

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

А. М. Туренко, О. В. Сараєв

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ В СТРУКТУРІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДОРОЖНЬО-
ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ

ПРИСВЯЧУЄТЬСЯ ДО 85-РІЧЧЯ ЗАСНУВАННЯ ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНЬОГО УНІВЕРСИТЕТУ ТА 85-РІЧЧЯ АВТОМОБІЛЬНОГО
ФАКУЛЬТЕТУ

*Затверджено Науковою радою Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету як монографія*

Харків
ХНАДУ
2015

УДК
ББК
Т

Рецензенти:

Волков В.П., завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор техн. наук, професор

Ларін О.М., професор кафедри інженерної та аварійно-рятувальної техніки Харківського національного університету цивільного захисту України, доктор техн. наук, професор

Шаша І.К., професор кафедри експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин Національної академії Національної гвардії України, доктор техн. наук, професор

Туренко А.М. Оцінка ефективності гальмування транспортного засобу в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди / А.М. Туренко, О.В. Сараєв. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 364 с.

ISBN

Розглянуто сучасні показники аналізу дорожньо-транспортної пригоди та докладно подано процес гальмування транспортного засобу в контексті дослідження дорожньо-транспортної пригоди. Проаналізовано різноманітні теоретичні, експериментальні та експертні методи оцінки ефективності гальмування транспортного засобу. Наведено результати експериментальних досліджень з оцінки ефективності гальмування різних категорій транспортних засобів, а також саморобних спортивних та ретро автомобілів. Встановлено вплив тенденції розвитку конструкції гальмівної системи на ефективність гальмування транспортного засобу. Розроблено метод з оцінки ефективності гальмування транспортного засобу, який враховує не тільки експлуатаційні фактори, а і вплив на процес гальмування особливостей конструкції гальм, а саме наявності чи відсутності антиблокувальної системи. Удосконалено та розроблено вимірювальну систему з оцінки ефективності гальмування транспортного засобу шляхом застосування сучасних аналогово-цифрових технологій. Зроблено наукові прогнози та наведені новітні технології дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди.

Монографія призначена для фахівців з автотехнічних досліджень, аварійних комісарів та може використовуватись у межах програми підготовки студентів автодорожніх вищих навчальних закладів.

Іл. . Табл. . Бібліогр. назв 364.

УДК
ББК

ISBN

© Туренко А.М., Сараєв О.В., 2015
© ХНАДУ, 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	6
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	18
Розділ 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ З ВИЗНАЧЕННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ	23
1.1 Структурні складові дослідження	23
1.2 Характеристика об'єкту дослідження	27
1.3 Науково-методичне забезпечення автотехнічних досліджень у контексті обраної теми	34
1.4 Загальні методи оцінки ефективності гальмування автомобіля	39
1.5 Експертні методи оцінки ефективності гальмування транспортного засобу	47
1.6 Апаратна реалізація процесу екстреного гальмування автомобіля за умов наближення його до ідеального	60
Висновки за розділом	82
Постановка завдань дослідження	84
Розділ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	85
2.1 Розвиток експериментальних методів оцінки ефективності гальмування автомобіля	85
2.2 Гальмівні випробування	94
2.2.1 Мета, завдання та способи проведення гальмівних випробувань	94
2.2.2 Експериментальні дослідження на базі Лабораторії експертизи транспортних засобів ХНАДУ	100
2.2.3 Гальмівні випробування на базі НДЕКЦ при ГУ МВС України в Харківській області	106
2.3 Удосконалення та розробка вимірювальної системи для оцінки ефективності гальмування автомобіля	111
2.3.1 Технічне завдання на розробку вимірювальної системи	111
2.3.2 Конструкція та характеристики вимірювальної системи	113
2.3.3 Інформаційне та метрологічне забезпечення вимірювальної системи	119
2.3.4 Експериментальні дослідження на базі розробленої вимірювальної системи	126
Висновки за розділом	128
Розділ 3. ТЕОРЕТИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ	131

