших дорожньо-транспортних ситуацій.

У зв'язку з цим, вдосконалення науково-методичного апарату оцінки швидкісного фактора у напрямку більш детального обліку всіх обставин при

# НУБІП України

проведенні дорожньо-транспортних експертиз є актуальним науковим завданням.

**Мета магістерської кваліфікаційної роботи** – Підвищення та удосконалення техекспертизи визначення достовірності оцінки швидкості ТЗ

при ДТП шляхом уточнення умов та процесу їх взаємодії з елементами дорожнього середовища на шляхах переміщення (розльоту) після зіткнення.

# НУБІП України

Поставлена мета досягається вирішенням наступних завдань:

→ аналіз ролі, мієця та причин ДТП через порушення швидкісного

режиму у формуванні негативної ситуації в системі забезпечення безпеки дорожнього руху в Україні;

➤ аналіз методологічних процедур та існуючого розрахунково-методичного апарату реконструкції та експертизи ДТП та визначення напрямів

їх удосконалення;

➤ уточнення методики визначення початкових швидкостей руху ТЗ до зіткнення, заснованої на використанні законів збереження енергії та кількості руху;

➤ розробка математичної моделі взаємодії одиночного еластичного

колеса з пороговою перешкодою, що забезпечує можливість розрахунку граничних енергетичних витрат на подолання автомобілем порогової перешкоди при ДТП;

➤ статистичні дослідження щодо формування та актуалізації бази

даних за жорсткісними та демпфуючими характеристиками підвісок сучасних автомобілів та коефіцієнтами зчеплення пневматичних шин з поверхнею дорожнього покриття;

➤ експериментальні дослідження з визначення коефіцієнтів зчеплення

пневматичних шин з опорною поверхнею різних ділянок вулично-дорожніх

мереж – протуарів, бордюрних огорож, ліній розмітки, газонів і трамвайних рейок, з визначення жорсткості та демпфуючих характеристик елементів підвіски окремих ТЗ, трамвайних колій;

➤ порівняльна оцінка достовірності традиційних та доопрацьованих

методів розрахунку швидкостей руху ТЗ до зіткнення при ДТП;

➤ розробка пропозицій щодо інструментального забезпечення рухомої лабораторії для реконструкції ДТП на місці події.

**Об'єкт дослідження** – автотранспортні засоби категорії М1 та N1, які стали учасниками ДТП.

**Предмет дослідження** – процес взаємодії транспортних засобів між собою та з елементами дорожнього середовища при ДТП.

**Наукова новизна дослідження**



1. Уточнено методику визначення початкових швидкостей руху ТЗ при ДТП до їх зіткнення, в частині обліку енергетичних витрат на розворот машин після зіткнення та на подолання порогових перешкод на шляхах їх переміщення після виходу з контакту.

2. Розроблено математичну модель взаємодії колісного ТЗ з пороговою перешкодою, що дозволяє на основі розрахунку силових параметрів взаємодії для кожної характерної фази подолання пороку визначити сумарні максимально можливі витрати енергії на подолання перешкоди при ДТП.

**Методологія та методи дослідження.** Методологія дослідження включає сукупність теоретичних та експериментальних методів, таких як математичне моделювання фізичних процесів, стандартизовані методи визначення характеристик дорожнього покриття та методи стандартних стендових випробувань окремих елементів підвіски автомобіля, спеціально розроблені програму та методику дорожніх випробувань натурних зразків ТЗ, а також ймовірно-статистичні опрацювання результатів досліджень.

## РОЗДІЛ 1 ФАКТОР ШВИДКОСТІ У СИСТЕМІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНОГО РУХУ І МЕТОДИ ЙОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИ РЕКОНСТРУКЦІ ТА ЕКСПЕРТИЗІ ДТП

### 1.1. Аналіз причин та наслідків аварійності на автомобільному транспорті

Аварійність на автомобільному транспорті – найважливіша соціально-економічна проблема суспільства, що стоїть перед усіма країнами світу.

Найбільш суттєві негативні наслідки спричиняє такий вид аварій, як ДТП. ДТП

– подія, що виникла в процесі руху дорогою транспортного засобу та за його участю, за якої загинули або поранені люди, пошкоджені транспортні засоби, споруди, вантажі, або завдано іншої матеріальної шкоди [33].

Статистика свідчить, що за 2013-2022 роки в Україні зареєстровано близько 1 млн. 702 тис. ДТП, у яких загинуло 42 тис. та травмовано 348 тис.

осіб [71-73] (рис. 1.1). Рівень смертності та травматизму внаслідок дорожньо-транспортних пригод в Україні є одним з найвищих в Європі, при цьому, рівень організації БДР залишається вкрай 46 низьким, на що у своїх звітах

неодноразово звертали увагу експерти Світового банку, Всесвітньої організації охорони здоров'я та інших міжнародних організацій.



Рис. 1.1. Динаміка ДТП в Україні за 2013-2022 рр.

Велике занепокоєння викликає рівень дитячого травматизму на дорогах України. Так за останній шестирічний період в нашій країні загинуло 1400 дітей віком до 18 років. ДТП в Україні є головною причиною смерті молодих людей віком від 15 до 24 років, а смертність дітей від ДТП віком від 5 до 14 років є другою причиною за поширеністю [74].

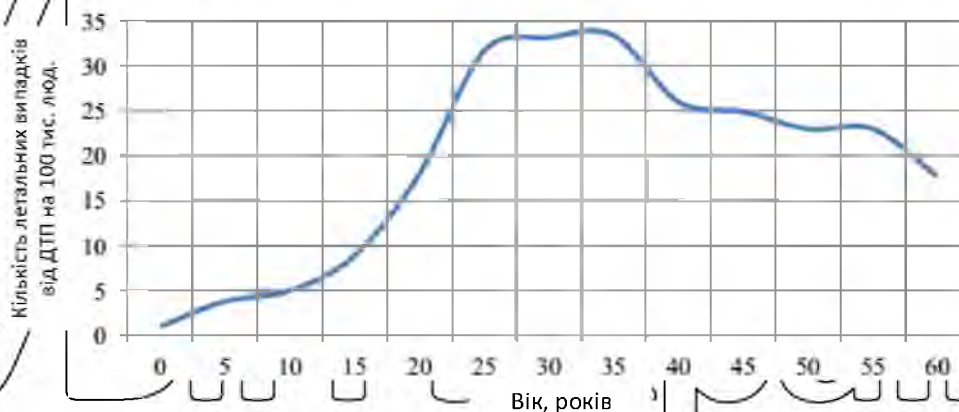


Рис. 1.2. Смертність в Україні від ДТП за віковими групами населення

Нещасні випадки на дорозі становлять понад 2% від усіх смертей у світі, що ставить їх на 11-е місце в числі провідних причин смерті. На рис. 1.3 наведено показники смертності від дорожньо-транспортного травматизму (ДТТ) у різних країнах світу [20,22].

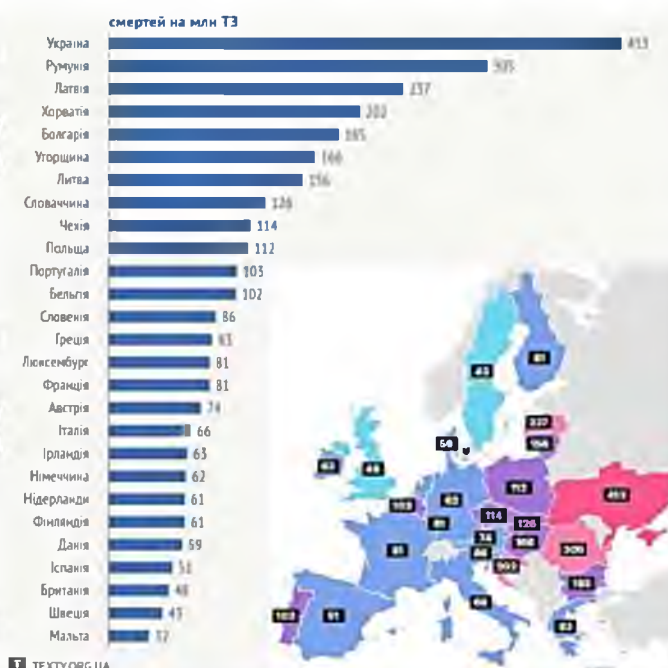


Рис. 1.3— Кількість смертей на 1 млн ТЗ на рік у різних країнах світу

Необхідно зазначити, що в числі 50 проаналізованих країн Україна знаходиться за прийнятим базовим показником (кількість випадків смерті від ДТП на 100 тис. осіб населення) на 46 місці, поступаючись лаври такої «негативної першості» лише Казахстану.

Крім знищення «людського капіталу» і внаслідок цього знищення ДТП завдають значної шкоди світовій економіці. Економічний збиток від ДТП сягає останніми роками 2,2...2,6% валового внутрішнього продукту (ВВП) країни. Це щорічно близько 37 млрд. грн., у тому числі внаслідок загибелі та поранення людей – близько 23 млрд. грн..

Особливостями сучасної дійсності, які ускладнюють боротьбу з аварійністю та формують тенденції до погіршення ситуації є: безперервно зростаючі вимоги суспільства до підвищення мобільності населення, які супроводжуються інтенсивним зростанням парку АТЗ;

зниження ролі громадського транспорту у забезпеченні перевезень населення та збільшення обсягів перевезень особистим транспортом; розукрупнення виробничих підприємств та суттєве перерозподіл обсягів вантажоперевезень між залізничним та автомобільним транспортом на користь останнього;

низька якість стану, облаштування та утримання дорожньої мережі; наростаюча диспропорція між збільшенням кількості автомобілів і довжиною та пропускною спроможністю країни, не розрахованої на сучасні транспортні потоки, нині рівень забезпечення автомобілями у містах становить 200 штук на 1 тис. жителів, тоді як дорожньо-транспортна інфраструктура відповідає рівню 60-100 штук на 1 тис. мешканців;

низька дисципліна учасників дорожнього руху, що провокується недосконалістю нормативно-правової бази у сфері забезпечення безпеки дорожнього руху та негативним менталітетом значної групи водіїв, які сформувалися у роки «дорожнього свавілля»

В інтересах подолання цих негативних явищ на державному рівні

проводиться реалізація цілої низки цільових програм (ЦП). Одні з найважливіших серед них – завершена ЦП «Підвищення безпеки дорожнього руху». Огляд статистичних матеріалів, наведених у звітних і робочих документах за цими ЦП показує, що основними видами ДТП є наїзд на пішохода, на перешкоду, на транспортний засіб, який стоїть, а також зіткнення АТЗ та їх перекидання. При цьому найбільш масовою причиною цих ДТП було і залишається перевищення швидкості (понад 30% від усіх ДТП).

На рис. 1.4. представлені статистичні дані про ДТП через перевищення швидкісного режиму. Аналіз даних свідчить про високий рівень травматизму та загибель у ДТП такого роду. Індикатор тяжкості наслідків (кількість загиблих на 100 осіб постраждалих) у них становить близько 10, тобто приблизно кожна десята травма, отримана в ДТП через перевищення швидкості, є несумісною із життям.

Розслідування ДТП із загибеллю людей вимагає особливо ретельної реконструкції, оскільки вона покликана відтворити дорожньо-транспортну ситуацію, що передувала аварії, визначити швидкісні режими АТЗ – учасників ДТП, оцінити правильність дії їхніх водіїв щодо попередження аварій. При цьому ключовим моментом реконструкції є розрахункове визначення швидкості АТЗ до початку гальмування їх перед зіткненням.

Розслідування ДТП із загибеллю людей вимагає особливо ретельної реконструкції, оскільки вона покликана відтворити дорожньо-транспортну ситуацію, що передувала аварії, визначити швидкісні режими АТЗ – учасників ДТП, оцінити правильність дії їхніх водіїв щодо попередження аварій. При цьому ключовим моментом реконструкції є розрахункове визначення швидкості АТЗ до початку гальмування їх перед зіткненням.

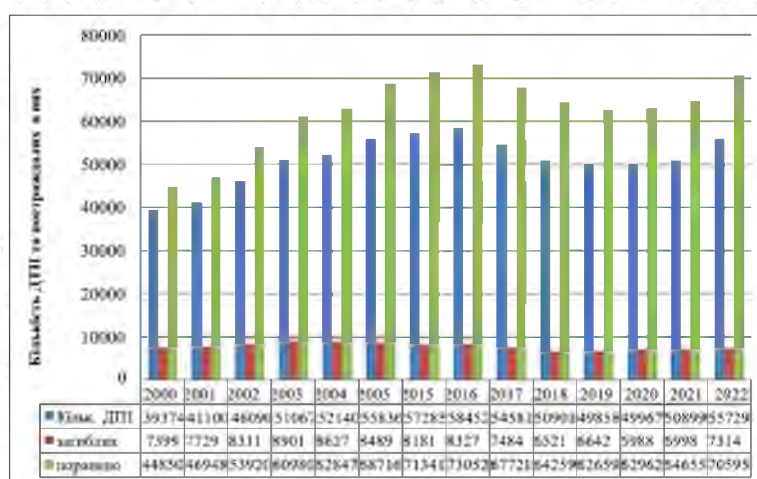


Рис. 1.4. Кількість ДТП через перевищення швидкості

Зважаючи на особливу важливість коректного виконання такого розрахунку доцільно всебічно проаналізувати вплив швидкісного режиму руху

АТЗ на можливість запобігання і тяжкості наслідків потенційних ДТП, оскільки будь-які необґрунтовані спрощення розрахункових схем і залежностей можуть стати причиною неоективного встановлення винних у ДТП.

## 1.2. Швидкісний режим та його вплив на БДД

Сьогодні, в умовах безперервного насичення світового парку АТЗ високошвидкісними автомобілями, неминуче постає питання щодо запровадження розумних швидкісних обмежень на автошляхах та міських вулицях.

Встановлення таких обмежень неможливе без аналізу факторів, що

визначають ефективність функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» (ВАДС) щодо запобігання ДТП та забезпечення безпеки дорожнього руху (БДД). Основними із цих факторів є (рис. 1.4: людський

фактор; технічний чинник; дорожній фактор та фактор дорожнього середовища.

Кожен із чинників визначається низкою показників, мають цілком певні кількісні чи якісні рамки. Нижче наведено аналіз впливу основних показників перерахованих факторів на формування передумов до ДТП через неправильний вибір швидкості.

В основі оцінки впливу людського фактора на регламентування швидкості руху лежать дослідження психофізіологічних можливостей організму, вплив психологічного тону особистості та рівня підготовки водія на його поведінку на дорозі.

Головним фізіологічним обмеженням при цьому є фізична можливість людського організму щодо сприйняття імпульсу енергії від зіткнення без летального результату та особливо тяжких травм. Аналіз даних показує, що

швидкісні обмеження, що діють на території України (і в деяких країнах за кордоном для міських дорожніх мереж, з урахуванням застосування

заспокійників руху в зонах пішохідних переходів, переважно відповідають

максимальним швидкостям, розрахованим з позиції порогового значення появи при ДТП ризику смертельних травм для водія, пасажирів транспортного засобу (табл. 1.1.) та пішоходів (рис. 1.5.).

При регламентуванні швидкості на заміських автошляхах необхідно врахувати, що швидкісні обмеження в 90 км/год практично не залишає шансів для виживання учасникам ДТП при зіткненні без гальмування (наприклад, бічний удар в автомобіль, що несподівано з'явився з сусідньої дороги). Крім

того, зниження швидкості на момент удару при ДТП займає певний час і значна частина кінетичної енергії ТЗ може в момент зіткнення виявитися не погашеною гальмівними механізмами.

Імовірність виникнення подібної ситуації на підвищених швидкостях зростає внаслідок збільшення шляху, що проходить ТЗ за час реакції водія при

одночасному збільшенні довжини гальмівного шляху. На рис. 1.6. представлені шляхи, що проходять ТЗ при екстремому гальмуванні з різними початковими швидкостями при допущенні про час реакції водія 1с.

Наведені результати розрахунків свідчать про те, що повне погашення кінетичної енергії автомобіля, що рухається в автомобільному потоці помірної щільності зі швидкістю понад 80 км/год, навіть за мінімального часу реакції водія є проблематичним, не кажучи вже про ситуації, коли цей час може зростати через психологічний стан та віку водія до 3-х секунд.

Важливим психологічним показником є здатність водія правильно оцінювати швидкість руху та часові інтервали. Дослідження показали, що в загальному транспортному потоці не менше 15% водіїв ведуть автомобілі зі швидкістю, що перевищує швидкість транспортного потоку, а до 40% припускаються помилок у бік зниження швидкості свого автомобіля.

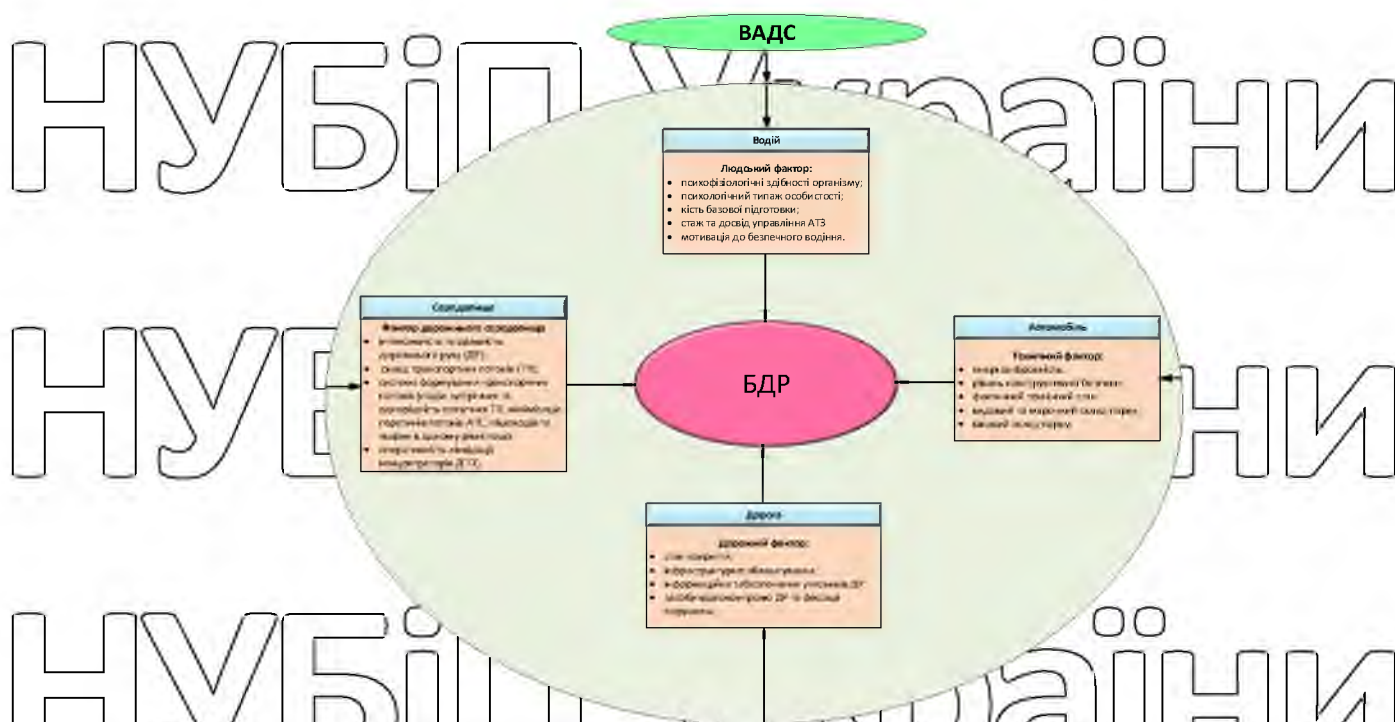


Рис. 1.5. Система ВАДС щодо застосування БДД на основі регулювання швидкісних режимів руху

Таблиця 1.1.

Швидкісні обмеження щодо тяжкості наслідків ДТП

Вид зіткнення	Елементи конструктивної безпеки АТЗ	Пори ризику смертельних травм
Фронтальний удар	Ремені та подушки безпеки, енергопоглинаючі елементи в конструкції, капсулювання об'єму.	70км/год
Бічний удар		50км/год
Наїзд на пішохода		30км/год

Відомо [1,10,], що найбільш безпечною є швидкість, що дорівнює швидкості транспортного потоку. При відхиленні швидкості руху ТЗ у потоці від швидкості потоку на 30км/год у більшу чи меншу сторону ймовірність виникнення ДТП зростає удесятеро. Реальні ж розрізняючи в швидкостях руху, наприклад на автомагістралях, через різні технічні можливості ТЗ можуть досягати 60км/год, а це ще багаторазово збільшує ймовірність ДТП.



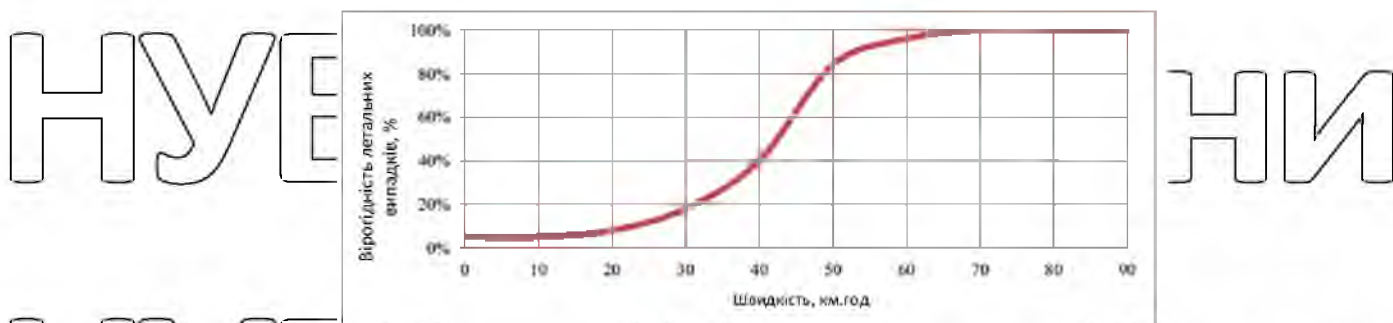


Рис. 1.6. Вплив швидкості на ймовірність отримання смертельних травм при наїзді на пішохода та транспортного засобу

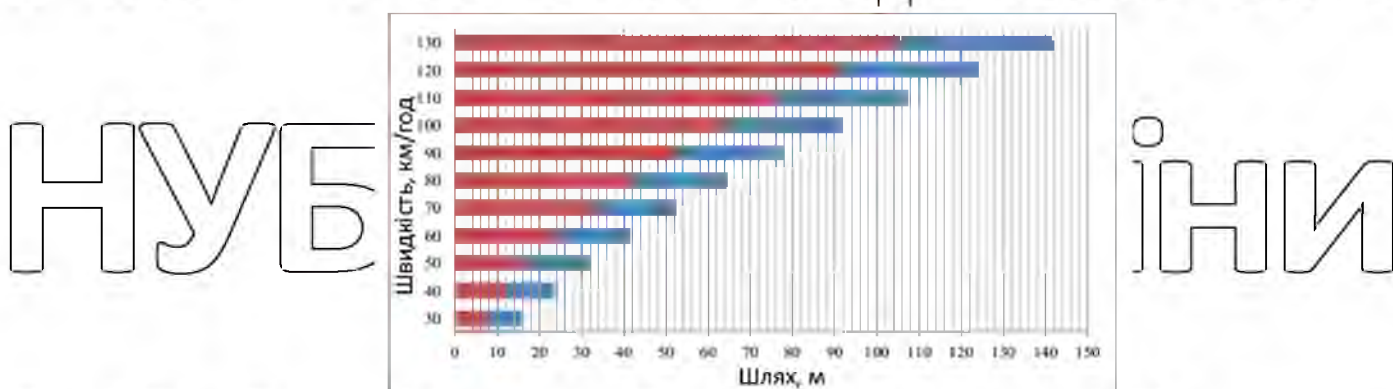
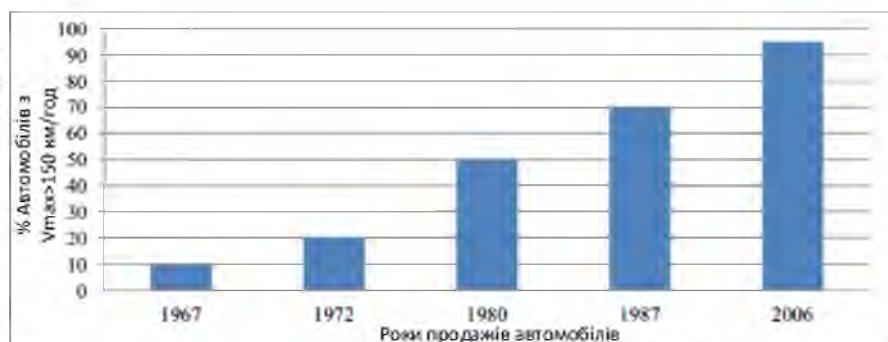


Рис. 1.7. Гальмівні та зупинкові шляхи при екстремому гальмуванні

Розглядаючи вплив психологічного аспекту на БДД необхідно зазначити, що у реальних дорожніх ситуаціях найчастіше виникають моменти, які провокують навіть дисциплінованих водіїв на незначне перевищення швидкості. Попри існуючу думку про малозначний вплив незначного перевищення швидкості на БДД, дослідження показують, що перевищення швидкісного обмеження в межах міста на 5км/год, а на заміській дорозі на 10км/год підвищує ризик виникнення ДТП в 2 рази.

Основними показниками впливу на БДД технічного фактора з позиції швидкості є енергоозброєність та ступінь конструктивної досконалості ТЗ, їх фактичний технічний стан, а також склад та вікова структура парку. Сучасний світовий автомобільний парк характеризується значною неоднорідністю конструктивної досконалості та технічного стану автомобілів. Статистичний аналіз показує, що за рівнем енергоозброєності вже з 2006р. автомобільний парк Європи практично на 100% поповнюється автомобілями, здатними рухатися зі швидкостями 150 км/год і більше (рис. 1.8.).



Фиг. 1.8. Динаміка насичення європейського парку високоенергоозоросними ТЗ

При цьому за даними Європейської ради з безпеки транспорту гіпотетичне одноомментне оновлення в такій ситуації всього парку ТЗ, що нині експлуатується, до рівня найбезпечнішого у своєму класі автомобіля здатне знизити смертність на дорогах Європи на 40...50%. Наведені цифри наводять на думку про те, що суттєве зростання потенційної небезпеки сучасного парку автомобілів за рахунок насичення його високошвидкісними зразками посилюється наявністю в ньому значної частки машин (до 40...50%), що не повною мірою відповідають сучасним вимогам щодо їх конструктивної безпеки.