3.1 Детерміновані моделі динаміки екстреного гальмування автомобіля	131
3.2 Імовірнісні моделі стохастичної природи динаміки гальмування автомобіля	147
3.2.1 Методи вирішення стохастичних задач. Статистична гіпотеза.....	147
3.2.2 Закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля	153
3.2.3 Регресійна модель динаміки екстреного гальмування автомобіля ..	168
3.2.4 Перевірка адекватності регресійної моделі з оцінки ефективності гальмування автомобіля	175
3.3 Розрахункова модель зупинного шляху транспортного засобу.....	178
3.4 Імітаційне моделювання автоматичного гальмування вантажних причепів при їх відриві від тягача	187
Висновки за розділом	202
РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ НАЇЗДУ НА ПІШОХОДА З ВИЗНАЧЕННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ	
4.1 Сучасна проблематика дослідження механізму наїзду на пішохода	204
4.2 Основні етапи розрахунку механізму наїзду на пішохода	205
4.3 Складні види наїзду на пішохода в режимі гальмування автомобіля, обладнаного антиблокувальною системою гальм	222
Висновки за розділом	239
Розділ 5. НАУКОВІ ПРОГНОЗИ ТА СПОСОБИ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗА НАПРЯМКОМ АВТОТЕХНІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
5.1 Прогноз з розвитку методів автотехнічних досліджень	240
5.2 Застосування лазерного сканування при огляді місця дорожньо-транспортної пригоди	240
5.3. Відеореєстратори, як нове джерело отримання інформації про дорожньо-транспортну пригоду	246
5.4 Інформаційні технології дослідження аварій	249
5.5 Використання комп'ютерних програм для дослідження механізму дорожньо-транспортної пригоди	257
Висновки за розділом	268
ВИСНОВКИ	269
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	272
Додаток А Статистичні дані департаменту ДАІ МВС України	300
Додаток Б Класифікація та нормативи гальмівної ефективності транспортних засобів	309
Додаток В Експертні дані для визначення часу реакції водія	310

Додаток Г Експертні дані для визначення часу спрацьовування гальмівної системи транспортних засобів	313
Додаток Д Ефективність гальмування деяких груп автомобілів.....	317
Додаток Є Класифікаційні признаки гальмівних систем	325
Додаток Ж Методичне забезпечення проведення гальмівних випробувань з приладом «Ефект»	328
Додаток З Дозвільний документ на використання приладу «Ефект», на території України	334
Додаток К Таблиці критеріїв згоди емпіричного й теоретичного розподілів	335
Додаток Л Графічні експериментальні дані з оцінки ефективності гальмування автомобілів	337
Додаток М Цифрові дані експериментальних досліджень з оцінки гальмування автомобілів	345
Додаток Н Координати розташування водія в транспортному засобі	349
Додаток О Вказівки до роботи з розробленим аналогово-цифровим вимірювальним комплексом	350
Додаток П Розрахунок динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу причепа у випадку його відриву від тягача.....	355

ПЕРЕДМОВА



Дана наукова робота виходить в світ у рік 85-річчя Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, який було засновано 1930 році. Спочатку інститут складався з двох факультетів: автомобільного та дорожньо-будівельного, на яких навчалось близько 312 студентів. Кількість викладачів не перевищувала 30 чоловік. У головному корпусі, побудованому в передвоєнні роки, розташувались 20 кафедр інституту, аудиторії, лабораторії та навчальні кімнати.

У роки Великої Вітчизняної війни інститут був евакуйований в Саратов і продовжував свою роботу. Багато викладачів та студентів захищали Батьківщину на фронтах.

Після повернення у 1944 році у зруйнований Харків за короткий період інститут відновив підготовку інженерних кадрів. Новий механічний факультет відкрився у 1947 році, а в 1966 – економічний. Інтенсивний розвиток економічних спеціальностей дозволив розширити економічний факультет і реорганізувати його у факультет управління та

бізнесу. Інститут інтенсивно розбудовується, з'являються три нові навчальні корпуси, шість гуртожитків для студентів.