Аналіз вікового складу автомобільного парку показує, що зазначене вище співвідношення автомобілів з різними рівнями конструктивної безпеки мають місце і в ньому, причому ще більш яскраво вираженій формі. У таблиці 1.2 представлений віковий склад сучасного парку АТЗ.

Таблиця 1.2

Віковий склад парку АТЗ

Вид АТЗ	Кількість, млн. од.	до 1 року, %	до 6 років, %	до 10 років, %	понад 20 років, %
Легкові легкі комерційні автомобілі	40,11	5,6	27,9	48,6	-
Автобуси	0,39	2,1	15,7	29,9	48,2
Вантажні автомобілі	3,75	2,5	12,3	22,2	51,2
Усього	44,25				

Враховуючи, що початок інтенсивного оснащення АТЗ сучасними системами конструктивної безпеки довелось на 1990-і роки і орієнтуючись на представлену вікову структуру автомобільного парку, можна припустити, що сучасним вимогам щодо конструктивної безпеки в ньому відповідає не більше 50% легкових автомобілів, 30% автобусів та 22% вантажівок. А це означає, що дорогами сьогодні може пересуватися загалом до 8 млн. одиниць АТЗ, що не повною мірою відповідають вимогам безпеки конструкції.

Вплив факторів дороги та дорожнього середовища на вибір безпечної швидкості визначається станом дорожнього покриття, якістю інфраструктурного облаштування, рівнем досконалості керування дорожнім рухом. Останнє значною мірою сприяє створенню сприятливого дорожнього середовища: формуванню однорідних транспортних потоків смугами руху, нормуванню їх безпечного швидкісного режиму, раціональному використанню реверсивних смуг, безконфліктному світлофорному регулюванню на перехрестях тощо. На жаль, усі перелічені показники факторів дороги та дорожнього середовища у дійсності залишають бажати кращого. Така дорожня ситуація в сукупності з автомобільним парком, що значною мірою не відповідає вимогам забезпечення конструктивної безпеки машин, генерує схильність дорожньо-транспортної системи до ДТП.

Всесвітня організація охорони здоров'я наголошує на найважливішій ролі для забезпечення БДД у подібних ситуаціях управління швидкістю. Мета управління – визначити рівень швидкості, необхідний для безпечного використання вулиці чи дороги та вжити заходів для досягнення цієї мети.

Найважливішим елементом управління швидкістю на погляди ВООЗ є обґрунтований вибір обмеження швидкості, зрозумілий і роз'яснений населенню. При цьому необхідний контроль швидкісного режиму та застосування невідворотних санкцій до порушників. За аналізом ВООЗ невиконання останньої умови ніде у світі не дає добрих результатів з управління швидкістю [22]

Однією з найважливіших завдань забезпечення невідворотності

покарання за перевищення швидкості є підвищення якості моделювання ДТП, зокрема його математичного опису. Від коректності математичного опису залежить точність розрахункового визначення параметрів швидкості на всіх досліджуваних стадіях ДТП і встановлення винності його.

При цьому ключовим параметром, що визначає всю наступну динаміку розвитку ДТП, є швидкість ТЗ перед ДТП. Розробці методів визначення швидкостей ТЗ, що передують ДТП, присвячені дослідження багатьох українських та зарубіжних вчених.

За всієї багатоплановості та масштабності проходження останніх років дотепер у методології реконструкції ДТП щодо визначення початкової швидкості залишається низка спірних питань. Для їхньої коректної постановки доцільно провести аналіз методів визначення швидкості, які застосовуються при експертизах ДТП.

### 1.3. Аналіз методів визначення швидкості руху транспортних засобів під час експертиз ДТП

Методи визначення швидкостей при ДТП, які використовуються сьогодні в експертній практиці, можна представити чотирма основними способами.

Найбільш простий спосіб заснований на визначенні швидкості виходячи з умов дорожньої обстановки, зокрема умов входження ТЗ у поворот та умов видимості. Другий спосіб базується на визначенні швидкості по довжині слідів

гальмування (юза) та волочіння, зафіксованих на місці події. Третій спосіб – визначення швидкості на підставі законів збереження енергії та кількості руху, що базується на врахуванні параметрів переміщень («розльоту») ТЗ після зіткнення. Він може застосовуватися разом із другим способом у разі наявності слідів гальмування, а за їх відсутності – самостійно. Нарешті, четвертий метод – визначення швидкості з отриманих транспортними засобами деформацій.

Спосіб заснований на визначенні кінетичної енергії, витраченої на деформацію елементів конструкції ТЗ у місці контакту при зіткненні.

### 1.3.1. Визначення швидкості ТЗ виходячи з умов дорожньої обстановки

Спосіб застосовується у разі очевидного зв'язку ДТП з умовами дорожньої ситуації. Найчастіше при вирішенні подібних завдань в експертній практиці зустрічається потреба визначення швидкості руху ТЗ на основі обліку максимально допустимої швидкості руху за умовами входження в поворот [6,7,]

$$V_{max} = \sqrt{127 \cdot R \cdot \phi}, \quad (1.1.)$$

де:  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку;

R – радіус заокруглення дороги, м.

або за умовами видимості

$$V_{max} = 3,6 \cdot \sqrt{j_e \cdot T^2 + 2 \cdot 127 \cdot j_e \cdot S_B R} = 3,6 \cdot j_e, \quad (1.2.)$$

де:  $S_B$  - відстань видимості, м;

$j_e$  - уповільнення при екстремому гальмуванні, м/с<sup>2</sup>;

T – сумарний час запізнення початку гальмування:

$t_1$  - час реакції водія;

$t_2$  - час запізнення лі гальмівного приводу (період від початку натискання на гальмівну педаль до початку зменшення швидкості ТЗ), с;

$t_3$  - час наростання тиску в гальмівній системі максимального, с.

$$T = t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3$$

При явній простоті наведених способів їх точність залежить від достовірності даних по радіусу заокруглення дороги R і якості слідчого експерименту визначення відстані видимості  $S_B$ .

### 1.3.2. Визначення швидкості ТЗ за довжиною слідів гальмування та волочіння

Один із найпоширеніших методичних підходів - визначення швидкості транспортного засобу по довжині слідів гальмування (юза), ковзання, волочіння, зафіксованих на місці події. Цей спосіб є сьогодні найзастосовнішим в експертній практиці, обґрунтованим безліччю наукових праць, методичних

посібників із наведеними у них формулами та коефіцієнтами. Його перевагою є проста розрахунку, а значить і швидкість проведення експертного дослідження. Але за його використання ігнорується ряд істотних недоліків. По-

перше, такий розрахунок проводиться з урахуванням довжини залишених слідів юза. Якщо їх не видно або не зафіксовано, вважається, що водій ТЗ не

гальмував, а це не завжди відповідає істині. Адже сьогодні значна частка автомобілів парку України має систему ABS, яка виключає на певних швидкостях блокування коліс та не залишає слідів гальмування. По-друге, у

цьому способі не враховується вплив дії одного транспортного засобу на

переміщення іншого. Наприклад, автомобіль залишив сліди гальмування довжиною 10м, а потім зіткнувся з іншим транспортним засобом, просунувши його ще на 20м. У розрахунку в такий спосіб буде врахована лише довжина слідів 10м і тому розрахована швидкість зіткнення виявиться дуже незначною.

Безперечно, щоб перемістити інше ТЗ на відстань 20м треба мати великий занос кінетичної енергії, а значить і швидкість. Особливо це очевидно, коли переміщений транспортний засіб має велику масу. По-третє, у цьому способі не враховуються витрати кінетичної енергії на утворення пошкоджень ТЗ. Адже

при зіткненні швидкість може суттєво гаситись у процесі деформацій

конструкції обох ТЗ

Основна розрахункова формула, що використовується в практиці для визначення швидкості руху транспортних засобів по слідах гальмування, є

окремим випадком розрахунку витрат енергії на переміщення тіла заданої маси на відстань  $S$  при нормованому значенні уповільнення. Вона виглядає так [9,15,]:

$$V_A = 1,8 \cdot t_3 \cdot j_e + \sqrt{25,92 \cdot j_e \cdot S_{Ю} - B}, \quad (1.3.)$$

де:  $S_{Ю}$  - довжина слідів гальмування(юза) від транспортного засобу у конкретній дорожній ситуації, м;

$B$  - основа конкретного транспортного засобу, м;  $t_3, j_e$  - гальмівні характеристики транспортних засобів у конкретній дорожній ситуації, а саме, час наростання тиску в гальмівній системі ( $t_{3,c}$ ) та уповільнення при екстремому

гальмуванні ( $j_e, \text{м/с}^2$ )

Проте, навіть ця найпростіша і найчастіше використовувана формула, не враховує багатьох нюансів реального зіткнення, наприклад кут взаєморозташування транспортних засобів при ДТП, кут їхнього виходу з контакту, кілька стадій слідоутворення і гальмування тощо. Якщо процес гальмування складається з кількох стадій, визначених, наприклад, первинними слідами гальмування, вторинними слідами і відстанню з-поміж них, то рекомендується до використання залежність, яка примірлива до ситуації, зображеної рис. 1.8., має вигляд:

$$V_A = 1,8 \cdot (2 \cdot t_3 \cdot t_5) \cdot j_e + \sqrt{25,92 \cdot j_e \cdot (S'_{ю} + S''_{ю}) + 25,92 \cdot g \cdot f \cdot S_H}, \quad (1.4.)$$

де:  $S$  – довжина первинних слідів гальмування (юза) від транспортного засобу, м;

$S'_{ю}$  – довжина вторинних слідів гальмування (юза) від транспортного

засобу, м;

$S_H$  – відстань пройдена транспортним засобом між первинним та вторинним слідоутворенням, м;

$t_3, t_5, j_e$  – гальмівні характеристики транспортних засобів у конкретній дорожній ситуації, а саме - час наростання тиску в гальмівній системі ( $t_3, \text{с}$ ), час гальмування коліс транспортного засобу ( $t_5, \text{с}$ ), що уповільнилися при екстремому гальмуванні ( $j_e, \text{м/с}^2$ ); Час  $t_5$  для автомобілів з гідравлічним приводом рекомендується приймати 0,3 с, а з пневматичним приводом 1,5-2,0 с;

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

$f$  – коефіцієнт опору ковчезно конкретної поверхні руху.

Існує ще один характерний вид слідів процесу гальмування, який зустрічається здебільшого поза населеними пунктами і складається з гальмівних слідів юзу та слідів волочіння транспортного засобу після фактичного зіткнення (рис. 1.9.). У цьому випадку рекомендується застосовувати залежність:

$$V_A = 1,8 \cdot t_3 \cdot j_e + \sqrt{25,92 \cdot j_e \cdot S_{ю} + 25,92 \cdot j_B \cdot S_B}, \quad (1.5.)$$

де:  $S_{ю}$  – довжина слідів гальмування (юза), транспортного засобу на проїжджій

частині, м;  
 $S_B$  – довжина слідів волочення транспортного засобу на проїжджій частині, м;  
 $t_3, j_e, j_B$  – гальмівні характеристики транспортного засобу, а саме – час наростання тиску в гальмівній системі ( $t_3, c$ ) і уповільнення при екстремуму гальмуванні ( $j_e, m/c^2$ ) і при волоченні ( $j_B, m/c^2$ ).

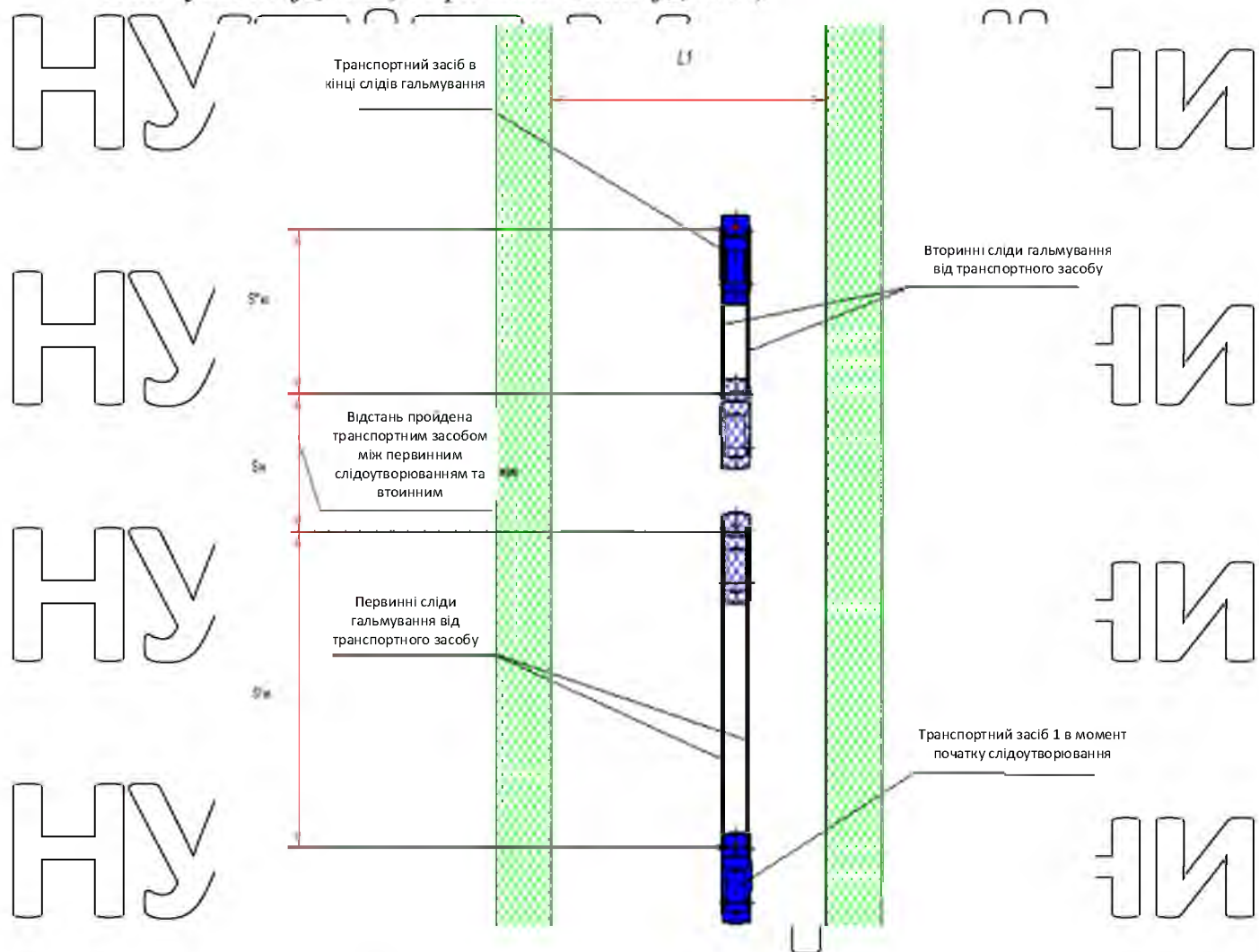


Рис. 1.9. Процес гальмування транспортного засобу, що складається з кількох

стадій  
 $S_0$  – довжина первинних слідів гальмування (юза) від транспортного засобу;  
 $S_{10}$  – довжина вторинних слідів гальмування (юза) від транспортного засобу;  
 $S_H$  – відстань, пройдена транспортним засобом між первинним та вторинним слідоутворенням.

НУБІП України



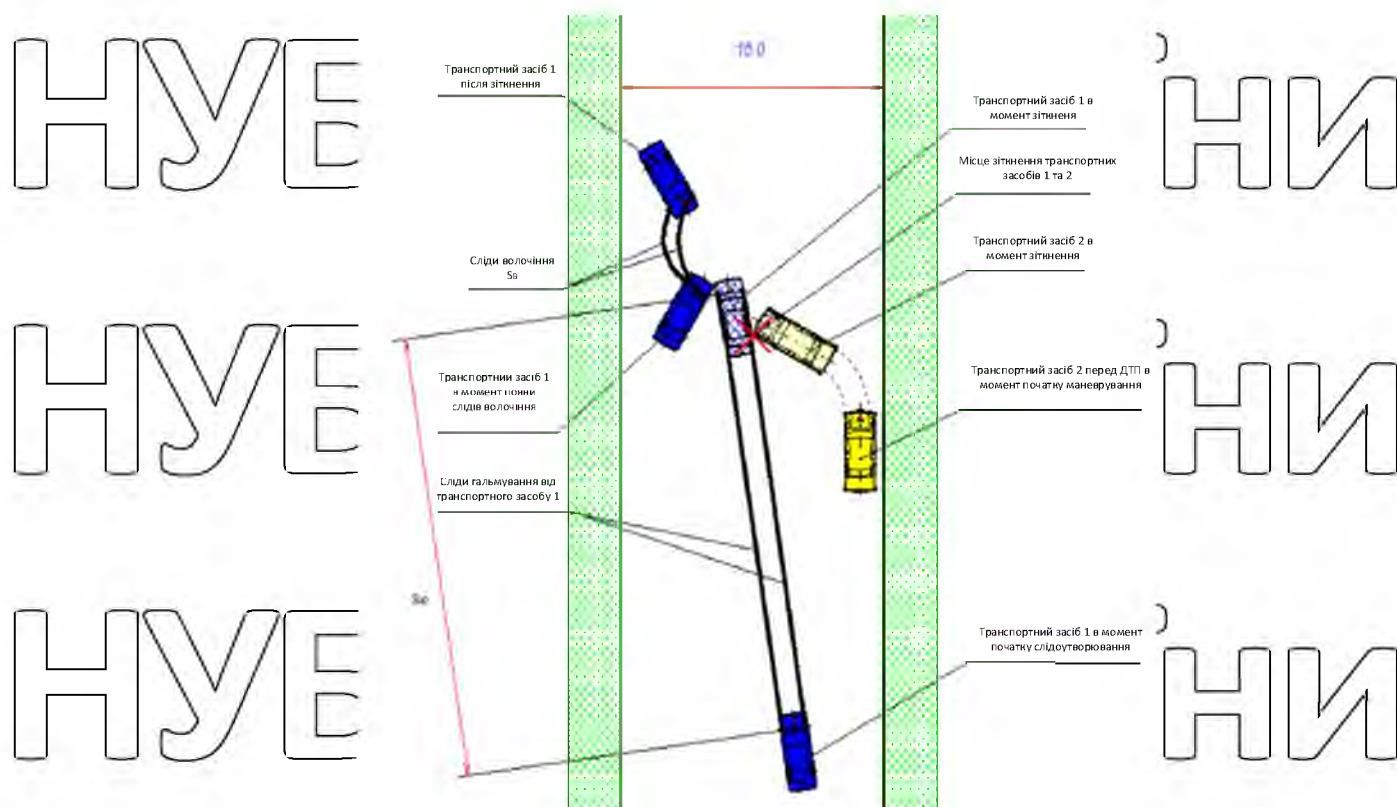


Рис. 1.10. Схема ДТП зі слідоутвореннями юзу та волочіння

$S_{ю}$  – довжина слідів гальмування (юзу) транспортного засобу на проїжджій частині;

$S_B$  – довжина слідів волочіння транспортного засобу на проїжджій частині.

### 1.3.3. Визначення швидкості ТЗ на основі законів збереження енергії та кількості руху

Спосіб заснований на визначенні енергетичних витрат на переміщення ТЗ

при їхньому розльоті після зіткнення. Як відомо з теоретичної механіки, кількість руху деякої системи буде постійним за величиною та напрямком, якщо результуючий вектор зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю.

Вектор рівнодіючої кількості руху двох автомобілів до зіткнення і після нього залишається незмінним за величиною та напрямком. Отже, паралелограми,

побудовані на векторах кількості руху автомобілів до зіткнення і після нього, матимуть загальну діагональ, що є вектором рівнодіючої кількості руху автомобілів в момент їх зіткнення (рис. 1.11).

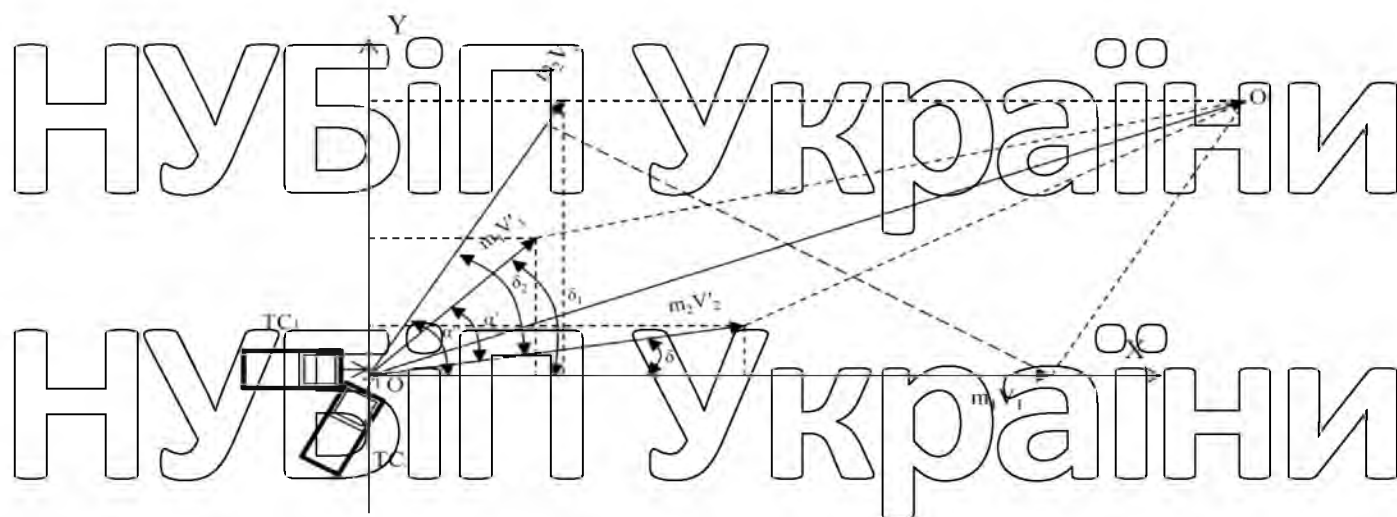


Рис. 1.11. Взаємозв'язок векторів кількості руху транспортних засобів до та

після зіткнення

Усі основні параметри процесу зіткнення можна розділити на дві групи параметри, що визначають зміну швидкостей руху ТЗ, та параметри, що визначають взаємне розташування їх у момент удару. До основних параметрів, що визначають зміну швидкості та напрямки руху ТЗ, можна віднести такі величини:

➤ швидкості транспортних засобів у момент початкового контакту при зіткненні  $V_1$  та  $V_2$ ;

➤ швидкості транспортних засобів безпосередньо після удару  $V'_1$  та  $V'_2$ ;

➤ кут між напрямками руху на момент удару (кут зустрічі)  $\alpha''$ ;

➤ кут відхилення напрямку руху транспортних засобів після

удару (кут відкидання) 1, 2;

➤ кут між напрямками руху транспортних засобів після удару (кут розбіжності)  $\alpha'$ ;

➤ кут між напрямками руху  $TZ_1$  до моменту зіткнення та  $TZ_2$  після нього  $\delta$ .

Для визначення швидкості руху транспортних засобів безпосередньо перед ДТП необхідно вибрати координатні осі таким чином, щоб початок координат проходив через точку зіткнення  $G$ . Ось  $Ox$  направимо по ходу руху автомобіля  $TZ_1$  до зіткнення, вісь  $Oy$  – перпендикулярна до осі  $Ox$ . Вектори

кількості руху до зіткнення перенесемо по лінії їхньої дії на початок координат.

На підставі закону збереження та кількості руху маємо:

$$\overline{m_1 \cdot V_1} + \overline{m_2 \cdot V_2} = \overline{m_1 \cdot V_1'} + \overline{m_2 \cdot V_2'} = \text{const}, \quad (1.6)$$

де:  $m_1$  та  $m_2$  - маси транспортних засобів 1 та 2;

$V_1$  та  $V_2$  – швидкості руху транспортних засобів  $TЗ_1$  та  $TЗ_2$  до зіткнення;

$V_1'$  та  $V_2'$  – швидкості руху транспортних засобів  $TЗ_1$  та  $TЗ_2$  після зіткнення.

Спроектуємо вектори кількості руху на осі координат. У проекції на вісь  $Ox$  рівняння (1.6.) набуває вигляду:

$$\overline{m_1 \cdot V_1} + \overline{m_2 \cdot V_2} \cdot \cos \alpha'' = \overline{m_1 \cdot V_1'} \cdot \cos \delta_1 + \overline{m_2 \cdot V_2'} \cdot \cos \delta_1 \quad (1.7.)$$

У проекції на вісь  $Oy$ :

$$\overline{m_2 \cdot V_2} \cdot \sin \alpha'' = \overline{m_1 \cdot V_1'} \cdot \sin \delta_1 + \overline{m_2 \cdot V_2'} \cdot \sin \delta_1 \quad (1.8.)$$

Рівняння (1.7. та 1.8.) визначають взаємозв'язок векторів кількості руху у вибраній системі координат.

Швидкості руху транспортних засобів  $V_1'$  та  $V_2'$  після зіткнення можуть бути визначені, на підставі закону збереження енергії, виходячи з рівності кінетичної енергії ТЗ на стадії розльоту та роботи сил з подолання опору руху ТЗ на шляху розльоту до повної їх зупинки, а саме :

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = m \cdot g \cdot \varphi \cdot S, \quad (1.9.)$$

де:  $m$  - Маса транспортного засобу, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\varphi$  - коефіцієнт зчеплення у поперечному напрямку,

$V$  - швидкості руху транспортного засобу, м/с,

$S$  - шлях розльоту транспортного засобу після зіткнення, м. с.  $g = 9,81$

Тоді для  $TЗ_1$ :

$$V_1' = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_1} \cdot A_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12,69 \cdot m_1 \cdot g \cdot S_1}{m_1}} = \sqrt{254 \cdot \varphi \cdot S_1}, \quad (1.10.)$$

Аналогічно для  $TЗ_2$ :

$$V_2' = \sqrt{254 \cdot \varphi \cdot S_2}, \quad (1.11.)$$

Знаючи кути між напрямками руху та кути відхилення (встановлюються з

аналізу схеми ДТП) з (1.9.) визначаються  $V_2$ , а далі з (1.7.) –  $V_{T_0}$ .

Незважаючи на очевидну фізичну сутність цього способу визначення швидкості, він далеко не завжди застосовується в експертній практиці.

Причини цього пов'язані з складнішими розрахунками в порівнянні з другим способом. При цьому, однак, спосіб приємно вважати «дієздатним» на ринку

авто-експертиз, оскільки він відносно простий у реалізації, не залежить від пояснень учасників ДТП, не вимагає надання ТЗ на огляд експерту – достатньо фото. Остання обставина важлива, оскільки найчастіше експерту необхідно

отримувати дозвіл на огляд ТЗ у дізнавача, слідчого чи судді, бо власники

здебільшого заперечують проти огляду, а це затягує час виконання експертизи (за законом експерту виконання експертизи дається 30 днів).

Проведений аналіз численних експертних завдань, виконаних викладеним способом, показав, що абсолютна більшість експертів при реконструкції ДТП

не враховують наявності на шляхах руху ТЗ до та після зіткнення різного роду порогових перешкод, а також кут фактичного розвороту транспортних засобів

під час удару. Пов'язано це з суперечливістю думок про важливість такого обліку через відсутність науково-обґрунтованих відомостей про роль факторів

розвороту ТЗ після зіткнення та їх контакту з пороговою перешкодою у

формуванні загальних енергетичних витрат на гасіння кінетичних енергій ТЗ при ДТП.

#### 1.3.4. Визначення швидкості виходячи з отриманих деформацій

##### конструкцій ТЗ

Даний спосіб найбільш суперечливий і поки що не знаходить широкого застосування. Незважаючи на очевидність того факту, що чим більша

швидкість автомобіля, тим серйозніші пошкодження він може отримати, на даний момент не існує достатньо обґрунтованих і апробованих методик для

вирішення даного завдання. Ті одиниці експертів, які визначають швидкість автомобіля за деформаціями на основі використання методу кінцевих

елементів, зазвичай видають висновки з декларацією результатів високої

точності, розраховуючи швидкість руху до десятих часток. Така точність дуже сумнівна, адже на швидкість руху автомобіля впливає величезна кількість факторів, а на утворення пошкоджень ще більше. Втрата швидкості при гальмуванні і зіткненні залежить від шин (тиску в них, малюнка протектора,

ступеня його зносу, наявності шипів і т.п.), обтічності кузова, завантаження ТЗ,

у тому числі розташування вантажу, коефіцієнта зчеплення на конкретній ділянці дороги, ефективності системи гальмування, стану гальмівних колодок, наявності антиблокувальної системи, терміну служби автомобіля, а також

багатьох інших факторів, включаючи силу і напрям вітру. Практично всі ці

фактори не враховуються при проведенні розрахунків у цей спосіб, а облік деяких з них просто неможливий. Так, важливою умовою реалізації цього способу є наявність інформації щодо конструкції автомобіля кожної марки,

кожної моделі та модифікації, за жорсткістю його деформованих в результаті

ДТП елементів. Ця інформація заводами-виробниками зазвичай не

розголошується. Більше того, з часом метал старіє і вже іншим чином реагує на навантаження, не кажучи про те, що автомобіль міг піддаватися відновлювальному ремонту, а отже жорсткі властивості конструкції зазнали

деяких змін. Як видно, для об'єктивного, повного та обґрунтованого розрахунку

за цим способом необхідно величезна кількість даних, більшість з яких в даний час залишаються малодоступними. Внаслідок викладеного способу є важкозастосовним для виробництва експертизи ДТП.

Аналіз всіх вищевикладених способів визначення початкових швидкостей

руху ТЗ при ДТП показує, що точність будь-якого з них залежить значною

мірою від коректного вибору вихідних даних для розрахунків, таких як уповільнення ТЗ при екстремому та робочому гальмуванні, коефіцієнт опору коченню, коефіцієнт зчеплення тощо. У довідковій літературі ці дані

наводяться з чималим діапазоном розкиду їх значень. У зв'язку з цим цікавить

оцінка потенційного впливу діапазону розкиду цих значень на кінцеві результати визначення швидкостей ТЗ.

#### 1.4. Оцінка коректності окремих довідкових вихідних даних для реконструкції ДТН

В даний час у розпорядженні експертів і фахівців є великі бази вихідних даних. Проте, рекомендовані довідкові значення мають досить великий розкид.

Наприклад, коефіцієнти опору кочення  $f$  для різних поверхонь руху, що використовуються сьогодні в експертній практиці, наведені в таблиці 1.3

Таблиця 1.3  
Коефіцієнти опору коченню  $f$  для різних поверхонь

Дорожнє покриття	$f$	$(f_{max}/f_{min})$
Асфальтобетонне в хорошому стані	0,014...0,018	1,29
Асфальтобетонне у задовільному стані	0,018...0,020	1,11
Гравійне	0,020...0,025	1,25
Кам'яна бруківка	0,023...0,030	1,30
Грунтова дорога, суха, укочена	0,025...0,035	1,40
Грунтова дорога після дощу	0,050...0,156	3,12
Пісок	0,100...0,300	3,00
Укочений сніг	0,070...0,100	1,43

Аналіз даних табл. 1.3. показує, що розкид значень коефіцієнтів  $f$  навіть на дорогах з твердим асфальтобетонним покриттям становить близько 30%, на укачаних ґрунтових дорогах - 40%, а на розмоклій ґрунтовій дорозі та піску він може змінюватися втричі.

Таблиця 1.4  
Коефіцієнт зчеплення для різних поверхонь руху

Дорожнє покриття	$\varphi$	$(\varphi_{max}/\varphi_{min})$
Асфальтобетонне, цементобетонне:		
сухе	0,7...0,8	1,14
мокре	0,4...0,6	1,50
Щебеневе:		
сухе	0,6...0,7	1,17
мокре	0,3...0,5	1,67
Грунтова дорога		
суха	0,5...0,6	1,00
мокра	0,2...0,4	2,00
покрита укоченим снігом дорога	0,2...0,3	1,50
зледеніла дорога	0,1...0,2	2,00

Аналіз даних таблиці 1.4. показує, що розкид значень коефіцієнта  $\varphi$  5...2,0 рази.

Коефіцієнт поперечного зчеплення  $\varphi_n$  для різних поверхонь та руху рекомендуються визначати з умови:

$$\varphi_n = (0,50 \dots 0,85) \cdot \varphi, \quad (1.12.)$$

Відповідні цій умові значення  $\varphi_n$  представлені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5

Коефіцієнт поперечного зчеплення  $\varphi_n$  для різних поверхонь руху.

Дорожнє покриття	$\varphi$	$\varphi_n$	
		$0,50\varphi$	$0,85\varphi$
Асфальтобетонне, цементобетонне:			
сухе	0,8	0,40	0,68
	0,7	0,35	0,60
	0,6	0,30	0,51
мокре	0,5	0,25	0,43
	0,4	0,20	0,34
Щебенева:			
сухе	0,7	0,35	0,60
	0,6	0,30	0,51
	0,5	0,25	0,43
мокре	0,4	0,20	0,34
	0,3	0,15	0,26
	Грунтова дорога		
суха	0,6	0,30	0,51
	0,5	0,25	0,43
	0,4	0,20	0,34
мокра	0,3	0,15	0,26
	0,2	0,10	0,17
	0,3	0,15	0,26
покрита укоченим снігом дорога	0,2	0,10	0,17
	0,2	0,10	0,17
зледеніла дорога	0,2	0,10	0,17
	0,1	0,05	0,09

Аналіз рекомендованих значень  $\varphi_n$  показує, що тільки виконання умови (1.13) закладає діапазон розкиду  $\varphi_n$  близько 70%.

Крім того, необхідно відзначити відсутність системної актуалізації даних за значеннями з періоду 80-х років ХХ століття. За минулі майже 35 років змінювалися та розвивалися технології та матеріали дорожнього будівництва, удосконалювалися автомобільні шини, що не могло не позначитися на значеннях  $\varphi$ .

У всьому світі спеціалізованими співтовариствами та організаціями щорічно проводяться численні випробування з визначення коефіцієнтів зчеплення в різних умовах, аж до обліку таких факторів, як тиск повітря в шинах, швидкість транспортного засобу, зношеність покриття, склад покриття, співвідношення снігу та льоду на тому самому ділянці проїжджої частини тощо.

У всіх наведених у діапазонах зміни  $\phi$  мінімальні значення вибираються для більш ущільненого, зледенілого, покритого водяною плівкою дорожнього полотна, максимальні значення - для менш ущільнених, пухких покриттів та для чистих сухих доріг.

Аналіз даних показує, що розкид значень коефіцієнта на асфальтових дорогах залежно від мокрого або сухого покриття може змінюватися в 2,5 раз, а при сніговому покриття змінюється в 5,5 раз. Однак, ці дані постійно уточнюються і коригуються, наприклад при сніговому покритті враховується близько 15 критеріїв, що характеризують стан навколишнього середовища, через що і слідує такий великий розкид.

Як впливає з аналізу зарубіжних даних, отримані в ході сучасних досліджень значення мають більш широкий діапазон розкиду, що перебиває рекомендовані значення для типових поверхонь, проте очевидна тенденція більш докладної деталізації стану дороги для кожного виду типової поверхні, в тому числі з урахуванням швидкості руху, типу шин, наявності шинів та ланцюгів протиковзання. Таке розширення діапазону довідкових даних за значеннями  $\phi$  є доцільним і сприяє підвищенню достовірності реконструкції ДТП. Подані значення  $\phi$  можуть бути рекомендовані для використання в експертній практиці з урахуванням того, що сьогодні Україна використовує в дорожньому будівництві матеріали, ідентичні європейським, а її дорогами пересуваються такі ж автомобілі, як і дорогами Європи.

Не можна не відзначити, що суттєвий розкид значень  $\phi$  спричиняє і розкид значень уповільнення ТЗ при повному використанні зчеплення шин з дорогою, яке рекомендується визначати залежно:



$$j = \frac{\varphi}{k_e} \cdot g, \quad (1.13.)$$

де:  $g$  - значення коефіцієнта зчеплення шин з дорогою,

$k_e$  - коефіцієнт ефективності гальмування, що враховує ступінь використання сумарної сили зчеплення шин загальмованих коліс з поверхнею проїжджої частини.

У експертній практиці значення  $k_e$  вибирається в залежності від  $\varphi$ . Якщо при гальмуванні всі колеса транспортного засобу рухалися в заблокованому стані (юзом), рекомендуються наступні максимальні значення коефіцієнта ефективності гальмування:

$$\begin{aligned} k_e &= 1,2 && \text{при } \varphi \geq 0,7 \\ k_e &= 1,1 && \text{при } \varphi = 0,5 - 0,6 \\ k_e &= 1,0 && \text{при } \varphi \leq 0,7 \end{aligned}$$

Якщо гальмування транспортного засобу здійснювалося без блокування коліс, значення  $k_e$  рекомендується вибирати з відповідної літератури. При цьому необхідно відзначити, що в цій літературі відсутні рекомендації щодо вибору  $k_e$  для випадку гальмування без блокування коліс на дорожньому покритті з  $\varphi \leq 0,4$ .

У зарубіжній практиці вплив на значення  $\varphi$  ступеня блокування коліс рекомендується оцінювати на основі аналізу « $\varphi$ -S» діаграми для випадку гальмування за конкретними видами поверхонь.

Для оцінки впливу розкиду значень на результати аналітичного визначення швидкостей руху ТЗ до зіткнення було проведено порівняльний розрахунок для двох варіантів довідкових значень вихідних даних за коефіцієнтами  $\mu$  для випадків ДТП на мокрому асфальтобетонному шосе:

Варіант 1: мінімальне значення  $\mu$ , що дорівнює 0,4 і відповідне йому значення  $\varphi_n$ , розраховане з умови  $\varphi_n = 0,5 \mu$  і становить 0,2.

Варіант 2: максимальне значення  $\mu$ , що дорівнює 0,6 і відповідне йому значення  $\varphi_n$ , розраховане з умови  $\varphi_n = 0,85 \mu$  і становить 0,51.

Розрахунок проведено за способом визначення швидкості ТЗ на основі законів збереження енергії та кількості руху для ситуації, представленої на рис.

1.13.

Результати порівняльного розрахунку початкових швидкостей руху ТЗ до зіткнення представлені у табл. 1.6.

Як впливає з результатів розрахунку, використання довідкових даних за значеннями коефіцієнта зчеплення в межах рекомендованого діапазону, дозволяє експерту суб'єктивно варіювати результатами розрахунків з різницею до 60%, що не сприяє об'єктивності розслідування.

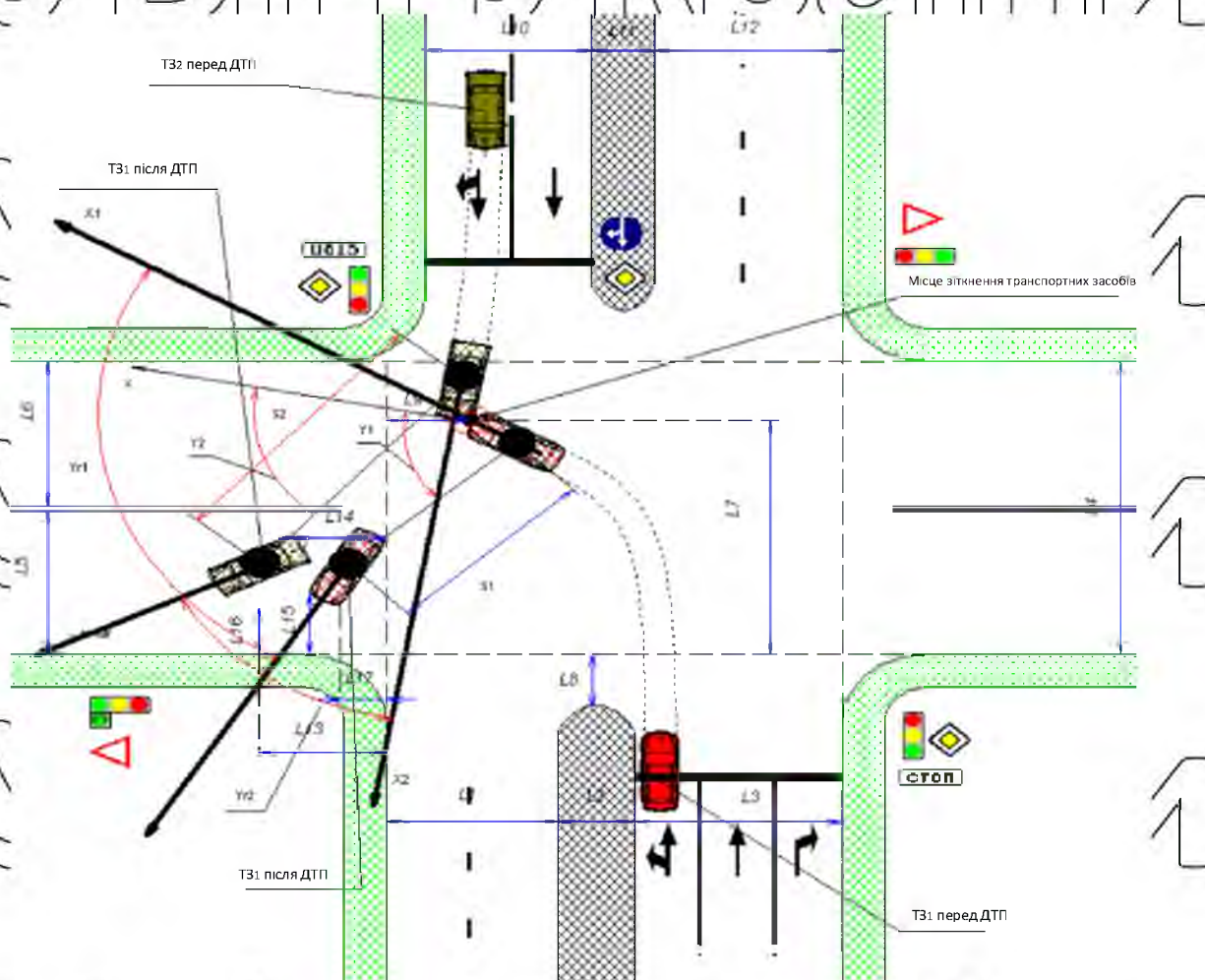


Рис. 1.12. Схема ДТП

Таблиця 1.6

Початкові швидкості ТЗ у ДТП при розкиданні значень у межах рекомендованого діапазону

Транспортний засіб	Початкова швидкість перед ДТП, км/год		$\Delta V$ , км/год
	Варіант 1 = 0,4 $\phi_1 = 0,20$	Варіант 2 = 0,6 $\phi_2 = 0,51$	
$T_{D1} m_1 = 2400, \text{ кг}$	$V_1 = 34$	$V_1 = 54$	20
$T_{D2} m_2 = 1900, \text{ кг}$	$V_2 = 41$	$V_2 = 65$	24

НУБІП УКРАЇНИ

Таким чином, розглянуті вихідні дані, в першу чергу, краще визначати експериментально, що диктує доцільність створення рухомих лабораторій реконструкції ДТП. При цьому умови проведення експерименту (дорожні та метеорологічні умови) мають бути близькими до фактичних обставин події.

НУБІП УКРАЇНИ

Якщо можливість експериментального визначення на місці ДТП відсутня, доцільно користуватися значеннями актуалізованих даних. При цьому за наявності слідів гальмування значення  $\varphi$  необхідно брати для випадку 100% ковзання (повне блокування коліс), а в умовах відсутності слідів гальмування

НУБІП УКРАЇНИ

(для автомобілів з ABS) значення вибираються відповідними максимальним діаграмою « $\varphi - S$ ». У разі момент початку гальмування доцільно визначати під час слідчого експерименту.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОСТІ ТЗ НА РІЗНИХ ЕТАПАХ РОЗВИТКУ ДТП

### 2.1. Методика визначення початкових швидкостей руху ТЗ при ДТП до їхнього зіткнення

Виходячи з принципового підходу до розрахунку швидкостей ТЗ до зіткнення, заснованого на законах збереження енергії та кількості руху (п. 1.4.3), опишемо їхню енергетичну взаємодію при ДТП один з одним, з дорожнім покриттям та з елементами дорожньої обстановки. Розрахунково-ситуаційна схема ДТП, представлена на рис. 2.1., ілюструє зіткнення двох ТЗ з наступним їх «розльотом» за відсутності перешкод шляху їх переміщення після аварійного контакту.

У такій ситуації кінетична енергія ТЗ на стадії їх «розльоту» гаситься роботами на подолання сил опору їх переміщенню до зупинки і сил опору розвороту машин навколо вертикальної осі на відрізку шляху до повної зупинки.

Для ситуації, представленої малюнку 2.1, оцінні швидкості автомобілів марки ТЗ<sub>1</sub> ( $V'_1$ ) і марки ТЗ<sub>2</sub> ( $V'_2$ ) після зіткнення визначаються з вихідного кількості руху цих ТЗ і витрат енергії (робіт сил) з їхньої переміщення з розворотом на стадії розльоту до заняття ними зафіксованого кінцевого стану після ДТП.

Витрати енергії на переміщення можуть бути визначені як:

$$A_{S_1} = m_1 \cdot g \cdot \varphi' \cdot S_1 \quad (2.1.)$$

де:  $g$  - Прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$m_1$  - фактична маса ТЗ<sub>1</sub> у момент ДТП, кг;

$\varphi'$  - коефіцієнт зчеплення у напрямку переміщення для конкретної ділянки дороги;

$S_1$  - величина шляху переміщення ТЗ<sub>1</sub> на стадії розльоту (від прийнятої за розрахункову точку контакту до заняття зафіксованого після ДТП положення).

М.

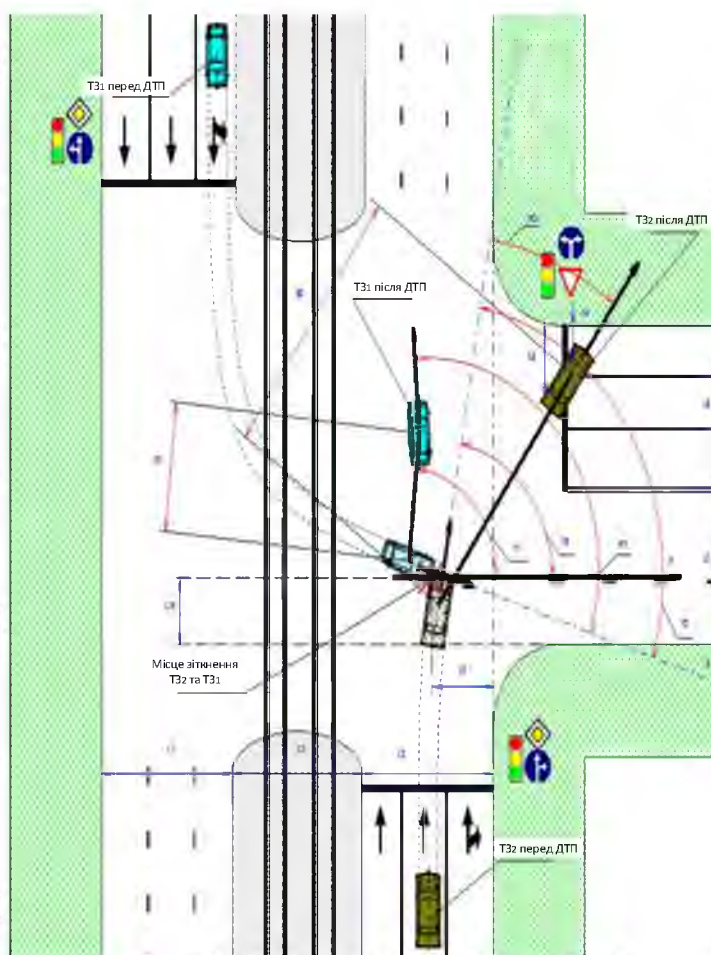


Рис. 2.1 Схема ДТП, яка враховує розворот ТЗ після зіткнення

Витрати енергії (робота сил) на розворот  $TЗ_1$  у процесі його переміщення на стадії розльоту визначається за залежністю:

$$A_{R1} = m_1 \cdot g \cdot E_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \gamma_{R1}}{360} \cdot \varphi' \quad (2.2)$$

де:  $E_1$  - колісна база  $TЗ_1$ , м;

$\gamma_{R1}$  - кут розвороту поздовжньої осі  $TЗ_1$  в ході переміщення на стадії розльоту, град.

Швидкість переміщення  $TЗ_1$  ( $V'_1$ ) після зіткнення може бути визначена з виразу:

$$V'_1 = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_1} \sum_{i=1}^2 A_i} \quad (2.3)$$

де:  $A_i = A_{S1} + A_{R1}$ ,

Аналогічно визначимо витрати енергії (роботу сил) на переміщення  $TЗ_2$  на стадії розльоту:

$$A_{S2} = m_2 \cdot g \cdot \varphi' \cdot S_2 \quad (2.4)$$

де:  $m_2$  - фактична маса ТЗ<sub>2</sub> в момент ДТП, кг;

$S_2$  - величина шляху переміщення ТЗ<sub>2</sub> на стадії розльоту (від прийнятої за розрахункову точку контакту до заняття зафіксованого після ДТП положення).

Витрати енергії (робота сил) на розворот ТЗ<sub>2</sub> у процесі його переміщення на стадії розльоту визначається з виразу:

$$A_{R2} = m_2 \cdot g \cdot B_2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot Y_{R2}}{360} \cdot \varphi' \quad (2.5)$$

де:  $B_2$  - колісна база ТЗ<sub>2</sub>, м;

$Y_{R2}$  - кут розвороту поздовжньої осі ТЗ<sub>2</sub> в ході переміщення на стадії розльоту, град.

Швидкість переміщення ТЗ<sub>2</sub> ( $V'_2$ ) після зіткнення визначається з виразу:

$$V'_2 = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_2} \sum_{i=1}^2 A_i} \quad (2.6)$$

де:  $A_i = A_{S2} + A_{R2}$ .

Значення швидкостей  $V_1$  та  $V_2$  визначимо із залежностей, складених на підставі закону збереження кількості руху з урахуванням проектування векторів кількості руху ТЗ<sub>1</sub> та ТЗ<sub>2</sub> на координатні осі X та Y.

$$V_1 \cdot m_1 = V'_1 \cdot m_1 \cdot \cos Y_1 + V'_2 \cdot m_2 \cdot \cos Y_2, \quad (2.7)$$

$$V_2 \cdot m_2 = V'_2 \cdot m_2 \cdot \sin Y_2 + V'_1 \cdot m_1 \cdot \sin Y_1, \quad (2.8)$$

Тоді, швидкості ТЗ<sub>1</sub> і ТЗ<sub>2</sub> до моменту їх зіткнення один з одним з урахуванням (2.3.) та (2.6.) можуть бути визначені залежно

$$V_1 = V'_1 \cdot \cos Y_1 + \frac{m_2}{m_1} \cdot V'_2 \cdot \cos Y_2, \quad (2.9)$$

$$V_2 = V'_2 \cdot \sin Y_2 + \frac{m_1}{m_2} \cdot V'_1 \cdot \sin Y_1, \quad (2.10)$$

де:  $Y_1, Y_2$  - кути розвороту відповідно до ТЗ<sub>1</sub> і ТЗ<sub>2</sub> щодо координатної осі «X», отримані із змодельованої масштабної схеми з урахуванням характеру їх переміщень на стадії розльоту, град.

Поряд із ситуацією, представленою на рис. 2.1., в умовах міського руху досить часто ТЗ до та після зіткнення мають контакти з різними елементами дорожнього облаштування, найбільш поширеними з яких є трамвайні колії та бордюрні огороження дорожнього полотна (рис. 2.2.).

Приймаючи як припущення, що енергетичні витрати на подолання порогових перешкод на шляхах руху ТЗ у процесі ДП є значущими, тобто мають однопорядкові значення з величинами витрат на переміщення ( $A_s$ ) та на розворот ( $A_R$ ), представимо сумарні витрати енергії на переміщення ТЗ стадії розльоту у вигляді:

$$A = A_s + A_R + A_{п. Дж} \quad (2.11)$$

де:  $A_{п. Дж}$  - енергетичні витрати на подолання ТЗ порогової перешкоди.

Для виявлення обгрунтованості прийнятого припущення розглянемо процес взаємодії колісного рушія з граничною перешкодою.