Перехід до ступеневої системи навчання (бакалавр–спеціаліст–магістр) започаткований у 1989 році, і вже в 1994 році відбувся перший випуск бакалаврів.

У 1993 році інститут був переіменований у Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, а в 2001 – одержав статус національного університету.

Значний науковий та педагогічний потенціал дозволяє університету готувати фахівців за 25 спеціальностями. За 85 років підготовлено більше 55 тисяч фахівців різних спеціальностей. За цей час захищено 375 кандидатських та 97 докторських дисертацій.

На 39 кафедрах університету сьогодні працює 650 викладачів, з них 67 докторів, професорів та 330 доцентів. Кандидати наук в аспірантурі та докторантурі одержують підготовку з 20 спеціальностей. В університеті працюють дві докторські та одна кандидатська ради ВАК України, які приймають захист із 7 спеціальностей.

В університеті ефективно працюють відомі наукові школи в галузях автомобілебудування, дорожнього господарства, економіки транспортного комплексу, матеріалознавства та ін.

Готуючись до святкування ювілею, колектив університету звітує про здобутки. За п'ять останніх років отримано 318 українських та іноземних патентів, видано 190 монографій, опубліковано понад 14454 наукових публікацій.

Загальний обсяг наукових досліджень становить 33,9 млн грн, з них 4,7 млн грн – за рахунок видань загального фонду та 29,2 млн грн – за рахунок спеціального фонду.

Автомобільний факультет разом з університетом святкує свій ювілей – нам 85 років. Тридцятого вересня 1930 року на факультеті розпочались заняття. З початку існування факультет очолювали видатні науковці, талановиті педагоги, знавці автомобільної справи: Д.З. Райський (1930–1931 рр., 1939–1941 рр.), Н.П. Денисенко (1931–1933 рр.), А.П. Хмельницький (1933–1936 рр.), О.Я. Штрахман (1936–1937 рр.), А.А. Шмитьков (1937–1939 рр.), П.О. Орехов (1946–1947 рр.), Є.І. Милославський (1947–1950 рр.), Б.В. Решетников (1950–1957 рр.), М.І. Подщеколдин (1957–1962 рр.), М.Я. Говорущенко (1962–1965 рр.), В.Г. Терлецький (1965–1976 рр.), І.І. Тимченко (1976), А.М. Туренко (1976–1981 рр.), В.М. Алексеєнко (1981–1986 рр.), Л.П. Гречко (1986–

1988 рр.), В.П. Волков (1988–2005 рр.), М.М. Альокса (2005–2013 рр.). З 2013 року факультет очолює доцент О.В. Сараєв.

У післявоєнні роки автомобільний факультет на деякий час було перейменовано в механічний у зв'язку з появою, крім основної спеціальності «Автомобілі», двох нових – «Дорожні машини та обладнання» і «Будівельні машини та обладнання». З 1952 року і до сьогодні назва автомобільного факультету є незмінною, що повністю відповідає назві та професійній спрямованості Харківського автомобільно-дорожнього університету.

За час існування автомобільний факультет дав життя й іншим факультетам. Так, у 1966 році на базі автомобільного був створений інженерно-економічний факультет (нині – факультет управління та бізнесу), а у 2005 році – факультет мехатроніки транспортних засобів (нині – факультет комп'ютерних технологій та мехатроніки).

Сьогодні на автомобільному факультеті навчається близько 750 студентів і працює 89 викладачів, з яких 85 % мають науковий ступінь та звання, з них 14 докторів наук, 61 кандидат наук, 14 професорів. Сім професорів у різні роки стали лауреатами Державної премії України в галузі науки і техніки – це професори А.М. Туренко, В.О. Богомолів, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, М.А. Подригало, Ф.І. Абрамчук та І.І. Тимченко.

На факультеті активно діє три наукових школи: динаміка гальмування і гальмові системи автотransпортних засобів (науковий керівник – проф. А.М. Туренко); діагностика і прогнозування технічного стану автомобілів (науковий керівник – проф. В.П. Волков) та функціональна стабільність автомобілів і тракторів (науковий керівник – проф. М.А. Подригало). На базі факультету під керівництвом професора А.М. Туренка працює спеціалізована вчена рада Д 64.059.02 для захисту кандидатських та докторських дисертацій за трьома науковими спеціальностями, дві з яких – «Автомобілі та трактори» і «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» – відповідають науковому напрямку досліджень науковців факультету. За роки існування на факультеті підготовлено близько 100 кандидатів та понад 20 докторів наук.



Лауреати Державної премії України в галузі науки і техніки (зліва направо): ректор ХНАДУ, професор, д.т.н. Туренко Анатолій Миколайович, заслужений діяч науки і техніки України; проректор ХНАДУ, професор, д.т.н. Богомолів Віктор Олександрович, заслужений діяч науки і техніки України; завідувач кафедри автомобілів, професор, к.т.н. Клименко Валерій Іванович; професор, к.т.н. Рижих Леонід Олександрович; завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, професор, д.т.н. Подригало Михайло Абович; завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, професор, д.т.н. Абрамчук Федір Іванович; професор, д.т.н. Тимченко Ігор Іванович (нині покійний).

Підготовка студентів на факультеті здійснюється за двома напрямками – «Автомобільний транспорт» та «Машинобудування» і трьома спеціальностями – «Автомобілі та автомобільне господарство», «Колісні та гусеничні транспортні засоби» і «Двигуни внутрішнього згоряння». З першого курсу студенти починають набувати спеціальних знань за фахом з конструкції, експлуатації, сервісу та ремонту автомобільного транспорту. Заняття проходять на обладнанні фірм «Bosch», «Sun», «Modis», «Naga» та з використанням програмного забезпечення AutoCAD, Inventor, SolidWorks, Ansys, T-Flex, AVL. Всього за час існування факультету підготовлено понад 10 тис. фахівців – це інженери, спеціалісти, бакалаври, магістри.

ХАДИ-1



ХАДИ-2



ХАДИ-3



ХАДИ-5



ХАДИ-7



ХАДИ-9



ХАДИ-11Э



ХАДИ-13Э



ХАДИ-21



ХАДИ-24



ХАДИ-31



ХАДИ-34



Усі студенти факультету отримують додаткову робочу професію водія, проходячи навчання на сучасній автомобільній техніці Škoda, Renault, Daewoo. Для студентів автомобільного факультету регулярно організовуються тематичні екскурсії на провідні підприємства з виробництва та продажу автомобілів як в Україні, так і за кордоном. Переддипломна практика студентів автомобільного факультету здійснюється на автомобільних підприємствах та в дилерських центрах «Audi», «BMW», «Chery», «Chevrolet», «Citroen», «Daewoo», «Ford», «Honda», «HYUNDAI», «KIA», «MAN», «Mazda», «Mercedes-Benz», «Mitsubishi», «Nissan», «Opel», «Peugeot», «Porsche», «Renault», «Seat», «Škoda», «Subaru», «Suzuki», «Toyota», «Volkswagen» та інших, а також у підрозділах автотехнічних досліджень Міністерства внутрішніх справ та Міністерства юстиції України. Сучасні випускники автомобільного факультету після закінчення університету працевлаштовуються на підприємствах і в підрозділах, де проходили практику, на таких посадах: менеджер із продажу автомобілів та запчастин, керівник та адміністратор сервісу, інженер з гарантії, конструктор, експерт-автотехнік, інспектор ДАІ, аварійний комісар, поліцейський та ін.

Основа якісної підготовки студентів-автомобілістів полягає в потужній науково-методичній та науково-технічній базах шести кафедр автомобільного факультету, а саме автомобілів, технічної експлуатації та сервісу автомобілів, технології машинобудування та ремонту машин, двигунів внутрішнього згоряння, деталей машин і теорії механізмів та машин, теоретичної механіки і гідравліки.

Кафедра автомобілів є однією з центральних ланок на факультеті. Завідує кафедрою професор, кандидат технічних наук Валерій Іванович Клименко, лауреат Державної премії України в галузі науки та техніки за 1998 рік (автор 235 наукових робіт).