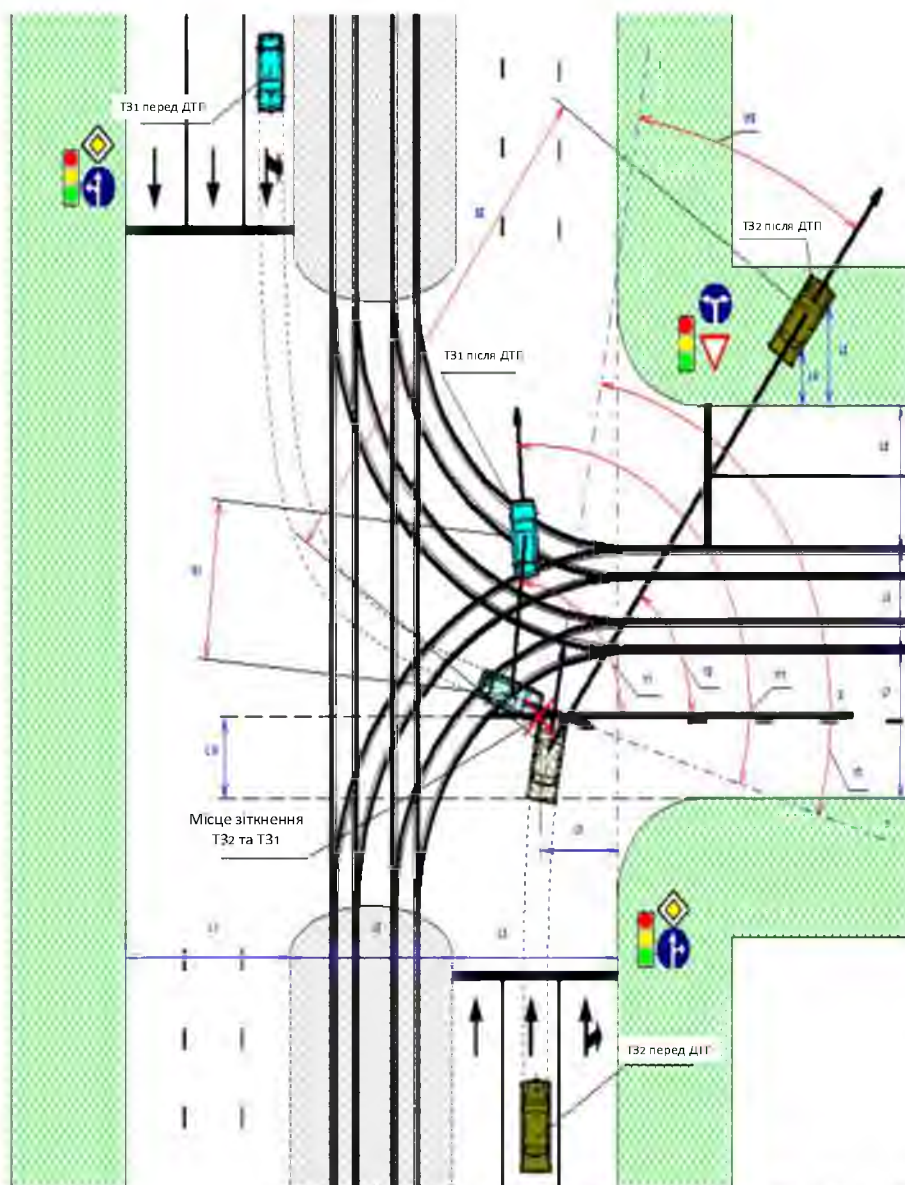


Рис. 2.2. Схема ДПГ, яка враховує розліт ТЗ після зіткнення з подоланням порогових перешкод.

## 2.2. Математична модель взаємодії еластичного колеса з пороговою перешкодою при ДТП

Особливості взаємодії колісного рушія з граничною пороговою перешкодою при ДТП зумовлюються режимом руху коліс автомобіля на стадії «розльоту» після зіткнення. Аналіз типових ситуацій «розльоту» показує, що можливі два характерні режими руху коліс у площині їх обертання під дією зусилля, що штовхає від сили інерції поступального руху гальмівного автомобіля: вільне кочення коліс у веденому режимі або рух повністю загальмованих коліс в режимі юза. У першому випадку має місце перекочування колеса, а в другому - його перекозання через граничну порогову перешкоду. Другий випадок руху зустрічається найчастіше.

У вітчизняній експертній практиці реконструкції ДТП облік подолання порогової перешкоди розглядався при розрахунку енергетичних витрат на подолання порогу враховувати лише зміну потенційної енергії, що викликається підйомом автомобіля на висоту порога « $h$ » за його подолання. В цьому випадку робота подолання порогу визначається за залежністю:

$$A_{\text{п}} = m_a \cdot g \cdot h, \text{ Дж} \quad (2.12.)$$

де:  $m_a$  - повна маса автомобіля у момент ДТП, кг;

$g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$h$  - висота порогової перешкоди, м.

При цьому самі ж автори наголошують на недостатній коректності такого підходу при вирішенні завдань реконструкції ДТП. Тим не менш, дотепер більшість експертів при визначенні енергетичних витрат на подолання порогової перешкоди на стадії розльоту АТЗ після удару використовують саме цю залежність.

Очевидно, що в подібних розрахунках не враховуються енергетичні витрати на подолання сил опору руху колеса по ребру порогової перешкоди, деформацію пружних елементів колеса і підвіски, подолання сил сухого тертя в її шарнірах і стиснення амортизаторів.

В цілому, для оцінки необхідності обліку енергетичних витрат на



подолання ТЗ порогових перешкод на шляхах розльоту після зіткнення при ДТП при розрахунку початкових швидкостей руху за доцільне розглянути дві граничні, з точки зору енерговитрат, ситуації:

➤ ситуація мінімальних енерговитрат – подолання рейок трамвайних колій - тельною укладанням на проїжджій частині при висоті виступаючої частини головки рейки не більше 0,03м;

➤ ситуація максимальних енергетичних витрат – подолання бордюрного огородження дорожнього полотна проїзної частини висотою 0,2 м з кутом зустрічі коліс ТЗ з ребром бордюру 90°.

Як робочої гіпотези приймемо, що в першій ситуації енергетичні витрати формуються в основному потенційною енергією підйому автомобіля на висоту виступу рейки та роботою на подолання сил опору ковзанню шини заблокованого колеса по ребру та поверхні рейки. Витрати енергії на деформацію шин і підвіски ТЗ у разі можуть бути незначними й у розрахунок не приймаються.

У другій ситуації крім енерговитрат на підйом і ковзання колеса через поріг мають місце витрати на деформацію підвіски ТЗ, як правило, до її пробою, і деформацію шин до контакту реборди обода з рубом порога.

Значення цих витрат можуть виявитися визначальними та повинні враховуватися при розрахунках.

Для підтвердження цієї гіпотези було виконано комплекс теоретичних та експериментальних досліджень, представлений нижче.

### 2.2.1. Визначення силових факторів взаємодії пружного колеса з абсолютно жорсткою пороговою перешкодою

При визначенні силових факторів взаємодії заблокованого колеса з порогом пропонується, як припущення, розглянути цю взаємодію у вигляді чотирьох квазістатичних послідовних з точки зору коливальних процесів фаз.

Фаза 1 - початковий момент контакту колеса із порогом (рис. 2.3.); фаза 2 - деформація колеса в зоні контакту з ребром порога та підйом його на висоту,

що відповідає втраті контакту з опорною поверхнею дороги (рис. 2.3.); фаза 3 - ковзання колеса по ребру порога до його повного підйому на висоту порога  $h$  (рис. 2.3.); фаза 4 - ковзання колеса по верхній площині порога (рис. 2.3.)

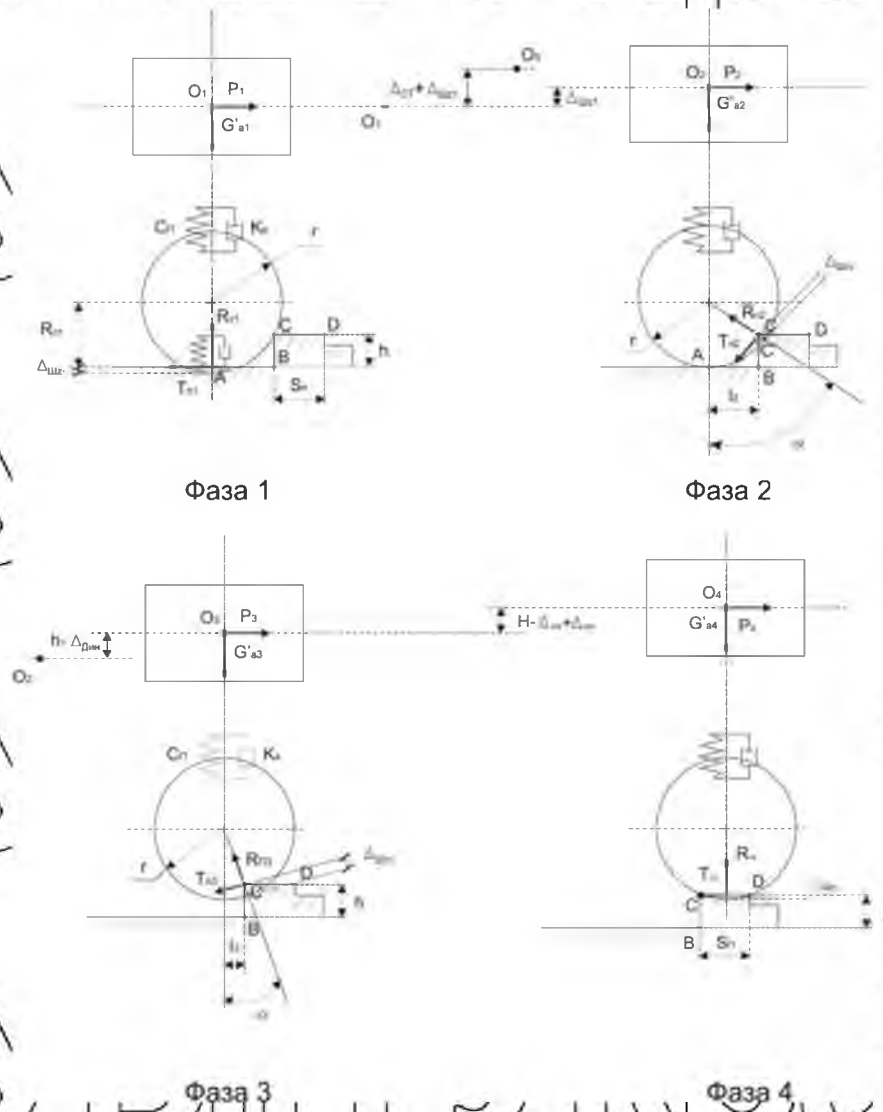


Рис. 2.3. Фази силової взаємодії колеса з пороговою перешкодою

### 2.2.2. Рух колеса у першій фазі

Рух характеризується параметрами ковзання автомобіля з півністю заблокованими колесами траєкторії руху від точки зіткнення  $T_3$  до точки «С» початкового контакту колеса з ребром порога.

Силві фактори взаємодії коліс з опорною поверхнею визначаються рівняннями силового балансу для такого варіанту руху відповідно до розрахункової схеми рис. 2.4

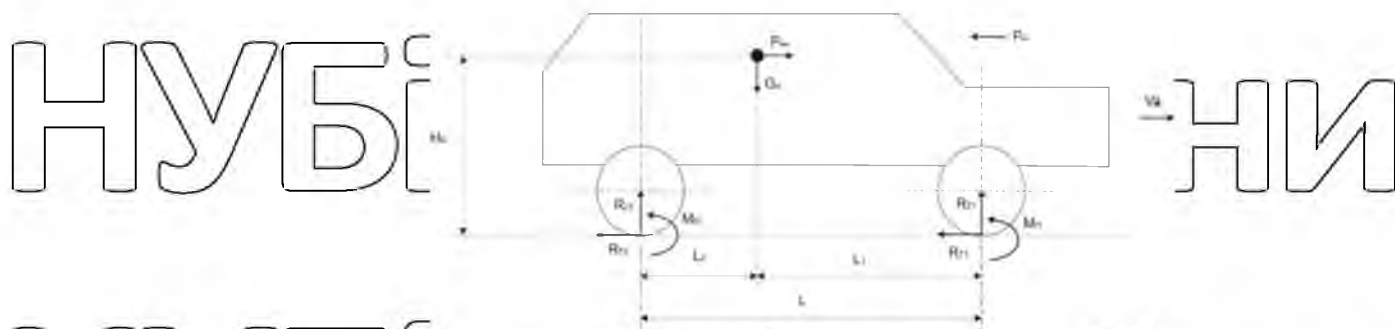


Рис. 2.4. Розрахункова схема руху автомобіля з постійним уповільненням  
Загальне рівняння руху автомобіля по рівній поверхні при гальмуванні з постійним негативним прискоренням  $j$  має вигляд:

$$P_{\text{ін}} = P_T + P_f \pm P_\beta + P_w, \quad (2.13.)$$

де:  $F_{\text{ін}}$  - сила інерції, що діє на автомобіль при гальмуванні, Н;

$P_f$  - сумарна гальмівна сила, Н;

$P_f$  - сила опору коченню, Н;

$P$  - сила опору підйому, Н;

$P_w$  - сила опору повітря, Н.

У розгорнутому вигляді з урахуванням відомих з теорії експлуатаційних властивостей автомобіля залежностей вираз (2.13.) набуває вигляду:

$$m_a \cdot j \cdot \delta_a = \sum R_{Ti} + \sum f_i \cdot R_{Zi} \pm G_a \cdot \sin\beta + k_w \cdot F \cdot V_a^2, \quad (2.14.)$$

де:  $m_a$  - повна маса автомобіля, кг;

$j$  - уповільнення автомобіля, м/с<sup>2</sup>;

$\delta_a$  - коефіцієнт наведеної маси автомобіля

$G_a$  - повна вага автомобіля, Н;

$k_w$  - коефіцієнт опору повітря, Нс<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$F$  - лобова площа автомобіля, м<sup>2</sup>;

$V_a$  - швидкість автомобіля, м/с;

$f_i$  - коефіцієнт опору кочення  $i$ -го колеса;

$R_{Ti}$  - поздовжня реакція на  $i$ -му колесі при гальмуванні, Н;

$R_{Zi}$  - нормальна реакція на  $i$ -му колесі;

$\beta$  - кут нахилу дороги, град.

Для випадку екстреного гальмування автомобіля доцільно визначити ряд припущень, а саме:

екстремне гальмування проводиться при від'єднанні від двигуна колес, коефіцієнт наведений маси при цьому дорівнює 1,0; сила опору повітря при інтенсивному гальмуванні із середньою швидкістю  $V_A < 60$  км/год мала, її можна знехтувати, тобто;

сила опору коченню під час руху дорогою з твердим рівним покриттям значно менше тальмівних сил, тобто екстремне гальмування відбувається при повному блокуванні всіх коліс.

З урахуванням прийнятих припущень вираз (2.14.) для випадку руху

горизонтальною поверхнею ( $\beta = 0$ ) спрощується до виду:

$$m_a \cdot j_e = \sum R_{Ti} \quad (2.15)$$

де:  $j_e$  - уповільнення автомобіля при екстремному гальмуванні, м/с<sup>2</sup>.

$$R_{Ti} = R_{Zi} \cdot \varphi_{di}, \quad (2.16)$$

де:  $\varphi_{di}$  - коефіцієнт зчеплення  $i$ -го колеса з дорожньою поверхнею.

Для 2-вісного автомобіля при  $\varphi_{d1} = \varphi_{d2} = \varphi_d$

$$m_a \cdot j_e = R_{Z1} \cdot \varphi_d + R_{Z2} \cdot \varphi_d, \quad (2.17)$$

Значення  $R_{Z1}$  та  $R_{Z2}$  з урахуванням перерозподілу реакцій при гальмуванні

визначаються за виразами:

$$R_{Z1} = \frac{G_a \cdot (L_2 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \quad (2.18)$$

$$R_{Z2} = \frac{G_a \cdot (L_1 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \quad (2.19)$$

де:  $H_G$  - висота розташування центру ваги автомобіля, м;

$L$  - база автомобіля, м;

$L_1$  та  $L_2$  - відстань від центру тяжкості до передньої та задньої осей відповідно, м.

Таким чином, силові фактори взаємодії, а саме штовхаюче зусилля  $P_1$ ,

осьові навантаження  $G_{ai}$  з урахуванням їх перерозподілу при екстремному

гальмуванні та статична деформація шин (рис. 2.3.а) при відомих значеннях геометричних, масових та жорстких характеристик 2х-вісного автомобіля знаходяться в результаті розв'язання системи рівнянь (2.20.)

$$\begin{cases}
 P_1 = m_a \cdot j_e - R_{Z1} \cdot \varphi_D - R_{Z2} \cdot \varphi_D \\
 R_{Z1} = \frac{G_a \cdot (l_2 + \varphi_D \cdot H_G)}{L} \\
 R_{Z2} = \frac{G_a \cdot (l_1 + \varphi_D \cdot H_G)}{L} \\
 G'_{a1} = R_{Z1} \\
 \Delta_{rZ1} = \frac{R_{Z1}}{r}
 \end{cases} \quad (2.20)$$

Енергетичні витрати на подолання порога у першій фазі відсутні.

### 2.2.3. Рух колеса у другій фазі

Рух характеризується параметрами взаємодії колеса з ребром порогу в точці С (рис. 2.3. фаза 2) реакцією  $R_n$ , спрямованої до центру колеса і тангенціальною силою опору ковзання колеса по ребру порога  $T_n$ . Приймаючи як припущення, що внаслідок короткостроковості фази деформація пружного елемента підвіски не встигає відбутися, і що переміщення колеса по ребру порога до стану відриву від опорної поверхні крайньої незначна, пропонується енергетичні витрати на подолання порогу в цій фазі розглядати лише у вигляді витрат на радіальну деформацію шини  $G'_{n2}$ , під дією реакції  $R_n$ . Приймаючи  $G'_{a2} = G'_{a1}$  значення  $R_{n2}$  можна розрахувати залежно від:

$$R_{n2} = P_2 \cdot \sin \alpha + G'_{a2} \cdot \cos \alpha, \quad (2.21)$$

де:  $P_2$  - штовхаюче зусилля на колесі у фазі 2 Н;

$\alpha$  - кут в'їзду колеса на ребро порогу, град.

Для 2-вісного автомобіля  $P_2$  з урахуванням відриву коліс першої осі від опорної поверхні може бути розраховано відповідно до рис. 2.4. за залежністю:

$$P_2 = m_a \cdot j_e - R_{T2} = m_a \cdot j_e - R_{Z2} \cdot \varphi_D \quad (2.22)$$

При цьому значення  $R_{Z2}$  приймається рівним значенням, розрахованим для першої фази.

З розрахункової схеми (рис. 2.3. - фаза 2)

$$\sin \alpha = \frac{l_2}{r - \Delta_{rп2}}, \quad (2.23)$$

де:  $l_2$  - плече докладання сили  $G'_{a2}$  щодо точки С, м.

$$\cos \alpha = \frac{r - h}{r - \Delta_{rп2}} \quad (2.24)$$

де:  $\Delta_{гп2}$  – радіальна деформація шини колеса у місці контакту з ребром порогу, м.

Радіальна деформація шини  $\Delta_{гп2}$  визначається з урахуванням припущення про лінійний характер залежності

$$R_{п2} = C_r \cdot \Delta_{гп2}, \quad (2.25.)$$

де  $C_r$  – радіальна жорсткість шини, м/Н. Тоді

$$\Delta_{гп2} = \frac{R_{п2}}{C_r}, \quad (2.26.)$$

З урахуванням викладеного вираз (2.21.) перетворюється на вид:

$$R_{п2} = (m_a \cdot j_e - R_{z2} \cdot \varphi_d) \cdot \frac{\sqrt{\left(r^2 - \frac{R_{п2}}{C_r}\right)^2}}{\frac{R_{п2}}{C_r}} + G'_{a2} \cdot \frac{r-h}{\frac{R_{п2}}{C_r}}, \quad (2.27.)$$

Для виконання розрахунків  $\Delta_{гп2}$  за відсутності у розпорядженні експерта довідкових даних за значенням  $C_r$  може бути використана рекомендована в роботі [5] емпірична залежність

$$\Delta_{гп2} = \frac{k_z \cdot R_{п2}^{3/4}}{(1 + P_{вп})^2}, \quad (2.28.)$$

де:  $\Delta_{гп2}$  – радіальна деформація шини, см,

$k_z$  – емпіричний коефіцієнт, рівний широкого діапазону шин 0,08-0,12;

$P_{вп}$  – тиску повітря в шинах, кг·с/см<sup>2</sup>.

Спільне рішення рівнянь (2.26.) та (2.28.) дозволяє визначити орієнтовні значення  $R_{п2}$  для використання його в розрахунку уточненого значення  $R_{п2}$  залежно (2.27.).

При виконанні попередніх експрес-розрахунків з урахуванням  $\Delta_{гп2}$  відповідно до рекомендацій можна [4] знехтувати. У цьому випадку вираз 2.26 суттєво спрощується:

$$R_{п2} = (m_a \cdot j_e - R_{z2} \cdot \varphi_d) \cdot \frac{\sqrt{r^2 - (r-h)^2}}{r} + G'_{a2} \cdot \frac{r-h}{r}, \quad (2.29.)$$

Тангенціальна сила опору ковзанню колеса по ребру порога при відомій

$R_{п2}$  залежить від залежності

$$T_{п2} = R_{п2} \cdot \varphi_d, \quad (2.30.)$$

де:  $\varphi_d$  – коефіцієнт зчеплення колеса з ребром порогової перешкоди

Енергетичні витрати на подолання порога у фазі 2 з урахуванням всіх прийнятих припущень визначаються роботою  $A_m$  з деформації шини кутом порога під дією сили  $R_{m2}$ .

Максимальне значення цієї деформації обмежується контактом ребра порога з ребордою колеса диска і може бути визначена залежно

$$A_r = 0,5 \cdot F_r \cdot \Delta_{r2}^{max} \quad (2.31.)$$

де:  $F_r$  - опір радіальної шини деформації наприкінці її максимального стискування, Н [36];

$\Delta_{r2}^{max}$  - максимальна деформація шини, що відповідає значенню її висоти,

$$F_r = C_r \cdot \Delta_{r2}^{max} \quad (2.32.)$$

З урахуванням 2.31. вираз 2.32. перетворюється на вид:

$$A_r = 0,5 \cdot C_r \cdot (\Delta_{r2}^{max})^2, \quad (2.33.)$$

#### 2.2.4. Рух колеса у третій фазі

Рух характеризується параметрами взаємодії деформованого колеса з ребром порога ( $R_{n3}$  і  $T_{n3}$ ) при ковзанні колеса по дузі  $A_c$  (рис. 2.3. - фаза 2) до повного підйому його на висоту  $h$  з відповідною зміною потенційної енергії системи, що супроводжується деформацією стиснення пружного («Кивка») корпусу машини під дією сил інерції (рис. 2.3. - фаза 3).

Енергетичні витрати на подолання порога у фазі 3 визначаються роботами з подолання сили опору ковзанню колеса по ребру порога  $T_{n3}$  на ділянці шляху  $A_c$ , по деформації пружного елемента підвіски, подолання опору її демпфуючого елемента і сил сухого тертя при динамічному ході стиснення підвіски з підйому системи на висоту порога  $h$ . Максимальна величина роботи з подолання сил опору деформації підвіски ( $A_{nid}$ ) визначається для випадку в'їзду на граничну перешкоду залежно.

$$A_{під} = A_{пр} + A_{ам} + A_{тер} \quad (2.34.)$$

де:  $A_{пр}$  - робота з подолання сил опору максимальної деформації пружних елементів підвіски, Нм;

$A_{ам}$  - робота з подолання опору переміщенню штоків амортизаторів при максимальних ходах стиснення підвіски, Нм,

$A_{пр}$  - робота з подолання опору сил сухого тертя в підвісці, Нм.

$$A_{пр} = A_{пруж} + A_{від}, \quad (2.35.)$$

де:  $K_{віт}$  - робота з подолання сили опору максимальної деформації пружини, Н;

$A_{від}$  - робота з подолання сили опору максимальної деформації гумового відбійника, Н.

$\Delta_{ст}$  і  $\Delta_{дин}$  - статичний та динамічний ходу підвіски, м;

$F_{ст}$ ,  $F_{дин}$  - зусилля в пружному елементі підвіски в кінці статичного та динамічного ходів стиснення, Н.

$$F_{ст} = C_{п} \cdot \Delta_{ст}, \quad (2.36.)$$

$$F_{дин} = C_{п} \cdot (\Delta_{ст} + \Delta_{дин}), \quad (2.37.)$$

де:  $C_{п}$  - жорсткість пружини, прийнята як допущення постійної на всьому ході підвіски, Н/м.

З урахуванням 2.36. і 2.37. вираз 2.35. перетворюється на вид:

$$A_{пр} = 0,5 \cdot C_{п} \cdot (\Delta_{дин}^2 + 2 \cdot \Delta_{ст} \cdot \Delta_{дин}) \quad (2.38.)$$

$$A_{від} = \frac{F_{від} \cdot \Delta_{від}}{2} \quad (2.39.)$$

де:  $A_{від}$  - робота з подолання сил опору максимальної деформації відбійника за умови лінійності його жорсткої характеристики;

$F_{від}$  - максимальна сила опору стиску відбійника наприкінці динамічного ходу стиснення підвіски, Н;

$\Delta_{від}$  - хід стиснення відбійника, м.

$$F_{від} = F_{дин}^{п} - F_{дин}, \quad (2.40.)$$

де:  $F_{дин}^{п}$  - сумарна сила опору стиску пружних елементів підвіски в кінці динамічного ходу стиснення, Н.

$$F_{дин}^{п} = k'_{дп} \cdot F_{ст}, \quad (2.41.)$$

де:  $k'_{дп}$  - коефіцієнт динамічності для визначення максимального зусилля стиснення пружних елементів. Відповідно до [11],  $k'_{дп}$  приймався для легкових



автомобілів для передньої підвіски рівний 3, задній - 3,5, а гранична величина пружної деформації відбійника розраховувалася з співвідношення

$$\Delta_{\text{від}} = \frac{2}{3} \cdot \Delta_{\text{від}} \quad (2.42)$$

де:  $l_{\text{від}}$  - повна довжина гумового конічного пружного елемента відбійника, м.

Значення  $A_{\text{ам}}$  рекомендується визначати за характеристикою опору амортизатора стиску залежно (2.44.), запропонованої автором в результаті обробки даних експериментальних досліджень амортизаторів.

$$A_{\text{ам}} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{\text{п}}}{V_{\text{ч}}} \cdot S_{\text{ст}}, \quad (2.43)$$

де:  $V_{\text{п}}$  - швидкість переміщення поршня в амортизаторі, м/с,  
 $S_{\text{п}}$  - хід поршня, що відповідає переміщенню штока, що визначається кінематикою підвіски при її деформації, м;

$S_{\text{ст}}$  - площа фігури на характеристиці опору амортизатора стиску в клапанному режимі, обмежена кривою характеристики та віссю абсцис за відповідної швидкості (рис. 3.21.6-3.24.6). З незначною похибкою площа цієї складної фігури може бути замінена площею трикутника з катетами, що відповідають швидкості поршня  $V_{\text{п}}$  та зусилля опору стиску  $F_{\text{ст}}$  [19]. Тоді

$$S_{\text{ст}} = \frac{V_{\text{п}} \cdot F_{\text{ст}}}{2}, \quad (2.44.)$$

Відповідно до відомої залежності [56]

$$F_{\text{ст}} = k_a \cdot V_{\text{п}}^n, \quad (2.45.)$$

де:  $n$  - показник ступеня, що характеризує режим роботи амортизатора для клапанного режиму  $n \approx 1,0$ ;

$k_a$  - коефіцієнт опору амортизатора.