Кафедра автомобілів випускає бакалаврів за напрямом «Машинобудування» і спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Колісні та гусеничні транспортні засоби». Основними науковими напрямками досліджень на кафедрі є: активна безпека автотранспортних засобів; теоретичні основи створення і дослідження апаратів гальмівного керування, трансмісії і підвіски; створення і дослідження анти-блокувальних гальмівних систем. Серед визначних досягнень науковців кафедри автомобілів винятково важливою є розробка цілого модельного ряду пневматичних, гідравлічних та пневмогідравлічних апаратів гальмівної системи, трансмісії й підвіски автомобіля та втілення цих апаратів у серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі для застосування на автомобілях КамАЗ, КрАЗ, ПАЗ, ЛАЗ.

До складу кафедри автомобілів входять студентське проектно-конструкторське бюро та славетна лабораторія швидкісних автомобілів, на базі яких студентами факультету створено цілу низку всесвітньо відомих рекордно-швидкісних автомобілів під маркою «ХАДІ». На цих автомобілях рекордів швидкості досягли заслужений майстер спорту Володимир Костянтинівч Нікітін, майстри спорту Юрій Стебченко, Володимир Гавриленко, Георгій Біліс, Михайло Кузенков, Михайло Гриненко та Петро Бородай. Дещо згодом титул чемпіона України з автомобільних перегонів завоювали майстри спорту Олексій Яцюк та Олексій Кобзев. Новим проектом студентського конструкторського бюро та лабораторії швидкісних автомобілів є екоавтомобіль «ХАДІ-34», який на 1 літрі пального проїхав 575 км на перегонах «Shell Eco-marathon 2010» Лаузіц ринг у Німеччині. Це досягнення було занесене до Книги рекордів України.



Одним з найбільших підрозділів факультету є кафедра технічної експлуатації і сервісу автомобілів, що носить ім'я видатного вченого, професора М.Я. Говорущенка, де щорічно випускається близько 150 бакалаврів за напрямом «Автомобільний транспорт» і приблизно стільки ж спеціалістів та магістрів за спеціальністю «Автомобілі та автомобільне господарство». Очолює кафедру проф., д.т.н. Волков Володимир Петрович (автор понад 500 науково-методичних праць). У 2013 році на базі кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів було створено новий підрозділ «Академія BOSCH». Завдяки цьому університет придбав для підготовки студентів сучасне обладнання автомобільного сервісу фірми «BOSCH» для діагностування електронних блоків керування, паливної системи, кліматичних установок, світла фар, кутів установки коліс автомобіля. Це ще один суттєвий крок до реалізації головної концепції вищої школи – зміщення акценту університетської освіти у бік глибшого розуміння суті завдань, проблем і досягнень науково-технічного прогресу і потреб суспільства нової європейської інтеграції.

Кафедру технології машинобудування та ремонту машин очолює професор, д.т.н., лауреат Державної премії України в галузі науки та техніки за 2012 рік Михайло Абович Подригало (автор більш ніж 500 наукових праць). За понад 80 років існування кафедрою підготовлено тисячі інженерів-механіків за спеціальністю «Автомобілі та автомобільне господарство», що мають ремонтну спеціалізацію. З 2005 року кафедра здійснює підготовку та випуск спеціалістів за напрямом «Професійне навчання» за спеціальностями «Транспорт» і «Метрологія, стандартизація та сертифікація». Науковці кафедри за розробку вимірювального комплексу з оцінки функціональної стабільності автомобілів та тракторів отримали кубок переможців Всеукраїнського конкурсу «Кращий вітчизняний товар 2013 року».