Для легкових гідравлічних амортизаторів у діапазоні швидкостей поршня 0,5...0,9 м/с значення  $k_a$  доцільно за даними експериментів (розділ 3) приймати у діапазоні 0,55...0,60 кН·с/м для передніх та 0,75...0,95 кН·с/м для задніх амортизаторів.

Для гідропневматичних амортизаторів цих же швидкостей діапазон  $k_a$  становить 1,35...1,80 кН·с/м для передніх амортизаторів і 0,80...1,35 кН·с/м для

задніх. Причому режиму пробою підвіски у гідравлічних амортизаторів відповідають менше значення  $k_a$ , а у гідропневматичних - великі значення із зазначених діапазонів, що пояснюється впливом газової порожнини високого тиску в конструкції останніх.

$$A_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot \Delta_{\text{дин}}, \quad (2.46.)$$

де:  $F_{\text{тр}}$  - величина сили сухого тертя в шарнірах підвіски Н.

Відповідно до рекомендацій [4]  $F_{\text{тр}}$  може бути розрахована за емпіричною залежністю:

$$F_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \frac{m_n \cdot g}{2 \cdot n}, \quad (2.47.)$$

де:  $n$  - число осей автомобіля.

Як видно із залежності (2.48),  $F_{\text{тр}}$  для 2-вісного автомобіля не перевищує 3% від статичного навантаження на його колеса, що добре узгоджується з даними інших джерел [5].

З урахуванням (2.48.)

$$A_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \frac{m_n \cdot g \cdot \Delta_{\text{дин}}}{2 \cdot n}, \quad (2.48.)$$

Робота  $A_{\text{вс}}$  (рис. 2.3. - фаза 3) з підйому автомобіля масою  $m_a$  на висоту порога  $h$  визначається зміною потенційної енергії системи та розраховується за відомою залежністю:

$$A_{\text{вс}} = G_a \cdot h = m_a \cdot g \cdot h, \quad (2.49.)$$

де:  $m_a$  - маса автомобіля в момент ДТН, кг;

$g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$h$  - висота порогової перешкоди, м.

При визначенні енергетичних витрат на подолання сил опору ковзання колеса по ребру порога приймемо припущення, що зважаючи на відносно невеликі висоти типових порогових перешкод на шляхах розльоту ТЗ після зіткнення (трамвайних рейок, бордюрних огорож і т.п.) довжина траєкторії ковзання при зміні кута зустрічі колеса з ребром від  $\alpha$  до  $\theta$  близька до довжини дуги  $A_c$  кола радіуса  $r$  (рис. 2.3. - фаза 3), а значення величин  $R_{n3}$  і  $T_{n3}$  за період підйому колеса на висоту  $h$  змінюються незначно щодо сил  $R_{n2}$  і  $T_{n2}$ . У цьому

роботи з подолання сили  $T_{n2}$  визначиться з висловлювання

$$A_{AC} = A_{AC'} = T_{n2} \cdot L_{AC'} \quad (2.49.)$$

де:  $T_{n2}$  - сила опору руху колеса по ребру порога, Н;

$L_{AC'}$  - довжина дуги кола радіусу  $r$ , що відповідає центральному куту  $\alpha_2$

$$L_{AC'} = \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \alpha_2, \quad (2.50.)$$

де:  $\alpha_2$  - центральний кут дуги  $AC'$ , град.

З урахуванням (2.50.) і (2.22) - (2.25.) вираз для розрахунку  $A_{AC}$  може бути поданий у вигляді:

$$A_{AC'} = \varphi_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \arccos\left(\frac{r-h}{r-\Delta_{\Gamma n2}}\right), \quad (2.51.)$$

При значних величинах висоти порога ( $h \geq 0,15x$ ) діапазон зміни  $R_n$  може бути значним. При такій ситуації коректніше вести розрахунок  $A_{AC}$  в інтегральній формі, вважаючи, що колесо є нерухомим, а по ньому по дузі  $AC$  ковзає поріг змінної висоти від  $0$  до  $h$ . Тоді (2.54.) набуває вигляду:

$$A_{AC} = \varphi_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot r}{180} \int_0^h \arccos\left(\frac{r-h}{r-\Delta_{\Gamma n2}}\right) \quad (2.52.)$$

### 2.2.5. Рух колеса у четвертій фазі

Рух характеризується параметрами взаємодії колеса з верхньою площиною порогу - вертикальною  $R_{n4}$  та тангенціальною  $T_{n4}$  реакціями. При цьому, якщо знехтувати фактом перерозподілу ваги автомобіля по осях у зв'язку з його наїздом передньою віссю на поріг (через незначність зміни кута нахилу поздовжньої осі до горизонту), то зусилля  $P_4$ , що штовхає, може бути розраховане за аналогією з (2.20.)

$$P_4 = m_a \cdot j_e - R_{n4} \cdot \varphi_{\Pi} - R_{z2} \cdot \varphi_{D2} \quad (2.53.)$$

$R_{n4}$  приймається приблизно рівною  $R_{x1}$ , а  $G_{A4}$  приблизно рівним  $G_{a1}$ .

Роботу переміщення підресорної маси вгору рахунок динамічного ходу пружного елемента не враховуємо, оскільки вона формує енергетичних витрат за подолання порога.

У такому разі робота  $A_{CD}$  на ковзання колеса по верхній площині порога шириною  $S_n$  (рис. 2.3. - фаза 4) визначається з виразу

$$A_{CD} = S_n \cdot \varphi_{пл} \cdot R_{z1}, \quad (2.54.)$$

де:  $\varphi_{пл}$  — коефіцієнт зчеплення колеса автомобіля із верхньою площиною порога.

Підсумовування всіх енергетичних витрат, що розглядаються, визначає максимально можливі енергетичні витрати на подолання порогової перешкоди

(2.58):

$$A_{п} = A_{н} + A_{ac} + A_{CD} + A_{пр} + A_{г} + A_{ам} + A_{тр}, \quad (2.55.)$$

### 2.3. Порівняльна оцінка достовірності традиційного та

доопрацьованого методу розрахунку швидкостей руху ТЗ до зіткнення при

ДТП

Аналіз матеріалів розслідування значної кількості ДТП з подоланням ТЗ

порогових перешкод на шляхах розльоту після зіткнення показав, що

найчастішим варіантом ситуації є варіант взаємодії ТЗ з бордюрною огорожею

проїжджої частини з подальшим вильотом на тротуар або придорожній газон.

При цьому на дисках коліс легкових автомобілів зазвичай відзначалися сліди

контакту реборд диска з ребром порога бордюрного огородження. Отримана

інформація добре узгоджується з даними [17]

Крім того, зазначено, що більшість водіїв у подібній ситуації, бажаючи

уникнути жорсткого контакту з рубом порогу огорожі на шляху розльоту,

намагаються зупинити ТЗ гальмуванням до юзу.

Таким чином, типовою ситуацією взаємодії ТЗ з бордюрною огорожею

після зіткнення в результаті ДТП є ситуація зустрічі з пороговою перешкодою

заблокованих до юза коліс, з ударною деформацією пневматичної шини до

контакту реборд дисків коліс з ребром порогу з одночасним «пробоем» підвіски

ТЗ ковзанням шини колеса по ребру порога до певного його підйому на поріг.

Розрахункова схема взаємодії ТЗ у ДТП та дорожньої обстановки

наведена на рис. 2.5. Прийняті в розрахунку допущення та обмеження

відповідають викладеним у розділах 2.1 та 2.2. Крім того, передбачається, що

$T_{31}$  на стадії розльоту після зіткнення рухається з повністю заблокованими

колесами та додає бордюр дорожнього огородження під кутом  $90^\circ$ . Подана розрахункова схема забезпечує передумови формування максимальних енергетичних витрат за подолання порогового перешкоди, у зв'язку з цим як припущення приймаємо при подоланні порогової перешкоди деформацію підвіски на величину повного динамічного ходу стиснення пружного елемента і деформацію шини до зіткнення зовнішньої диска колеса з бордюрним каменем. Технічні характеристики ТЗ, що беруть участь у ДТП, наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1.

## Технічні характеристики ТЗ

Характеристики	ТЗ <sub>1</sub>	ТЗ <sub>2</sub>
довжина, м	4,0	3,8
ширина, м	1,5	1,5
база, м	2,4	2,2
передній звис, м	0,7	0,7
споряджена маса, кг	955	720
відстань від центру ваги до передньої осі автомобіля $L_1$ , м	1,3	1,1
відстань від центру ваги до задньої осі автомобіля $L_2$ , м	1,1	1,1
висота центру тяжкості $H_c$ , м	0,7	0,6

Дані про дорожню ситуацію на місці ДТП (відповідно до схеми рис. 2.5.)

наведено в таблицях 2.2. та 2.3.

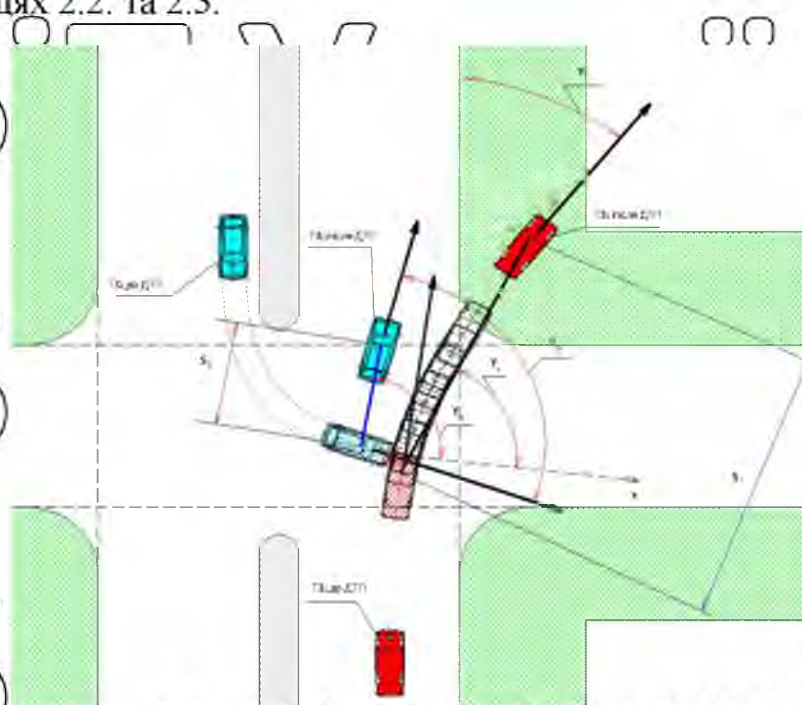


Рис. 2.5. Розрахункова схема ДТП

Таблиця 2.2.

Дані про дорожню ситуацію на місці ДТП щодо ТЗ<sub>1</sub>

Транспортний засіб 1	сухий	розмірність	
1	2	3	
час реакції водія	$t_1$	1,0	з
час спрацювання гальмівного механізму	$t_2$	0,1	з
час наростання уповільнення	$t_3$	0,35	з
уповільнення ТЗ <sub>1</sub>	$j$	6,8	м/с <sup>2</sup>
коефіцієнт зчеплення з дорогою	$\phi_0$	0,7	-
коефіцієнт зчеплення у поперечному напрямку	$f$	0,49	-
величина шляху переміщення на стадії розльоту	$S_1$	16,5	м
кут розвороту поздовжньої осі ТЗ <sub>1</sub> у ході переміщення на стадії розльоту	$Y_{r1}$	30,0	град
прискорення вільного падіння	$g$	9,81	м/с <sup>2</sup>
висота подолання перешкоди	$h$	0,20	м
кут розвороту ТЗ <sub>1</sub> щодо координатної осі «X»	$Y_1$	71,0	град
сліди гальмування до ДТП	$S_f$	-	м
ширина порога	$S_{fl}$	0,2	м
радіус колеса	$R$	0,3	м
коефіцієнт зчеплення з порогом	$\phi_n$	0,7	

Таблиця 2.3.

Дані про дорожню ситуацію на місці ДТП щодо ТЗ<sub>2</sub>

Транспортний засіб 2	сухий	розмірність	
час реакції водія	$t_1$	1,0	з
час спрацювання гальмівного механізму	$t_2$	0,1	з
час наростання уповільнення	$t_3$	0,35	з
уповільнення ТЗ <sub>2</sub>	$j$	6,8	м/с <sup>2</sup>
коефіцієнт зчеплення з дорогою	$\phi_0$	0,7	-
коефіцієнт зчеплення у поперечному напрямку	$f$	0,49	-
величина шляху переміщення на стадії розльоту	$S_2$	6,4	м
кут розвороту поздовжньої осі ТЗ <sub>2</sub> у ході переміщення на стадії розльоту	$Y_{r2}$	95	град
прискорення вільного падіння	$g$	9,81	м/с <sup>2</sup>
висота подолання перешкоди	$h$	0	м
кут розвороту ТЗ <sub>2</sub> щодо координатної осі «X»	$Y_2$	87	град
сліди гальмування до ДТП	$S_{T2}$		м

Результати розрахунку всіх енергетичних витрат на погашення кінетичної енергії ТЗ після зіткнення, розраховані за залежністю розділу 2.2.1, представлені в таблицях 2.4 та 2.5

Таблиця 2.4.

Результати розрахунку енергетичних витрат для ТЗ<sub>1</sub>

Транспортний засіб ТЗ <sub>1</sub>	$A_i$ , Дж	$\sum A_i$ , Дж	
1	2	3	
робота сил на переміщення по дорозі $S_1$	$A_{S1}$	75744,73	83384,22
робота сил на розворот ТЗ на кут $Y_1$	$A_{R1}$	5765,78	
витрати потенційної енергії на підйом ТЗ на висоту $h$	$A_{П1}$	1873,00	
робота сил опору ковзанню коліс по верхній поверхні порога	$A_{ЦД}$	1217,91	
робота сил ковзання коліс по ребру порога на стадії їх підйому	$A_{ЛС}$	4507,30	
витрати енергії на деформацію передньої та задньої підвісок у межах динамічного ходу	$A_{нід}$	1786,70	
витрати енергії на деформацію шин	$A_z$	9433,20	
витрати енергії на подолання опору сил сухого тертя	$A_{тр}$	52,00	
витрати енергії на подолання сил опору переміщенню штоків амортизаторів	$A_{ам}$	406,00	

Таблиця 2.5

Результати розрахунку енергетичних витрат для ТЗ<sub>2</sub>

Транспортний засіб ТЗ <sub>2</sub>	$A_i$	Дж	$\sum A_i$
робота сил на переміщення по дорозі $S_2$	$A_{S2}$	22150,20	34768,50
робота сил на розворот ТЗ на кут $Y_2$	$A_{R2}$	12618,30	
витрати потенційної енергії на підйом ТЗ на висоту $h$	$A_{П2}$	0,00	
робота сил опору ковзанню коліс по верхній поверхні порога	$A_{ЦД}$	0,00	
робота сил ковзання коліс по ребру порога на стадії їх підйому	$A_{ЛС}$	0,00	
витрати енергії на деформацію передньої та задньої підвісок у межах динамічного ходу	$A_{нід}$	0,00	
витрати енергії на деформацію шин	$A_{ш}$	0,00	
витрати енергії на подолання опору сил сухого тертя	$A_{тр}$	0,00	
витрати енергії на подолання сил опору переміщенню штоків амортизаторів	$A_{ам}$	0,00	

Таблиця 2.6.

Значення складових енергетичних витрат на гасіння кінетичної енергії ТЗ після удару на стадії розльоту

	$A_{S1}$	$A_{R1}$	$A_{H1}$	$A_{ЦД}$	$A_{AC}$	$A_{шд}$	$A_{ш}$	$A_{тр}$	$A_{AM}$	$\Sigma A_i$
$A_i$ , Дж	75744,73	5768,78	1873,71	1217,91	4507,30	1786,70	9432,00	52,00	406,00	100789,13
$A_i$ , %	75,15	5,72	1,86	1,21	4,47	1,77	9,36	0,05	0,40	100

Зведені значення результатів розрахунку швидкостей руху ТЗ до зіткнення представлені в таблиці 2.7

Таблиця 2.7.

Результати розрахунку швидкостей руху ТЗ до зіткнення

Варіант розрахунку	Транспортний засіб	Швидкість після зіткнення, км/год	Швидкість до зіткнення, км/год
1	розрахунок із врахуванням ( $A_{Si} + A_{Ri}$ )		
	ТЗ <sub>1</sub>	47,0	71,1
	ТЗ <sub>2</sub>	35,4	22,2
2	розрахунок з урахуванням ( $A_{Si} + A_{Ri} + A_{Hi}$ )		
	ТЗ <sub>1</sub>	47,6	71,6
	ТЗ <sub>2</sub>	35,4	22,4
3	розрахунок з урахуванням ( $A_{Si} + A_{Ri} + A_{Hi} + A_{ЦД} + A_{AC} + A_{шд} + A_{ш} + A_{тр} + A_{AM}$ )		
	ТЗ <sub>1</sub>	52,3	76,1
	ТЗ <sub>2</sub>	35,4	24,4

Аналіз вагомості різних складових енергетичних витрат (таблиця 2.6.) показує, що в умовах екстремальних ситуацій, пов'язаних з максимально можливими витратами енергії на подолання порогової перешкоди на шляху розльоту ТЗ, найбільш значущими є витрати на переміщення машини  $A_S$  (до 75%), усі інші складові витрати, крім витрат на подолання сили тертя в шарнірах підвіски  $A_{тр}$ , є однопорядковими і становлять у сукупності до 25%. Ігнорування їх при розрахунках початкових швидкостей руху ТЗ до ДТП у подібних екстремальних ситуаціях може викликати спотворення справжнього значення швидкостей приблизно на 7...8% у бік їх зниження (таблиця 2.7.), що сприяє зниженню достовірності реконструкції ДТП, а як наслідок помилковому встановленню причинно-наслідків зв'язки між діями водіїв та наслідками.



## РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЯ ТЗ З ЕЛЕМЕНТАМИ ДОРОЖНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ДТП

### 3.1. Мета та завдання експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень було розширення бази знань у частині вихідних даних для математичного моделювання ДТП та оцінка достовірності пропонованого розрахунково-аналітичного апарату реконструкції ДТП.

В інтересах досягнення поставленої в роботі мети в ході експериментальних досліджень вирішувалися такі завдання:

- експериментальне визначення коефіцієнтів зчеплення для специфічних опорних поверхонь АТЗ на користь розширення існуючої бази даних за цими параметрами;

- стендові дослідження характеристик пружних та демпфуючих елементів підвісок ТЗ на користь оцінки достовірності пропонованих розрахункових залежностей, а також для розширення бази вихідних даних за цими параметрами;

- дорожні дослідження енергетичних витрат ТЗ на подолання у процесі руху порогових перешкод у вигляді трамвайних колій.

### 3.2. Об'єкти, стенди, прилади, обладнання, методики проведення та результати експериментальних досліджень

#### 3.2.1. Експериментальне визначення коефіцієнтів зчеплення для специфічних опорних поверхонь УДС

Експериментальне визначення коефіцієнтів зчеплення проводилося з використанням динамометричної установки ПШК-МАДІ-ВНДІБД, повіреної в установленому порядку, з дотриманням вимог Інструкції з користування приладом, за методом, стандартизованим рішенням НТК Держстандарту.

До специфічних опорних поверхонь УДС були віднесені такі їхні ділянки, рух якими в штатному режимі не є характерним (вкрай обмежено або взагалі

виключено), але з якими в силу специфіки ДТП неминуче доводиться контактувати колісному рушію АТЗ. Це поверхні тротуарів, як асфальтованих, так і викладених тротуарною плиткою або тротуарним каменем, поверхні, що обмежують проїзджу частину бордюрів, придорожніх газонів, фрагментів дорожньої розмітки, трамвайних колій тощо.

Дані про значення коефіцієнтів зчеплення для перерахованих видів поверхонь у спеціальній літературі вкрай обмежені, суперечливі чи взагалі відсутні. У той же час їх наявність необхідна підвищення точності математичного моделювання процесу зіткнення ТЗ у разі їх переміщення після

удару шляхом розробку з подоланням цих поверхонь і перешкод.

Дослідженням піддавалися реальні ділянки зазначених вище поверхонь, в сухому та зволоженому стані, обрані на УДС м. Київ, в умовах слабко позитивних температур навколишнього повітря (від  $0^{\circ}$  до  $+3^{\circ}$ ). Схема приладу

ППК-МАДІ-ВНДІБД, його загальні види та фрагменти проведення вимірювань представлені на рис. 3.1.-3.7.

При визначенні коефіцієнта зчеплення прилад встановлювався на покриття так, щоб імітатори шин 7 (рис. 3.1.) знаходилися на відстані 10...15 см від опорної стійки 2. Потім рухомий вантаж 1 піднімався по стійці у верхнє

положення і фіксувався там засувкою, а реєструюча шайба піднімалася до упору рухому муфту 3. Після цього рухомий вантаж звільнявся від засувки. Вантаж, падаючи по стійці, ударявся об рухливу муфту, яка через штовхаючі тяги проводила рух імітатори, змушуючи їх ковзати по поверхні покриття.

Реєструюча шайба, переміщуючись разом з муфтою, фіксувала нижнє її положення. Ділянка нижньої частини стійки забезпечена шкалою 5, відградуваною значенням коефіцієнта зчеплення, по якій зчитувалися результати вимірювань і заносилися в протокол випробувань.

НУБІП України

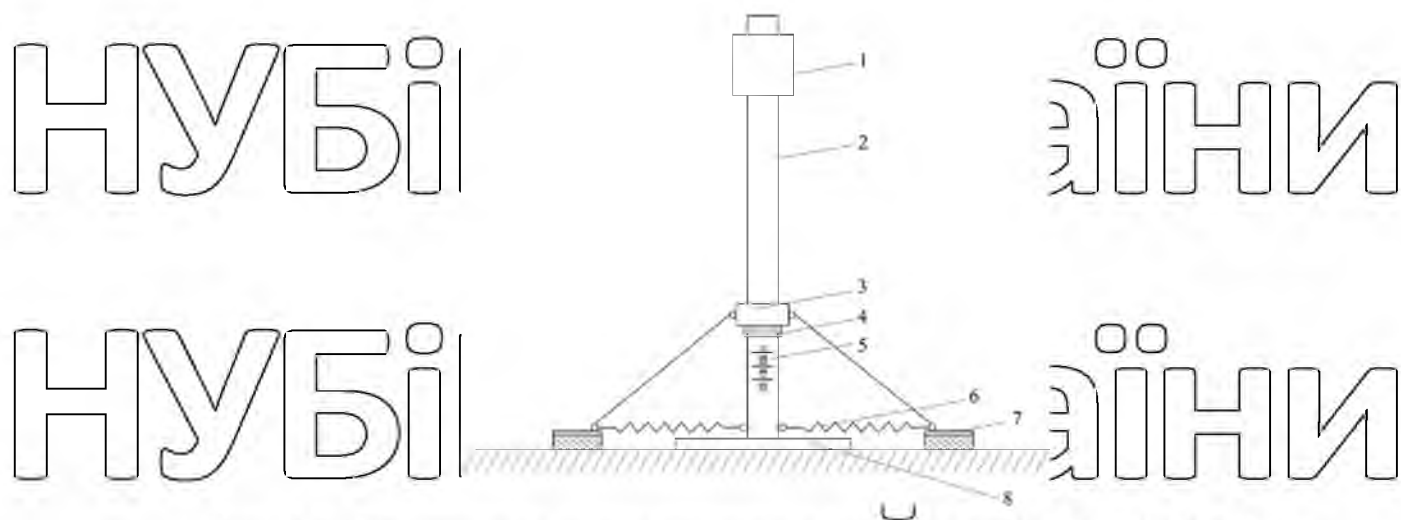


Рис. 3.1. Принципова схема пристрою приладу ППК-МАДІ-ВНДІБД

1 – рухомий вантаж; 2 – порожня опорна стійка; 3 – рухлива муфта, з'єднана шарнірно з втягуючими важелями, а через них з імітаторами шини 7; 4 – шайба реєструюча; 5 – шкала; 6 – пружини; 8 – плита основи.



Рис. 3.2 загальний вигляд приладу ППК-МАДІ-ВНДІБД  
Фрагменти досліджень



Рис. 3.3 загальний вигляд приладу ППК-МАДІ-ВНДІБД після виміру



Рис. 3.4 Тротуарне покриття з тротуарного каменю



Рис. 3.5 Поверхня дорожньої бордюроної огорожі (кам'яна)



Рис. 3.6. Поверхня нової дорожньої розмітки



Рис. 3.7. Поверхня рейок трамвайних колій

На кожному виді поверхонь відповідно до рекомендацій проводилося не менше трьох вимірів, а як підсумкове приймалося середнє арифметичне їх значення, округлене до другого знаку після коми. Якщо в результаті якогось виміру була груба помилка виміру («викид»), то такий результат не враховувався, а вимір повторювався.

Результати експериментального визначення коефіцієнтів зчеплення для специфічних опорних поверхонь міської УДС представлені у таблиці 3.1

Таблиця 3.1.

Значення коефіцієнтів зчеплення для деяких специфічних ділянок УДС

№ п/п	Вид опорної поверхні	Значення коефіцієнта зчеплення $\varphi$			
		Суха поверхня		Мокра поверхня	
		$\varphi$	$\varphi_{\text{ср}}$	$\varphi$	$\varphi_{\text{ср}}$
1	2	3	4	5	6
1	Тротуарне покриття асфальтове	0,60	0,59	0,43	0,43
		0,59		0,43	
		0,58		0,44	
2	Тротуарне покриття з тротуарного каменю	0,63	0,62	0,46	0,48
		0,62		0,44	
		0,64		0,44	
3	Поверхня газону трав'яниста	0,53	0,55	0,38	0,41
		0,55		0,39	
		0,57		0,41	
4	Поверхня газону ґрунтово-трав'яниста (з рідкісною рослинністю та пухким ґрунтом)	0,57	0,57	0,40	0,40
		0,56		0,41	
		0,57		0,42	

5	Поверхня дорожньої бордюрної огорожі (бетонна)	0,57	0,57	0,41	0,41
		0,57		0,41	
		0,57		0,42	
6	Поверхня дорожньої бордюрної огорожі (кам'яна)	0,64	0,63	0,43	0,43
		0,63		0,43	
		0,61		0,42	
7	Поверхня нової дорожньої розмітки	0,63	0,63	0,44	0,45
		0,63		0,44	
		0,63		0,46	
8	Поверхня стертої дорожньої розмітки	0,62	0,62	0,39	0,40
		0,62		0,39	
		0,61		0,41	
9	Поверхня рейок трамвайних колій	0,33	0,32	0,22	0,23
		0,32		0,23	
		0,30		0,23	
10	Гравійна поверхня	0,50	0,50	0,37	0,35
		0,50		0,35	
		0,51		0,33	

Аналіз даних таблиці 3.1. показує хорошу їхню збіжність з окремими даними літературних джерел [21] і дозволяє зробити висновок про допустимість та доцільність їх використання в експертній практиці.

### 3.2.2. Стендові дослідження характеристик пружних та демпфуючих елементів підвісок АТЗ

Враховуючи наявну можливість проведення дорожніх досліджень на автомобілях сімейства Ford, в інтересах забезпечення сумісності результатів розрахунково-статистичних, стендових та дорожніх досліджень як об'єкти стендових випробувань були обрані пружні елементи (пружини) та телескопічні (гідравлічні та гідропневматичні) амортизатори передньої та задньої класичної та передньопривідної компоновки.

Як завдання стендових досліджень було поставлено отримання пружних характеристик пружин підвіски; визначення зусилля опору в амортизаторах під час стиснення в клапанному режимі.

Враховуючи практичну відсутність у технічній літературі інформації про характеристики гідропневматичних амортизаторів, визначення зусилля опору стиску в клапанному режимі було проведено не тільки для гідропневматичних

амортизаторів сімейства Ford, але і для інших найпопулярніших в Україні легкових і малотоннажних вантажних автомобілів

### 3.2.3. Дослідження пружних характеристик пружин підвісок

Мета випробування – побудова пружних характеристик пружин для подальшого визначення їхньої енергоємності при стисканні в процесі математичного моделювання взаємодії ТЗ з пороговою перешкодою

Зняття пружних характеристик пружин проводилося на універсальній розривній машині Р-5 з використанням реєструючого пристрою, що записує процес у координатах «навантаження-деформація».

Загальний вигляд машини Р-5, представлений рис. 3.8, та її кінематична схема, ілюструє принцип роботи – рис. 3.9. Основні технічні характеристики машини Р-5.



Рис. 3.8. Зовнішній вигляд розривної машини Р-5

Об'єкти випробування

Випробуванням піддавалися нові пружини передньої (рис. 3.9.) та задньої (рис. 3.10.) підвісок автомобілів сімейства Ford.



Рис. 3.9. Пружина Ford Focus передня



Рис. 3.10. Пружина Ford Focus задня

#### Методика та результати випробувань

Пружина у вільному стані встановлювалася в кріпильні пристрої розривної машини Р-5, передбачені для роботи в режимі стиснення пружного елемента (рис. 3.11.).



Рис. 3.11. Пружина перед початком стиснення

Потім проводилося її покрокове стискання на величину, що відповідає

зменшенню довжини пружини передньої підвіски на 1-му кроці до довжини 320мм, на 2-6м кроках – на 30мм для кожного, на 7 кроці на 20мм, на 8-му кроці – до повного стиснення пружини (рис. 3.13.). При кожній фіксованій зміні (зменшенні) довжини пружини фіксувалося відповідне зусилля стиснення.

Збільшення навантаження пружини задньої підвіски наводилося першому етапі стиском її до 400мм, далі - кроками стискування по 50мм на 2-5 етапі, 40мм – на 6 етапі, і до повного стиску на 7 етапі.



Рис. 3.13. Пружина в момент повного стиснення

Викладена вище серія вимірів кожної пружини повторювалося тричі. За результатами вимірів самовисець у координатах «хід стиснення пружини, мм – зусилля стиснення пружини, кгс» виводив результати вимірів, позначаючи серію з 9 вимірів по 3 результати у кожному. Автоматизований запис результатів випробувань представлений точками на рис. 3.14. та 3.15., а у табличному вигляді – у таблицях 3.3 та 3.3. Побудова експериментальної кривої пружної характеристики проводилася ПК з допомогою стандартного програмного забезпечення Microsoft Excell.



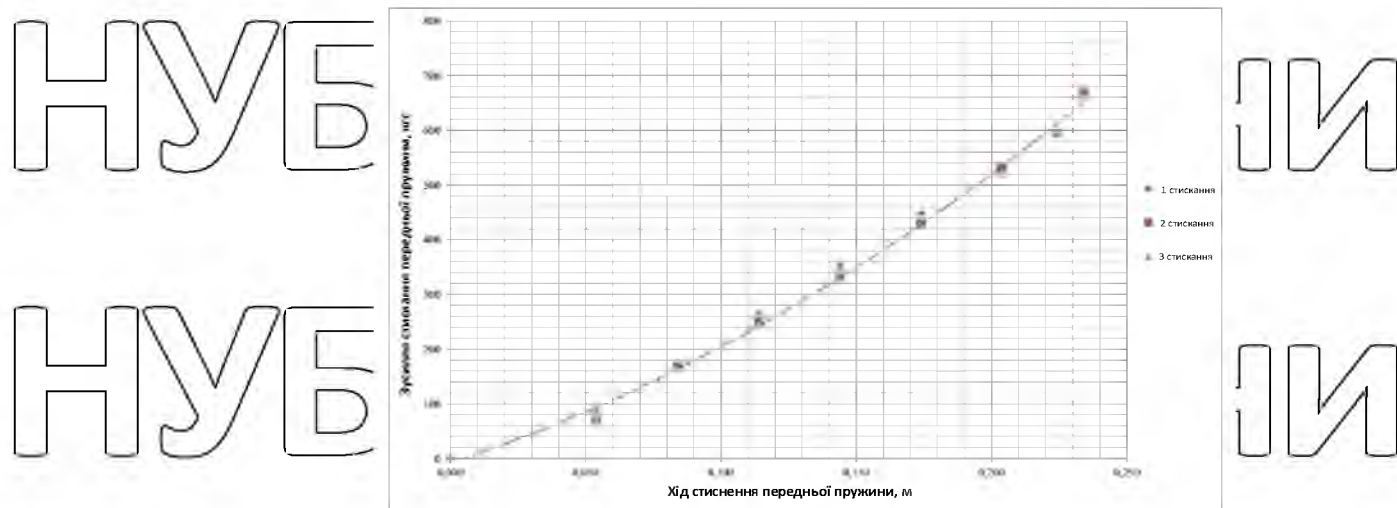


Рис. 3.13 Пружна характеристика передньої пружини

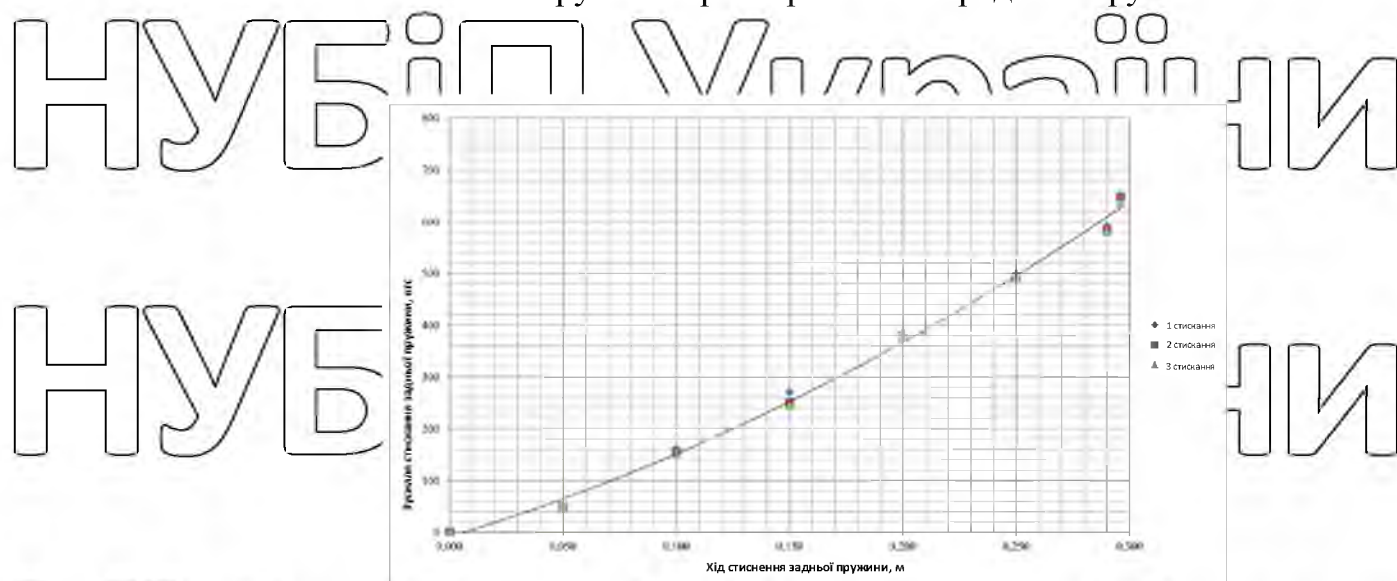


Рис. 3.14. Пружна характеристика задньої пружини

Таблиця 3.2

Пружна характеристика передньої пружини

Передня пружина					
1 стиск		2 стиск		3 стиск	
H, мм	P, кгс	H, мм	P, кгс	H, мм	P, кгс
374	0	362	0	348	0
320	84	320	73	320	72
290	175	290	167	290	163
260	263	260	249	260	246
230	355	230	338	230	333
200	447	200	433	200	428
170	534	170	527	170	522
150	598	150	595	150	594
140	670	140	665	140	662

Таблиця 3.3.

## Пружна характеристика задньої пружини

## Задня пружина

1 стиск		2 стиск		3 стиск	
H, мм	P, кгс	H, мм	P, кгс	H, мм	P, кгс
450	0	438	0	423	0
400	50	400	48	400	46
350	160	350	156	350	152
300	270	300	250	300	245
250	385	250	380	250	375
200	500	200	490	200	488
160	590	160	585	160	580
154	650	154	647	154	635

Обробка результатів випробувань

Обробка результатів випробувань полягала в побудові графіків пружних характеристик пружин за отриманими експериментальними даними і за результатами статистичного аналізу з подальшим розрахунком роботи на подолання сили опору стиску пружини спільно з додатковим пружним елементом (протиударником) в межах динамічного стиснення для обох варіантів характеристик. Величина деформації протиударника приймалася з розрахунку  $2/3$  його довжини, яке пружна характеристика будувалася графічно з урахуванням розрахункового значення  $F_{\text{дин}} = 3 \cdot F_{\text{ст}}$  передню вісь і  $F_{\text{дин}} = 3,5 \cdot F_{\text{ст}}$  на задню вісь [11]. Порівняльний аналіз отриманих результатів розрахунку роботи сил опору стиску пружних елементів підвіски в межах її динамічного ходу проводився шляхом зіставлення площ зон динамічного ходу стиснення для їх обмеження розрахункової і експериментальної кривими, що описують пружні характеристики (рис. 3.16). Аналіз показує, що величини робіт на стиснення пружних елементів підвіски автомобілів сімейства Ford, отримані на основі експериментальних та розрахунково-статистичних даних, розрізняються не більше ніж на 5,5% на передній осі і не більше ніж на 1,0% на задній осі, що дає підставу рекомендувати отримані у розділі 2.4. магістерської кваліфікаційної роботи графічні та аналітичні залежності до використання в експертній практиці.

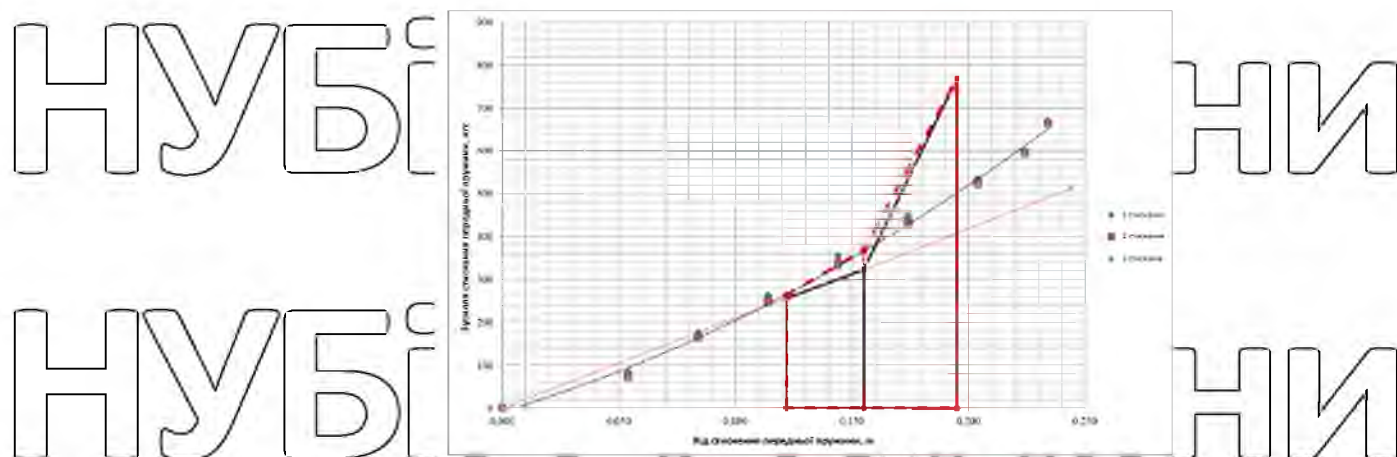


Рис. 3.15. Розрахункові та експериментальні пружні характеристики передньої підвіски.

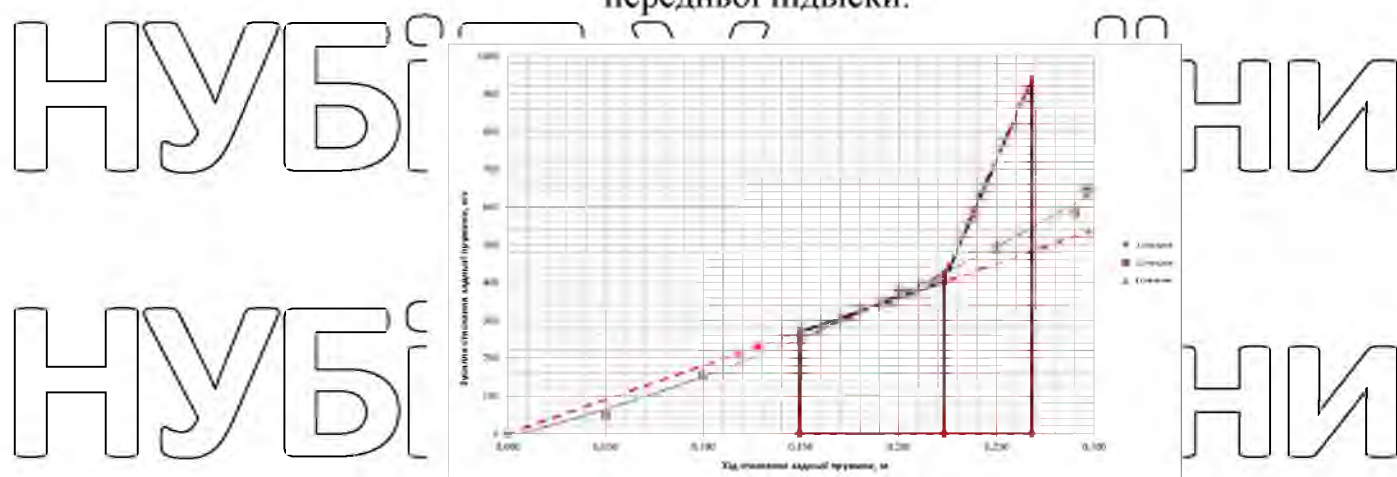


Рис. 3.16. Розрахункові та експериментальні пружні характеристики задньої підвіски.

### 3.2.4. Дослідження демпфуючих характеристик амортизаторів

Мета випробування – побудова робочих характеристик амортизаторів у координатах «переміщення штока – зусилля на штоку» при заданих швидкостях переміщення штока та характеристик опору на штоку амортизатора при заданих швидкостях його переміщення для подальшого розрахунку енергоємності амортизатора при моделюванні взаємодії ТЗ з пороговою перешкодою.

Дослідження проводили з використанням динамометричного стенду фірми «Mileto» для випробувань амортизаторів. Особливість даного стенду полягає у можливості змінювати величину граничного ходу штока

амортизаторів та проводити випробування при високих швидкостях переміщення робочого поршня амортизатора до 0,9 м/с. Зовнішній вигляд стенда представлений рис. 3.16., а принцип його дії представлений на схемі рис.

3.17. Стенд приводиться в дію від електродвигуна 12, який через редуктор 13 передає обертальний рух на маховик 2. На маховику закріплений ексцентрик 15 з регульованим ексцентриситетом, з'єднаний кривошипно-шатунним механізмом 11, 14, з повзуном 3, що здійснює 4. До повзуна кріпиться настановна плита 10, що має матрицю каліброваних отворів для кріплення вуха корпусу амортизатора. Вуха кріплення штока амортизатора фіксується в

захопленні, з'єднаним з важелем-траверсою 7, жорстко з'єднаної з торцем торсіону 6. До нього ж кріпиться покажчик самописця 5. При русі повзунка вгору в амортизаторі відбувається хід стиснення, а при ході стиснення, а при

ході стиснення. Швидкість переміщення визначається частотою обертання ексцентрика. Від початку до середини ходу на стисканні (відбої) – рух штока прискорений, а від середини до кінця ходу – уповільнений. При цьому зусилля, що виникають на штоку  $F_{шт}$  через важіль - траверсу створюють на плечі  $l$  крутний момент на торсіоні 6. Його величина фіксується за допомогою тензодатчиків, наклеєних на торсійний вал, а також ще й шляхом запису

вдтарованим самописцем.



Рис. 3.16 Зовнішній вигляд динамометричного стенду "Miletto"

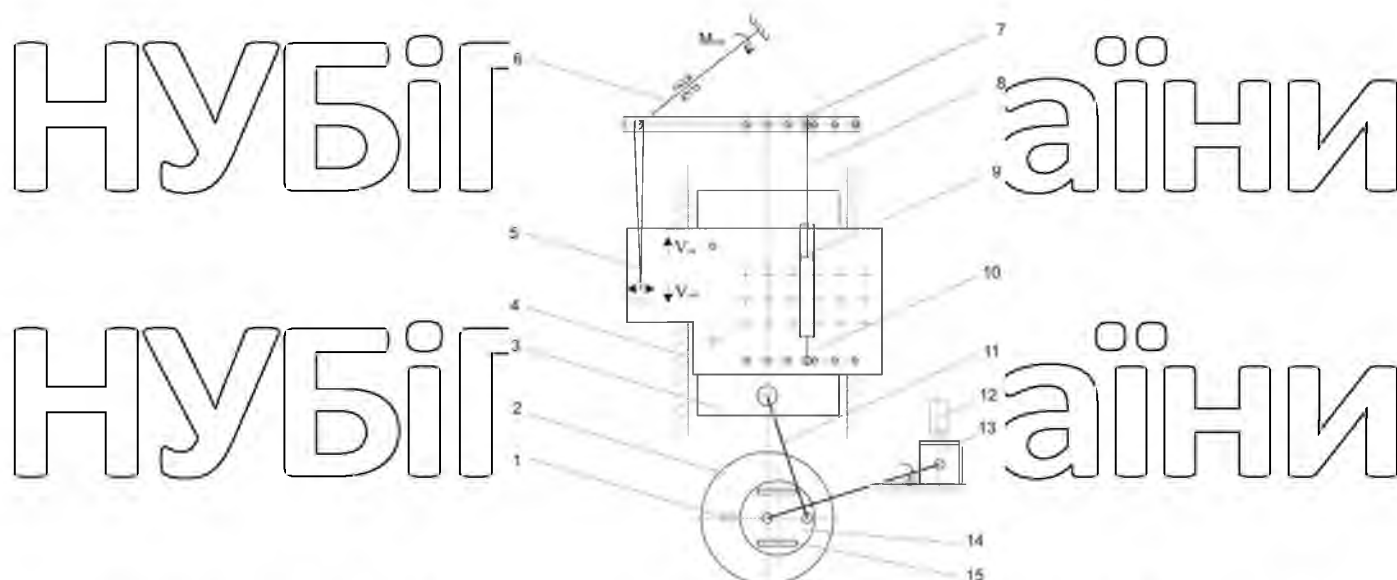


Рис. 3.17. Кінематична схема динамометричного стенду «Miletto»

1 - шкала установки ходу; 2 - маховик; 3 - ковзун; 4 - салазка; 5 - самописець; 6 - торсіон; 7 - важіль вимірювача; 8 - шток амортизатора; 9 - циліндр амортизатора; 10 - настановна плита; 11 - шатун; 12 - електродвигун; 13 - редуктор; 14 - кривошип; 15 - ексцентрик; 16 - регульований паз.

#### Об'єкти випробувань

Випробуванням піддавалися нові гідравлічні амортизатори двотрубні з газовим підпором низького тиску і гідропневматичні однотрубні з газовою порожниною високого тиску для передньої і задньої підвісок автомобілів сімейства Ford Focus.

Крім того, були проведені випробування 67 зразків однотрубних гідропневматичних амортизаторів для сучасних легкових автомобілів з метою визначення зусиль їхнього опору на ході стиснення в клапанному режимі для формування бази даних для розрахунків енергоємності амортизаторів.

#### Методика та результати випробувань

Для побудови робочих характеристик амортизаторів сімейства автомобілів Ford Focus у координатах «хід поршня  $S$ , м - максимальне зусилля опору на штоку  $F$ , Н» випробування проводилися на 12-ти швидкісних режимах  $V_{ш}$ , м/с. умови випробувань по ходу поршня його швидкісного режиму та отримані результати за силами опору на стисненні та відбої наведені у таблицях 3.4.-3.7.

Таблиця 3.4

## Двотрубний передній амортизатор

Хід поршня, $S$ , м	Швидкість поршня, $V_n$ , м/с	Максимальне значення сил опору, $F$ , кгс	
		Стиснення, $F_c$	Відбій, $F_o$
	0	0	0
	0,050	2,9	32,2
	0,088	7,3	69,1
	0,150	12,1	108,8
	0,200	15,2	125,2
	0,250	18,7	144,1
$\pm 0,045$	0,290	20,1	155,9
	0,350	23,1	172,6
	0,400	25,0	187,9
	0,450	27,6	199,3
	0,500	29,1	210,2
	0,700	39,1	253,0
	0,900	50,0	292,1

Таблиця 3.5.

## Двотрубний задній амортизатор

Хід поршня, $S$ , м	Швидкість поршня, $V_n$ , м/с	Максимальне значення сил опору, $F$ , кгс	
		Стиснення, $F_c$	Відбій, $F_o$
	0	0	0
	0,050	15,1	4,4
	0,088	20,4	21,8
	0,150	25,9	61,8
	0,200	28,9	79,7
	0,250	31,7	94,6
$\pm 0,075$	0,290	34,2	105,7
	0,350	38,8	121,1
	0,400	40,3	131,1
	0,450	43,2	139,5
	0,500	46,5	150,2
	0,700	56,8	194,0
	0,900	66,7	231,6

Таблиця 3.6

## Однотрубний передній амортизатор

Хід поршня, $S$ , м	Швидкість поршня, $V_n$ , м/с	Максимальне значення сил опору, $F$ , кгс	
		Стиснення, $F_c$	Відбій, $F_o$
	0	0	0
	0,050	24,2	53,3
	0,088	28,5	72,1
$\pm 0,045$	0,150	34,2	98,0
	0,200	39,6	116,0

0,250	44,6	134,6
0,290	50,0	148,0
0,350	54,6	168,3
0,400	58,7	181,4
0,450	63,2	199,9
0,500	66,8	213,7
0,700	104,8	288,6
0,900	160,5	355,4

Таблиця 3.7

## Однотрубний задній амортизатор

Хід поршня, $S$ , м	Швидкість поршня, $V_n$ , м/с	Максимальне значення сил опору, $F$ , кгс	
		Стиснення, $F_c$	Відбій, $F_o$
	0	0	0
	0,050	9,3	50,4
	0,088	11,5	74,9
	0,150	15,4	104,4
	0,200	17,7	125,6
	0,250	22,7	145,2
$\pm 0,075$	0,290	23,4	160,3
	0,350	26,6	183,5
	0,400	28,7	198,7
	0,450	31,8	215,5
	0,500	39,1	231,3
	0,700	68,1	309,8
	0,900	121,1	380,4

При цьому максимальні значення швидкостей переміщення поршня визначалися умовами контакту з пороговою перешкодою в режимі пробою підвіски, а ходу поршня - значеннями, визначеними для випробувань у технічних умовах відповідні амортизатори.

Визначення необхідної кількості вимірювань по кожній точці характеристик для отримання результату необхідної точності проводили відповідно до рекомендацій [19].

Для забезпечення необхідної точності  $\epsilon$  з надійністю  $P$  необхідно знати допустиму середню квадратичну помилку вимірів  $\sigma$ .

Так як ця величина заздалегідь не була відома, то враховуючи допустиму довіру точність вимірюваної шуканої величини  $|\alpha - \bar{x}| < \epsilon$  що вимірюється з заданою надійністю  $P$ , кількість прийнятих вимірювань  $n$  визначалося по залежності

$$n \geq \frac{|t_p|^2}{\varepsilon^2} \cdot \sigma^2, \quad (3.1.)$$

де  $\varepsilon$  - необхідна точність вимірів;

$P$  - необхідна надійність вимірювань, що визначається ймовірністю

отриманого результату із заданою точністю;

$a$  - справжнє значення шуканої величини;

$\bar{x}$  - середнє арифметичне значення шуканої величини за результатами вимірів;

$\sigma$  - середня квадратична помилка вимірів;

$t_p$  - таблична функція  $t = t_p$  за ймовірності  $P$ .

Враховуючи, що для рівноточних вимірювань рекомендується приймати  $0,5\delta \leq |a - \bar{x}| < \sigma$  з надійністю  $0,95 \leq P \leq 0,99$  для розрахунку приймалося  $|a - \bar{x}| < \sigma$ , а  $P=0,95$ .

Тоді за формулою (3.1.) з урахуванням табличного значення  $t=t(p)=1,96$  одержали

$$n \geq \frac{1,96^2}{\sigma^2} \cdot \sigma^2 = 3,84, \quad (3.2.)$$

Округливши результат у велику сторону прийняли  $n=4$

Фрагменти проведення випробувань представлені малюнку 3.20

За результатами, представленими у табульованому вигляді, проводилася побудова робочих діаграм амортизаторів у координатах «хід поршня ( $S_n$ ) - зусилля опору на відбої, стисканні ( $F_{від.стж}$ )» при різних заданих швидкостях поршня ( $V_n$ ) (рис. 3.21а-3.24.а) ), а також характеристик опору амортизаторів у координатах « $V_n - F_{від.стж}$ » (рис. 3.21.б-3.24.б).





Однотрубні гідропневматичні амортизатори (передній та задній)



Двотрубні гідравлічні амортизатори (передній та задній)

Рис. 3.20. Амортизатори двотрубні та однотрубні в момент випробування

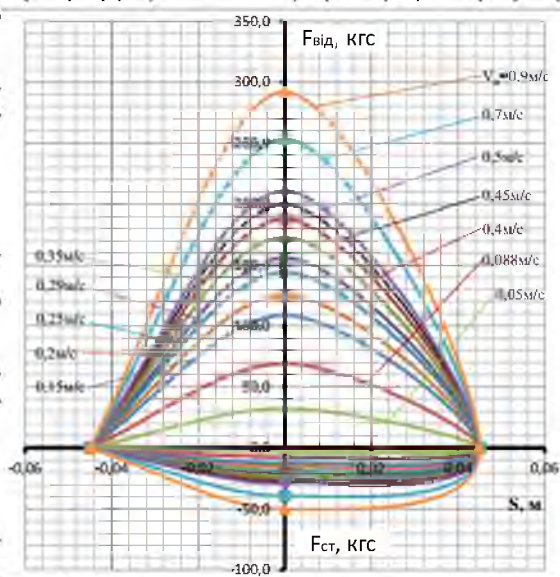


Рис. 3.21.а Робоча характеристика двотрубного переднього гідравлічного амортизатора

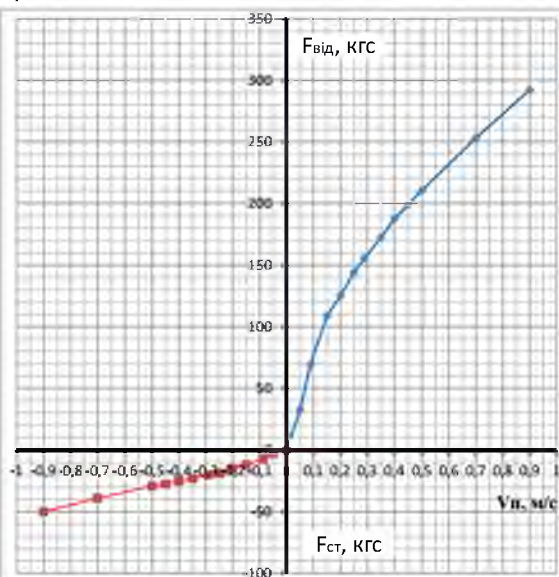


Рис. 3.21.б Характеристика опору двотрубного переднього гідравлічного амортизатора

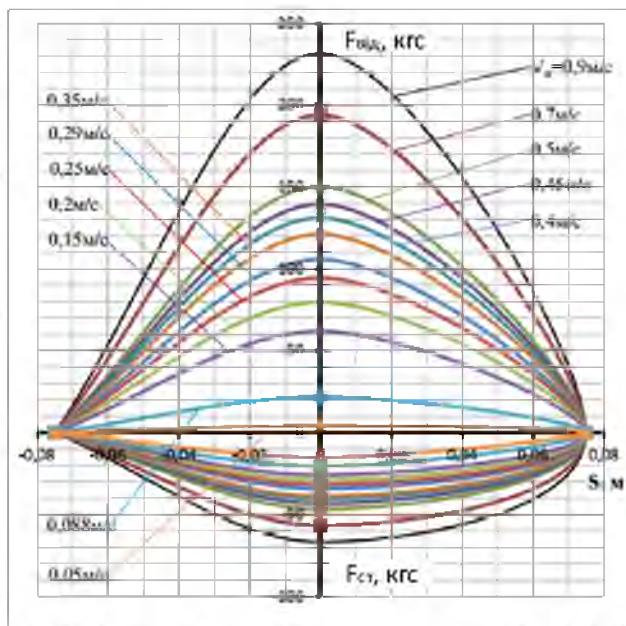


Рис. 3.22 а Робоча характеристика двотрубного заднього гідралічного амортизатора

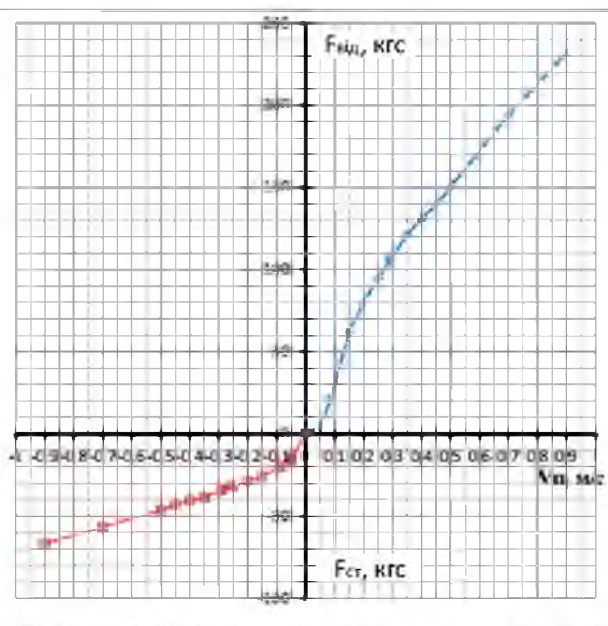


Рис. 3.22 Характеристика опору двотрубного заднього гідралічного амортизатора

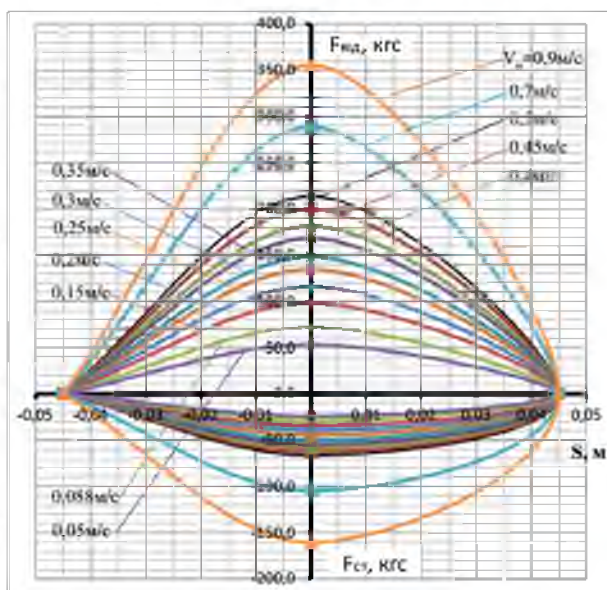


Рис. 3.23 а Робоча характеристика однотрубного переднього гідропневматичного амортизатора

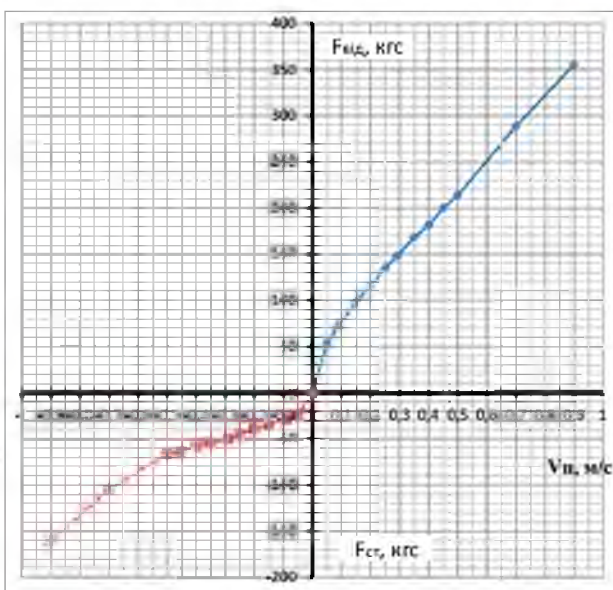


Рис. 3.23 б Характеристика опору однотрубного переднього гідропневматичного амортизатора

НУБІП України

НУБІП України

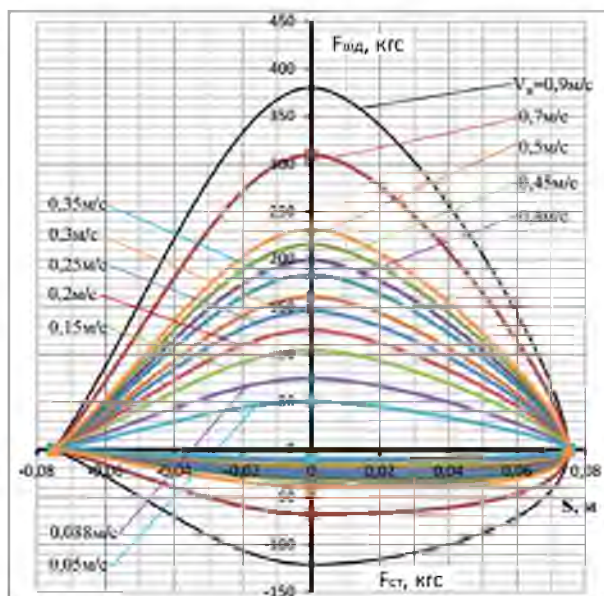


Рис. 3.24.а Робоча характеристика однострунного заднього гідропневматичного амортизатора

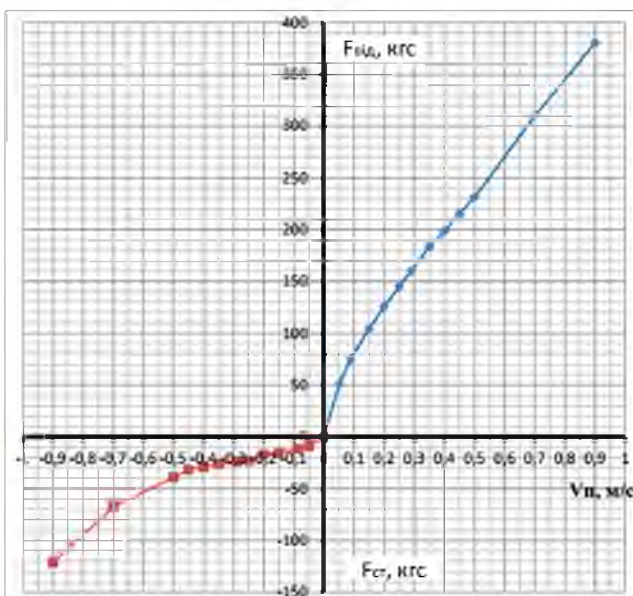


Рис. 3.24.б Характеристика опору однострунного заднього гідропневматичного амортизатора

### 3.2.5. Розрахунково-експериментальний метод визначення

енергоємності амортизатора на ході стиснення при його роботі в клапанному режимі у процесі подолання порогової перешкоди

Характеристики опору, побудовані за експериментальними даними робочих діаграм, використовувалися для визначення енергоємності амортизаторів  $A_{ам}$  на ході стиснення за методикою, наведеною в [19] і доопрацьованої в інтересах завдань дослідження. Для цього ділянки характеристик під час стиснення та відбою були апроксимовані прямими лініями. Це дозволило інтегрувати характеристику опору амортизатора за час  $0,5T$  площею фігур, утворених лінією характеристик і віссю абсцис. У цьому  $T$  період одного циклу гармонійних коливань, с.

Виконувана амортизатором робота визначається виразом:

$$A_{ам} = 0,5 \cdot T \cdot (S_{ст} + S_{від}) \quad (3.3)$$

де:  $S_{ст}$  і  $S_{від}$  – площі фігур характеристики опору на стисканні та відбої

відповідно,  $m^2$

Значення  $T$  визначалося з виразу для розрахунку максимальної швидкості поршня

$$V_{\Pi max} = \pi \cdot S_{\Pi} \cdot H, \quad (3.4.)$$

де:  $S_{\Pi}$  – хід поршня, м;

$H$  – частота коливання поршня, Гц.

З урахуванням  $T = \frac{1}{H}$  та залежності (3.4.) період коливань поршня

визначається за формулою:

$$T = \frac{\pi \cdot S_{\Pi}}{V_{\Pi max}}, \quad (3.5.)$$

Для визначення енергоємності амортизатора тільки під час стиснення з урахуванням (3.5.) залежність (3.3.) трансформується до виду:

$$A_{ам} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{\Pi}}{V_{\Pi max}} \cdot S_{ст}, \quad (3.6.)$$

Розраховані за представленою методикою значення  $A_{ам}$  для ходів стиснення за всіма випробуваними амортизаторами сімейства автомобілів Ford Focus представлені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

Енергоємність амортизаторів під час стиснення

№	Вид амортизатора	$S_{ст}$ , Н	м/с	$S_{\Pi}$ , м	$V_{\Pi max}$ , м/с	$A_{ам}$ , Дж
1	гідравлічний двотрубний передньої підвіски Ford Focus	245,3		0,09	0,9	38,5
2	гідравлічний двотрубний задньої підвіски Ford Focus	327,2		0,15	0,9	85,6
3	Гідропневматичний однострубний передньої підвіски Ford Focus	609,8		0,09	0,9	95,7
4	гідропневматичний однострубний задньої підвіски Ford Focus	410,2		0,15	0,9	107,3

Наведені в таблиці 3.8 значення  $A_{ам}$  отримано для випадку пробою підвіски, коли швидкість поршня досягає 0,9...1,0 м/с. Така ситуація має місце при контакті колеса з пороговою перешкодою досить великої висоти (до 0,15...0,20м), наприклад з бордюром дорожнього огороження. При подоланні менш високих нерівностей, наприклад, трамвайних колій (висота рейки над дорожнім полотном не більше 0,05м) швидкість переміщення поршня в клапанному режимі у легкових автомобілів знаходиться в межах 0,4...0,5 м/с. Як видно з рис. 3.21.б-3.24.б при таких значеннях  $V_{\Pi}$  площа фігур, що утворюються

на ході стиснення лінійю характеристики та віссю абсцис з невеликою похибкою може бути замінена площею трикутника з гіпотенузою, що апроксимує прямою лінійю відповідної ділянку характеристики. Таке припущення дозволяє для випадку контакту колеса з порогом без пробою підвіски визначати енергоємність амортизатора на ході стиснення, маючи відомі значення зусилля на штоку і швидкості поршня залежно (3.6).

Зважаючи на вкрай обмежену інформацію про технічні характеристики гідропневматичних амортизаторів у роботі було визначено значення сил опору на штоку в клапанному режимі при швидкостях переміщення поршня під час стиснення близько 0,4 м/с для 67 марок амортизаторів виробництва фірми КУВ.

### **3.2.6. Дорожні дослідження енергетичних витрат ТЗ на подолання малих порогових перешкод**

Мета дослідження – виявлення значимості енергетичних витрат ТЗ на подолання порогових перешкод малої висоти (до 0,03 м) у формуванні сукупних витрат енергії на повне гасіння швидкості автомобіля при гальмуванні в режимі юза.

Випробування проводилися на спеціально вибраних ділянках УДС із трамвайними коліями в м. Київ. Як об'єкт випробувань використовувалися автомобілі Ford Focus спорядженої маси.

Методика випробувань

Відповідно до метою досліджень у ході випробувань необхідно було отримати вихідні дані для розрахунку енергетичних витрат на повне гасіння швидкості автомобіля при його гальмуванні в режимі юзу при русі ділянкою дороги з рівним горизонтальним асфальтовим покриттям та аналогічними ділянками доріг з перетином трамвайних колій під кутом  $90^\circ$  для випадку задовільного стану покриття у зоні укладання рейок.

Враховуючи відносну нестабільність характеристик дорожнього покриття міських УДС через його нерівномірне зношування кількості заїздів для вимірювання параметрів руху по кожній ділянці випробувань становило

відповідно до для отримання надійності вимірювань  $P = 0,95$  не менше 9.

У ході кожного заїзду вимірювалися та фіксувалися: початкова швидкість гальмування  $V_0$ , км/год; довжина гальмівної колії  $S_g$ , м; встановилася уповільнення  $j_{уст}$ , м/с<sup>2</sup>. Для проведення вимірювань використовувався

повірений встановленим порядком прилад «Ефект - 02» (рис. 3.25.),



Рис. 3.25 Загальний вигляд приладу «Ефект - 02»

Крім того, на кожній з випробувальних ділянок було проведено вимірювання коефіцієнтів зчеплення для дорожнього покриття та поверхні рейок, а до початку випробувань було проведено визначення спряженої маси автомобіля з водієм з використанням ладометрів марки IW2 SCREEN/EUROTTEST.

Фотографії встановлення апаратури на автомобілях, ділянок випробувань та фрагменти заїздів представлені на рис. 3.26-3.29.

Обробка результатів випробувань

Витрати енергії на повну зупинку ТЗ визначаються роботою гальмування до його повної зупинки під час руху в режимі екстреного гальмування

$$A = m_a \cdot g \cdot \varphi \cdot S, \quad (3.7)$$

де:  $m_a$  – маса автомобіля, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\phi$  - коефіцієнт зчеплення;

$S$  - тальмівний шлях;



Рис. 3.26. Розташування приладу в автомобілі Ford Focus



Рис. 3.27 Автомобіль марки Ford Focus у момент екстреного тальмування при подоланні трамвайних шляхів

Умови проведення випробувань та їх результати представлені у табл. 3.9.

Таблиця 3.9.

Результати випробувань

Характеристика ділянки та умови заїзду	Вимірювані параметри	Номер заїзду і та результат вимірювання $X_i$									
		$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$	$X_6$	$X_7$	$X_8$	$X_9$	$X_{cp}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Транспортний засіб Ford Focus споряджена маса 1325кг											
Горизонтальне рівне покриття з $\phi=0,8$ (суха частина), проїжджа частина), прямолінійний рух	$V_0$ , км/год	44,0	40,7	41,0	42,2	39,6	42,0	43,3	41,0	40,6	41,6
	$S_T$ , м	11,0	10,5	10,9	11,3	10,0	11,4	11,4	10,8	10,7	11,0
	$f_{уст}$ , м/с <sup>2</sup>	7,6	7,2	7,5	7,3	7,5	7,3	7,3	7,5	7,5	7,4
Горизонтальне рівне покриття з $\phi=0,8$ (суха частина), проїжджа частина), прямолінійний рух з подоланням трамвайних шляхів задовільного укладання з кутом зустрічі 90°	$V_0$ , км/год	43,2	40,0	40,5	41,0	42,0	44,1	41,6	39,8	40,2	41,4
	$S_T$ , м	10,4	9,8	10,0	10,3	10,9	11,3	10,4	9,5	9,8	10,2
	$f_{уст}$ , м/с <sup>2</sup>	7,2	7,4	7,3	7,5	7,0	7,3	7,6	7,3	7,3	7,3
Горизонтальне рівне покриття з $\phi=0,6$ (мокра частина), проїжджа частина), прямолінійний рух	$V_0$ , км/год	40,9	38,3	39,3	40,3	42,1	41,0	43,3	41,0	40,6	40,8
	$S_T$ , м	12,2	11,4	12,0	10,5	13,2	12,4	14,1	12,3	12,1	12,2
	$f_{уст}$ , м/с <sup>2</sup>	6,9	6,5	6,4	7,0	6,7	6,8	6,6	6,9	6,9	6,7
Горизонтальне рівне покриття з $\phi=0,6$ (мокра частина), проїжджа частина), прямолінійний рух	$V_0$ , км/год	42,1	39,4	43,8	44,5	41,3	40,5	41,6	39,8	39,2	40,4

Умови руху	$S_T, \text{ м}$	13,0	11,6	13,7	14,0	11,5	10,5	11,7	11,0	11,0	11,5
прямолінійний рух з подоланням трамвайних шляхів задовільного укладання з кутом зустрічі $90^\circ$ ( $\varphi=0,23$ )	$J_{уст}, \text{ м/с}^2$	6,3	6,2	6,4	6,5	7,0	7,0	7,0	6,8	6,6	6,8

Витрати енергії на подолання перешкод у вигляді рейок на шляху гальмування автомобіля ( $A_p$ ) визначалися як різниця сумарних енергетичних витрат на зупинку ТЗ в ідентичних початкових умовах при русі по ділянках без перешкод ( $A$ ) та з перешкодами ( $A_{пер}$ )

$$A_p = A - A_{пер} \quad (3.8)$$

Результати обробки даних експериментів представлені у таблиці 3.10.

Таблиця 3.10  
Результати обробки даних експериментів

Умови руху	$A, \text{ Дж}$	$A_{пер}, \text{ Дж}$	$A_p, \text{ Дж}$	$\frac{A_p}{A} \cdot 100\%$
Горизонтальне рівне покриття з $\varphi=0,8$ (суха проїжджа частина), прямолінійний рух з подоланням трамвайних шляхів задовільного укладання з кутом зустрічі $90^\circ$ (Ford Focus)	100086,5	92807,5	7279,0	7,3
Горизонтальне рівне покриття з $\varphi=0,6$ (мокра проїжджа частина), прямолінійний рух з подоланням трамвайних шляхів задовільного укладання з кутом зустрічі $90^\circ$ (Ford Focus)	95147,2	89454,0	5693,2	6,0

Аналіз даних таблиці 3.15 показує, що витрати енергії ТЗ на подолання в режимі гальмування до юза трамвайних шляхів заввишки  $h=0,03 \text{ м}$  (рис. 3.30.) для автомобіля Ford Focus на сухій проїжджій частині можуть досягати 7,3%, на мокрій проїзній частині – 6,0% від витрат енергії на повну зупинку транспортного засобу, а для транспортного засобу вітчизняного виробництва на сухій проїжджій частині – 6,5%.





Рис. 3.30. Зовнішній вигляд ділянки трамвайного полотна

Розрахунковий аналіз значень складових цієї витрати, виконаний у перерахунку на одну рейку за запропонованими в роботі залежностями (таблиця 3.11) показує, що при подоланні рейки висотою 0,03 м за її задовільного укладання частка витрат енергії на деформацію підвіски і шин знаходиться в межах 5% від витрат енергії на подолання рейки та становить менше 0,4% від загальних витрат енергії на повну зупинку ТЗ з подоланням двокільцевого трамвайного полотна. Отримані результати підтверджують достовірність висунутої гіпотези щодо малозначущості енергетичних витрат на деформацію підвіски та шин при подоланні трамвайних шляхів задовільного укладання та дають підстави не враховувати їх при реконструкції ДТТ у подібних дорожніх ситуаціях.

Таблиця 3.11  
Значення складових витрат енергії на подолання рейок трамвайних шляхів при гальмуванні ТЗ, Дж

	$A_p$ , Дж	$A_b$ , Дж	$A_{LC}$ , Дж	$A_{CD}$ , Дж	$A_{тод} + A_c$ , Дж
1	2	3	4	5	6
Ford Focus суха проїжджа частина	1819,8	389,9	1030,1	312,0	87,8
	100%	21,4	56,6	17,1	4,9
Ford Focus мокра проїжджа частина	1423,3	389,9	740,6	224,2	68,6
	100%	27,4	52,0	15,8	4,8

## РОЗДІЛ 4 НАУКОВО-МЕТОДИЧНА ТА ІНСТРУМЕНТАЛЬНА БАЗА РЕКОНСТРУКЦІ ДТП І НАПРЯМКИ ЇЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Специфіка дорожньо-транспортних пригод визначає рівень складності встановлення причинно-наслідкових зв'язків між протиправними діями учасників дорожнього руху, причетних до ДТП, та послідуєчими наслідками, [64]. У таких ситуаціях під час проведення судової експертизи потрібно враховувати значну кількість чинників, які є можливості розслідування ДТП. При цьому значну допомогу експерту може надати використання сучасних інструментальних засобів отримання вихідних даних та спеціальних програмних продуктів обробки.

### 4.1. Технологічний процес реконструкції ДТП та сучасні тенденції його розвитку

Технічна реконструкція та аналітичне дослідження ДТП (його причин, процесу та наслідків) можуть бути зіставлені з деяким технологічним процесом, що включає безліч підпроцесів, алгоритмізованих на кожному етапі і так чи інакше пов'язаних з обміном та обробкою інформації. Інформаційне поле експерта з аналізу ДТП складається з його бази знань та навичок роботи з нею, об'єктів просторово-слідової та речової інформації, а також інформаційного поля інструментів, що використовуються у дослідженнях.

Проведений аналіз показав, що експертизі дорожньо-транспортних пригод, як виду діяльності людини, що постійно розвивається, властиві зараз наступні тенденції:

→ максимальної автоматизації процесу збору первинної інформації з місця ДТП з використанням портативних комп'ютерів (Pocket PC), фотограмметрії, технологій GPS та Глонасс, лазерного сканування, забезпечення зберігання їх у форматі \*.dwg для використання з іншими програмними засобами, підвищення точності первинних вимірювань на місці ДТП, у тому числі за рахунок участі в них експертів;

→ підвищення точності та достовірності математичного моделювання

процесів ДТП за рахунок застосування сучасних програмних засобів та продуктів [27, 50];

використання складних просторових математичних моделей, у тому числі міцнісних та деформаційних, розроблених на основі методу кінцевих елементів;

використання в дослідженнях результатів проведення стендових і натурних краш-тестів, наприклад, за допомогою комплексу програм Vista Crash, ймовірнісних оцінок варіювання розрахункових параметрів руху об'єктів, що беруть участь у ДТП (швидкості руху, уповільнення тощо), алгоритмізації

процесів дослідження та реконструкції окремих етапів ДТП, наприклад, шляхом використання алгоритму Crash 3©, створеного ще 1987р. та вдосконаленого та доповнюваного по теперішній час.

Зазначені тенденції вимагають підвищення кваліфікації експертів та переходу від інженерного класу їх діяльності та методів вирішення поставлених завдань до наукового, що супроводжується збільшенням обсягу інформації, що обробляється та аналізується, освоєнням практичних навичок роботи з аналізу дорожньо-транспортних пригод з використанням сучасної інструментальної бази та програмних засобів.

На рисунках 4.1. - 4.3. представлені структурні схеми реконструкції та експертизи ДТП, уточнені автором з урахуванням використання сучасних досягнень у галузі програмного та інформаційного забезпечення процедур їх розслідування.

Наведені структурні схеми відображають зміст процедури технічної реконструкції ДТП - етапів отримання, обробки та подання інформації. Вони включають інноваційні для українського досвіду елементи (виділені кольором) інформаційної обробки, моделювання та аналізу [46, 48].

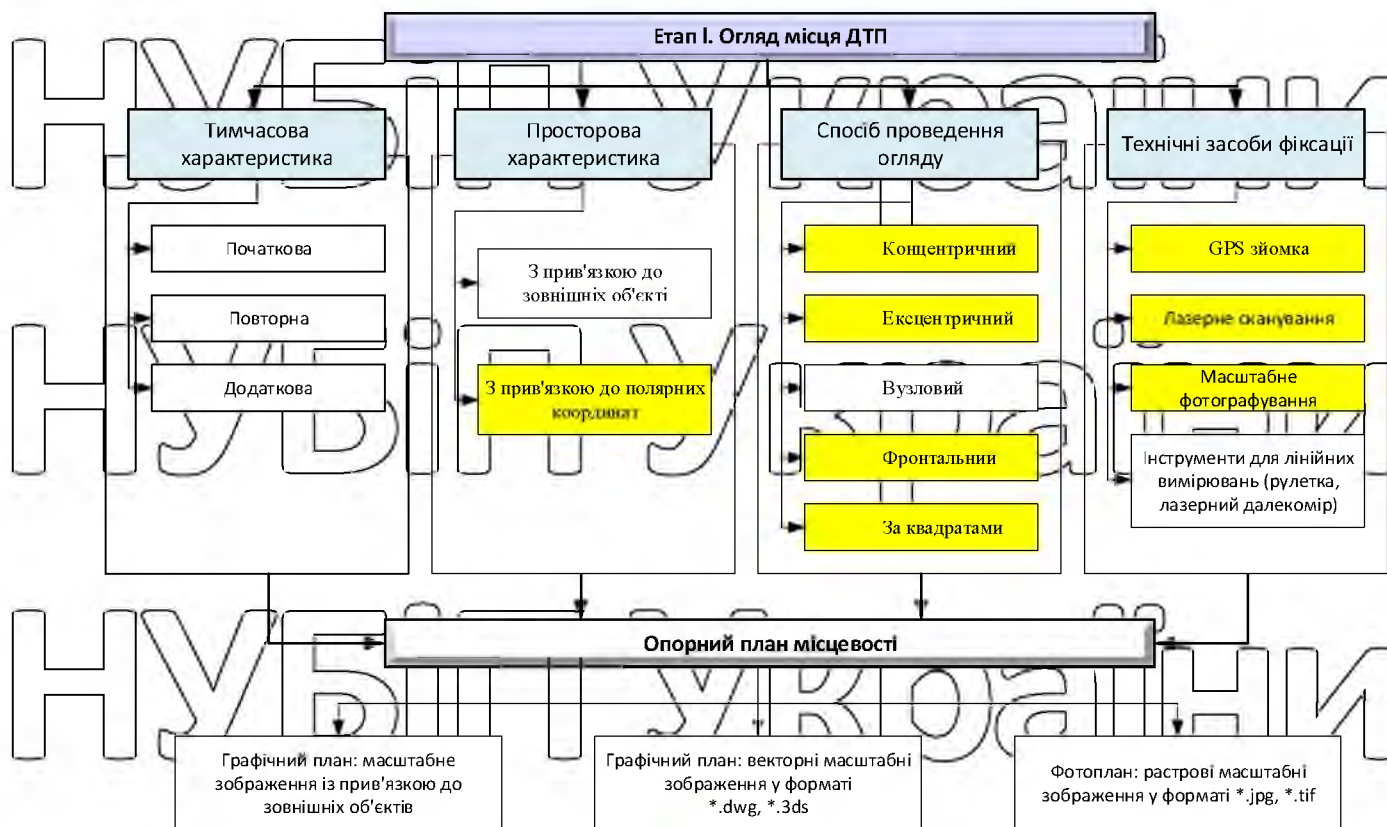


Рис. 4.1. Уточнена типова структурна схема огляду місця ДТП

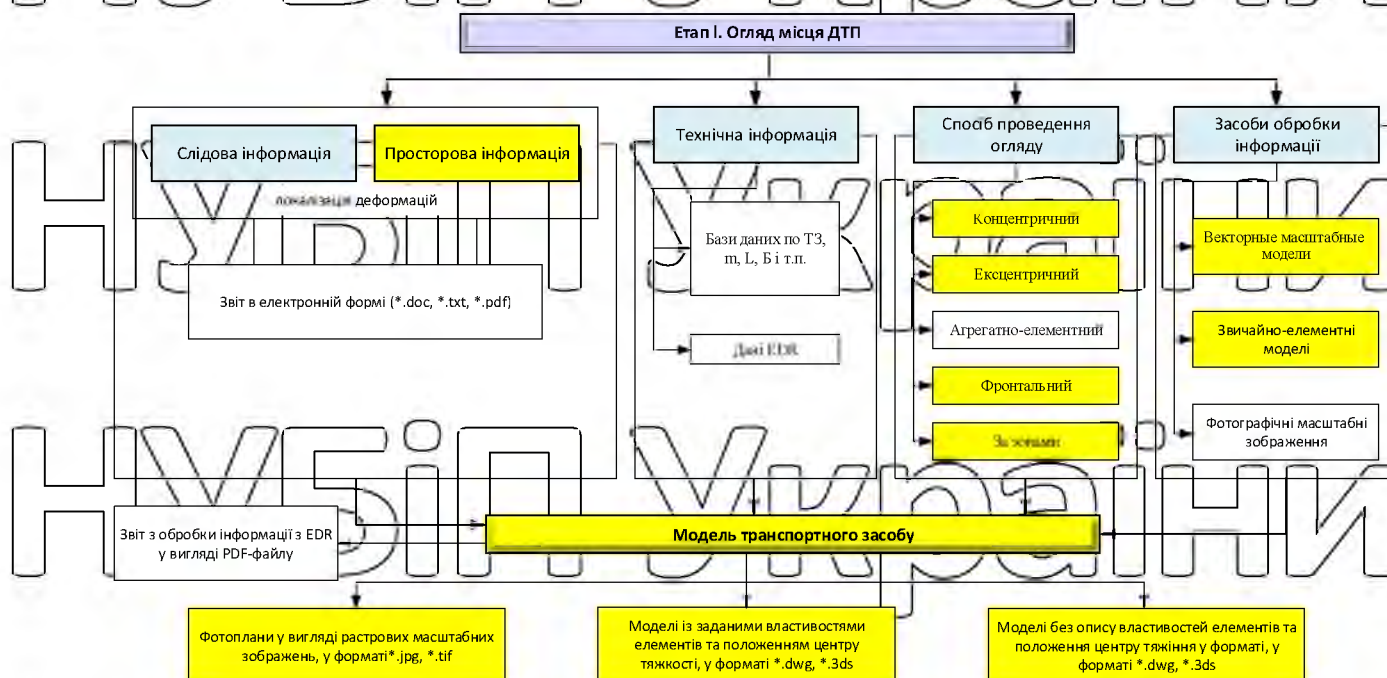


Рис. 4.2. Уточнена типова структурна схема огляду транспортного засобу

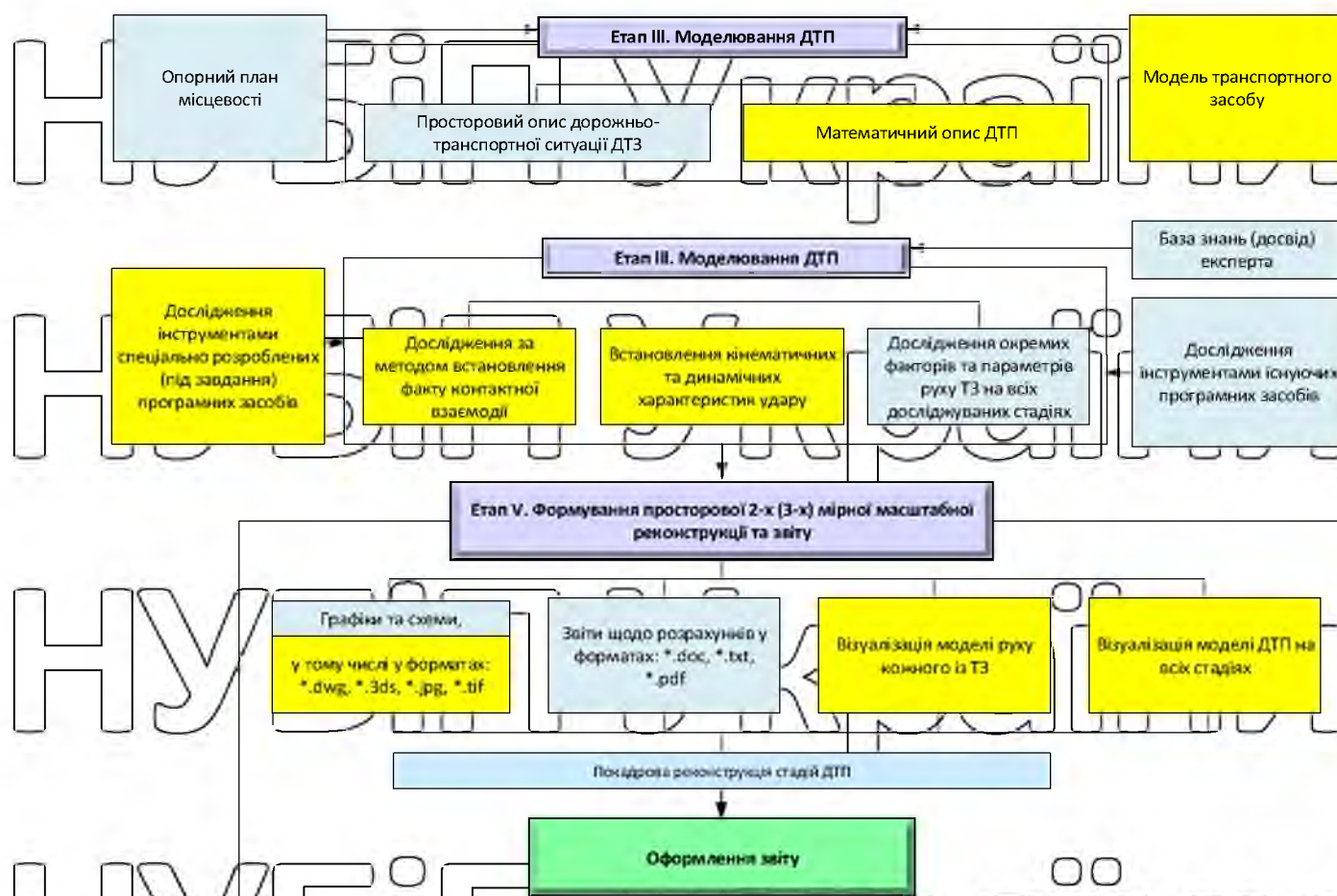


Рис. 4.3. Уточнена блокова структурна схема моделювання ДТЗ, аналізу його механізму та формування звіту

В даний час на світовому ринку програмного забезпечення існує значна кількість різноманітних програмних засобів, що застосовуються при аналізі ДТЗ для реалізації зазначених інновацій. На жаль, в Україні вони мало відомі та використовуються. У зв'язку з цим можливості реалізації представленого алгоритму реконструкції ДТЗ у повному обсязі у практиці поки що дуже обмежені.

Разом з тим, істримуючись вимог часу, у ряді експертних установ сьогодні йде активне освоєння в практиці діяльності подібних програмних продуктів. Так, програмно-обчислювальні засоби застосовуються в транспортній безпеці та поліції, та і у інших організацій. Вони дозволяють моделювати складні ДТЗ, робити їх механізми наочнішими і достовірнішими, а результати вимірювання та розрахунку параметрів руху транспортних засобів –

точнішими. У МВС створено спеціалізований графічний редактор «Авто – Граф», призначений для візуалізації місця ДТП [25].

Цей програмний продукт простий у освоєнні та використанні, не вимогливий до апаратних ресурсів та повністю україномовний. Програма «Авто – Граф» пройшла апробацію у системі судових експертних установ України й рекомендована для експертних досліджень [25].

На відміну від українських програмних продуктів, яких до речі дуже небагато, зарубіжні аналоги, такі як PC - Crash10, PC - Rect (Австрія), Crash 3 (Канада), Easy street Draw 4.2, VistaCrash8, RecTec 6.2 (США), VirtualCrash3 ), мають ширші функціональні можливості. Однак майже всі ці програми не україномовні, а виробники цих програм знають, наскільки важко в Україні пройти апробацію, отримати ліцензію на свій продукт і впровадити його в процес проведення експертиз. Саме тому останнім часом багато виробників подібних програм за кордоном не бачать в Україні реального інтересу для збуту своєї продукції.

#### **4.2. Пересувна лабораторія реконструкції ДТП як сучасний засіб інструментального забезпечення розслідування**

Займаючись освоєнням та впровадженням сучасних програмних засобів у сфері розслідування ДТП, необхідно звернути увагу на важливу обставину, виявлену в результаті аналізу, виконаного в рамках 1-го розділу: більшість довідкових нормативно-технічних даних, що використовуються в сучасній судовій практиці, мають суттєвий розкид рекомендованих значень, що у деяких випадках результати експертизи недостатньо коректними. У той же час сьогодні існує досить представницька низка сучасних приладових засобів, що дозволяють оперативно отримувати необхідні для реконструкції ДТП вихідні дані безпосередньо на місці події, істотно підвищуючи таким чином об'єктивність і достовірність розслідування. У зв'язку з цим завдання впровадження в експертну діяльність сучасної інструментальної бази сьогодні не менш актуальне, ніж впровадження сучасних програмних засобів.

В інтересах вирішення цього завдання в ході дослідження було розроблено перелік обладнання для оснащення рухомої лабораторії реконструкції ДТП на місці події.

Призначення лабораторії - збір, обробка, зберігання та передача даних з місця події про ситуаційну картину ДТП, дорожню обстановку та технічний стан ТЗ - учасників ДТП відповідно до запропонованих типових схем реконструкції та експертизи ДТП.

Транспортна база лабораторії - автомобіль Renault Master. Салон лабораторії обладнаний робочим столом, висувними ящиками та ящиками для зберігання приладів, інструментів, приладдя та документації розетками для підключення обладнання до бортової електромережі. Загальний вид лабораторії представлений на рисунках 4.4. - 4.6



Рис. 4.4. Зовнішній вигляд пересувної лабораторії на базі автомобіля Renault Master



Рис. 4.5. Зовнішній вигляд салону лабораторії на базі автомобіля Renault Master



Рис. 4.6. Пересувна лабораторія з проведення автотехнічної експертизи на місці ДТП НДЕКЦ при МВС України



Склад комплексу обладнання, що рекомендується для оснащення лабораторії, представлений у таблиці 4.1

# НУБІП України

Таблиця 4.1

Склад комплекту обладнання для рухомої лабораторії реконструкції ДТП

Назва обладнання	Призначення	Марка	Виробник
1	2	3	4
Прилади для дослідження дорожніх умов			
Прилад для вимірювання коефіцієнтів зчеплення	Орієнтовна оцінка коефіцієнтів зчеплення колеса з різними видами опорних поверхонь	“PKC-КАДР”	Україна
Електронний вимірювач відстані	Лінійні вимірювання	MD-21E	Польща
Рейка дорожня універсальна	Вимірювання геометричних параметрів елементів дорожнього полотна	КП-231С	Україна
Прилади для фіксації дорожньої обстановки			
Лазерний 3D сканер	Сканування місця ДТП, вимірювання та 3D-документування результатів	FARO Focus3D 120	США
Універсальна валіза експерта-криміналіста	Виявлення і збірна місці події речових доказів для подальших досліджень і проведення експертиз	UA-EXP-FK101	Україна
Набір для фото-відео зйомки	Фото-відео зйомка місця ДТП, речових доказів на місці події	3005	Україна
Рулетка вимірювальна	Лінійні вимірювання	Vogel	Німеччина
Прилади для технічного діагностування АТЗ			
Електронний прилад для контролю ефективності гальмування транспортних засобів	Вимірювання параметрів ефективності гальмування та стійкості АТЗ при гальмуванні	MANA VZM-300 (AMX-520)	Німеччина (Польща)
Стенд для контролю регулювання світла фар транспортних засобів	Перевірка та фіксація технічного стану приладів освітлення	Bosch MLD 9	Німеччина
Багатокомпонентний електрохімічний газоаналізатор	Вимірювання температури газу і концентрації аналізованих компонентів	604EX14	Україна
Універсальний мультибрендовий діагностичний прилад	Діагностування електронних систем керування АТЗ	Launch X-431 PRO	Китай



Електронний модуль	Дешифрування даних, що зберігаються в пам'яті модуля EDR (подушок безпеки)	Bosch CDR Interface Module	Німеччина
Засоби	візуалізації та моделювання дорожньої обстановки		
Персональний комп'ютер	Обробка вихідної інформації та моделювання ДТП	Asus	Тайвань
Програмний продукт	Складання масштабних схем на місці ДТП	Crash Zone	США
Програмний продукт	Перетворення фотографій з місця ДТП у графічний рисунок (масштабну схему)	PC-Res	Австрія
Програмний продукт	Обчислення параметрів руху ТЗ за типовими алгоритмами та складання проекту висновку	НАСТ	Казахстан
Програмний продукт	Реконструкція механізму ДТП. Обчислення параметрів зіткнення ТЗ та відновлення їх руху після зіткнення (до зупинки)	PC-Crash Carat	США Німеччина

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

# НУБІП України

## ВИСНОВКИ

В результаті магістерської кваліфікаційної роботи було вирішено актуальне наукове завдання, яке полягає у вдосконаленні методів оцінки параметрів швидкості під час проведення дорожньо-транспортних експертиз. Зокрема, уточнено методику розрахункового визначення початкових швидкостей руху ТЗ до зіткнення. З урахуванням впливу на ці швидкості кутів розвороту машин при зіткненні, а також витрат енергії на подолання порогових перешкод на шляхах розльоту ТЗ після зіткнення. Запропоновано розрахункові залежності для визначення енергетичних витрат на подолання порогових перешкод, виконано експериментальні дослідження на користь розширення бази знань за значеннями окремих вихідних даних для математичного моделювання ДТП, а також щодо оцінки значущості обліку окремих складових енергетичних витрат при реконструкції ДТП.

Використання відпрацьованих у результаті дослідження рекомендацій дозволяє підвищити точність розрахункового визначення початкових швидкостей руху ТЗ до зіткнення на 7...8%, що в перерахунку на чисельні значення може становити різницю до 5 км/год і дозволяє об'єктивніше встановити винність учасників ДТП в аварії.

Розроблені в ході дослідження пропозиції щодо створення рухомої лабораторії реконструкції ДТП реалізовані у макетному зразку лабораторії, який уже використовується в експертній практиці спеціалістів поліції.

Разом з тим, у роботі розглянуто лише дві типові порогові перешкоди, що викликають мінімальні (трамвайні рейки) та максимальні (бордюр дорожнього огородження) енергетичні витрати на їх подолання. Моделювання проміжних ситуацій потребує розробки складнішої динамічної моделі взаємодії автомобіля з пороговою перешкодою.

# НУВБІП України

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисюк О. Г. Математична модель гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні з АБС. Наукові нотатки. 2012. Вип. 36. С. 131-136.

2. Кашканов А. А., Гуцалюк О. В. Вплив невизначеності даних на результати оцінювання гальмових властивостей автомобілів при експертизі ДТП. Наукові нотатки. 2012. Вип. 37. С. 134-139.

3. Кашканов А. А., Грисюк О. Г. Критерії оцінювання якості розслідування та проведення автотехнічних експертиз дорожньо-транспортних пригод. Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». 2012. Вип. 134. С. 117-121.

4. Кашканов А. А. Проблеми невизначеності даних в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2012. № 9(180) Ч. 1. С. 11-17.

5. Кашканов А. А. Методика багатокритеріального оцінювання якості розслідування та проведення автотехнічних експертиз дорожньо-транспортних пригод. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2012. № 3(62). С.68-73.

6. Кашканов А. А., Грисюк О. Г. Мінімізація невизначеності експертного аналізу вихідних даних при автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод. Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». 2013. Вип. 142. С. 65-68.

7. Кашканов А. А. Мінімізація суб'єктивності експертного оцінювання в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (серія: Автомобіле- та тракторобудування). 2013. № 29 (1002). С.

120-125.

8. Кашканов А. А. Методика зменшення невизначеності довідкових та розрахункових параметрів в задачах автотехнічної експертизи

дорожньотранспортних пригод. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2013. № 5 (194). Ч. 2. С. 67-72.

9. Кашканов А. А., Грисюк О. Г., Грисюк О. О. Обґрунтування вибору оптимальної альтернативи в умовах композиційної невизначеності при розв'язку задач автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.

Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2013. № 15 (204), Ч. 2. С. 204-207.

10. Кашканов А. А. Оцінювання невизначеності значень коефіцієнта зчеплення та її вплив на результати автотехнічної експертизи дорожньотранспортних

пригод. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (серія: Автомобіле- та тракторобудування). 2014.

№8(1051). С. 64-66.

11. Кашканов А. А., Тишківський І. Р. Дослідження впливу антиблокувальної системи на величину гальмівного шляху легкового автомобіля. Наукові

нотатки. 2014. №46. С. 106-111.

12. Кашканов А. А., Грисюк О. Г., Яровенко А. О. Модульний принцип синтезу системи автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Наукові

нотатки. 2014. №45. С. 245-250.

13. Кашканов А. А. Морфологічний метод синтезу системи автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2014. №2 (69). С.

102-108.

14. Кашканов А. А. Концептуальні засади підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП. Вісник Національного технічного

університету «Харківський політехнічний інститут» (серія: Автомобіле- та тракторобудування). 2015. № 8 (1117). С. 89-95.

15. Кузель В. П., Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кукурудзяк Ю. Ю.

Теоретичні основи оптимізації функціонування автомобільних систем адаптивного освітлення. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2015. №1(3). С. 103-110.

16. Кашканов А. А., Кашканова Г. Г., Грисюк О. Г. Оцінювання невизначеності вимірювання швидкості автомобіля при автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2016. №2 (77). С. 85-93.

17. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисюк О. Г. Автоматизовані системи повідомлення про ДТП та перспективи їх використання. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2016. №1(5). С. 78-82.

18. Кашканов А. А. Проблеми забезпечення точності розрахунків та категоричності висновків автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2018. №1(242). С. 55-59.

19. Кашканов А. А., Кашканова А. А., Грисюк О. Г. Оцінювання часу реакції водія при експертизі дорожньо-транспортних пригод. Наукові нотатки. 2018. №62. С. 131-137.

20. Кашканов А. А. Невизначеність вихідних даних та її вплив на результати дослідження параметрів руху учасників ДТП. Вісник машинобудування та транспорту. 2018. №2(8). С. 35-44. 370

21. Кашканов А. А. Математичні методи обґрунтування рішень в автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод. Автомобільний транспорт. 2018. №43. С. 78-89. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2018.43.0.78.

22. Матеріали циклу з підвищення кваліфікації судових експертів: «Дослідження обставин і механізму дорожньо-транспортних пригод: застосування сучасних науково-технічних засобів» / К. В. Дубонос, С. І. Перлін та ін. Харків, 2018. 76с.

23. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кашканова А. А. Моделювання траєкторії руху автомобіля при дослідженні дорожньо-транспортних пригод. Вісник машинобудування та транспорту. 2019. №1(9). С. 53-65. DOI: 10.31649/2413-

4503-2019-9-1-53-65.

24. 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.

25.

26. Кашканов А. А. Методика оцінювання і зменшення невизначеності в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. №1(11). С. 71-78. DOI:

10.31649/2413-4503-2020-11-1-71-78.

27. Кашканов А. А. Новітні автоматизовані технології дослідження ДТП. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2015. №2. С. 29-35.

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

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

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

31. Кашканов А. А. Методологічне забезпечення підвищення ефективності автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля: тези доповідей міжнародної науковопрактичної конференції, 15-16 жовтня 2014 р. Харків: ХНАДУ, 2014. С. 278- 279.

32. Кашканов А. А. Вплив невизначеності даних на результати розслідування дорожньо-транспортних пригод. Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали III міжнародної науковопрактичної інтернет-конференції, 14-16 квітня 2015 р. Вінниця: ВНТУ, 2015. С. 84-88.

33. Кашканов А. А. Дослідження ДТП, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали VIII міжнародної науковопрактичної конференції, 19-21 жовтня 2015 р. Вінниця: ВНТУ, 2015. С. 99-101.

34. Кашканов А. А. Експертне оцінювання в розслідуванні та експертизі дорожньо-транспортних пригод. Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті) наукові праці міжнародної науково-практичної конференції, 15-16 жовтня 2015 року. Харків: ХНАДУ, 2015. Том 2. С. 32-33. 372

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

36. Оpubлiкована статистика ДТП в Україні в 2018 році // Первый автоклуб «Автоуа». Веб-сайт. URL: <http://autonews.autoua.net/novosti/20627-opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#!> (дата звернення 08.05.2019).

37. 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-kakobstoyali-dela-s-dtp-v-ukraine-v-2017-godu.html> (дата звернення 03.10.2018).

37. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Законодавство України. Веб-сайт. URL: (дата звернення 05.10.2018).

38. Рейтинг країн за рівнем смертності у ДТП: Україна в десятці (інфографіка). Інформаційне агентство УНІАН. Веб-сайт. URL: <https://www.unian.ua/society/2088789-reyting-krain-za-rivnem-smertnosti-u-dtpukrajina-v-desyattsi-infografika.html> (дата звернення 01.10.2018). 375

39. 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-ukrajini-najvyshha-smertnist-vid-dtp> (дата звернення 01.10.2018).

40. Правила дорожнього руху України. Київ : Укрснєцвидав, 2020. 64 с.

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

42. 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/>

43. 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).

44. 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).

45. 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-dorozhnyabezopasnost.html> (дата звернення 08.10.2018).

46. Comparison of European and U.S. specification automotive headlamp performance. American Automobile Association, Inc. 2019. 58 p.

47. Туренко А. М., Клименко В. Л., Сараєв О. В., Данець С. В. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів.

48. Кашканов А. А. Формування та оцінювання невизначеності в структурі дослідження механізму виникнення аварійних ситуацій. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції, 21-23 жовтня 2019 р. Вінниця: ВНТУ, 2019. С. 84-87.

49. Грисюк О. Г., Гуменюк І. І. Безпека дорожнього руху : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2017. 90 с.



50. Кужель В. П. Організація дорожнього руху : навчальний посібник. Вінниця :  
ВНТУ, 2017. 125 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України