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння з 1993 року є випусковою за напрямом «Машинобудування», спеціальністю «Двигуни внутрішнього згоряння». Кафедру очолює д.т.н., професор Абрамчук Федір Іванович (автор понад 200 наукових праць), лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки за 2008 рік. Головними напрямками в науковій роботі кафедри є: розробка паливної апаратури дизеля; конвертування дизелів та бензинових двигунів у газові; вдосконалення двигуна для перегонів Shell «Eco-marathon». Разом із ДП «ХКБД» та ДП «Завод ім. В.О. Малишева» кафедра працює над проектом «Слобожанський дизель», який передбачає створення дизеля подвійного призначення – для військових та цивільних потреб. На базі обчислювального центру кафедри за підтрим-

кою австрійської фірми «AVL» створено навчально-методичний комплекс із комп'ютерного 3D-моделювання. На кафедрі розроблено комплекс профільних підручників, за які було отримано Державну премію України.

Кафедрою деталей машин і теорії механізмів та машин вже близько 30 років керує випускник автомобільного факультету професор, к.т.н. Перегон Володимир Андрійович. Тому одним із найважливіших напрямів своєї діяльності завідувач кафедри вважає підготовку молодих кадрів. Кафедра здійснює навчальний процес на всіх напрямках підготовки студентів факультету. Наукові пріоритети кафедри – це механіка деформованого твердого тіла та механіка шини. Кафедра активно втілює в навчальний процес новітні технології автоматизованого проектування на базі програмного забезпечення AutoCAD, Inventor 2014, а також розвиває сучасний засіб «електронного підпису» документів, конструкторської документації.

Кафедра теоретичної механіки і гідравліки викладає цикл гуманітарних дисциплін на всіх технічних факультетах університету. Понад 30 років кафедру очолює відомий вчений, професор, д.т.н. Солодов Валерій Григорович. Під його керівництвом науковці кафедри набули значного досвіду у галузі промислової аеродинаміки, обчислювальної аеродинаміки та чисельних методів із застосуванням до турбомашин, промислових пристроїв, аеродинаміки літальних та транспортних засобів. Найбільш вагомими контрактами підрозділу з промисловістю є: «Парові турбіни» (Уральський турбомоторний завод, Росія); «Парові турбіни» (ВАТ «Турбоатом», Харків); «Парові турбіни» (GE ETEC, Москва); «Парові турбіни» (GeneralElectric PS, USA); «Газові турбіни» (НВП «Маш-проект-Зоря», Миколаїв). У цілому науковці факультету щорічно одержують наукові гранти та контракти з підприємствами на суму понад півмільйона гривень.

Колектив університету, автомобільного факультету з оптимізмом дивиться у майбутнє, орієнтуючись на входження України до Європейського простору, та вітає всіх викладачів, студентів і випускників університету з ювілеєм, бажає міцного здоров'я, нових творчих успіхів і наукових досягнень.

Ректор ХНАДУ, професор



А.М. Туренко

ВСТУП

Актуальність проблематики монографії та її доцільність обумовлена постійно зростаючою кількістю дорожньо-транспортних пригод (ДТП) і важкістю їх наслідків, що викликає необхідність їх об'єктивного та якісного дослідження. Дослідження ДТП здійснюється на підставі інструкцій, затверджених методик та теоретичних основ динаміки руху автомобіля. Близько 64% перерахованих та рекомендованих Міністерством Юстиції України основних питань автотехнічної експертизи можна вирішити тільки завдяки застосуванню формул, які включають параметри ефективності гальмування транспортного засобу (ТЗ). Причому, незалежно від того чи було застосовано водієм гальмування під час ДТП, чи ні експерт все одно повинен оцінювати ефективність гальмування ТЗ для аналізу можливості запобігання ДТП. Тому оцінка ефективності гальмування ТЗ є дуже значним і вагомим етапом дослідження ДТП, який впливає на всі аспекти розрахунку механізму ДТП і результати автотехнічної експертизи в цілому.

У теперішній час гальмівні системи ТЗ отримали новий інтенсивний поштовх розвитку на базі сучасної конструкції антиблокувальної системи (АБС). Ефективність гальмування ТЗ, обладнаних сучасною АБС, покращилася, але експертні методи розрахунку перестали враховувати ці позитивні зміни. Такий розрив між застарілим методичним забезпеченням та реальними змінами в конструкції ТЗ безумовно привів до погіршення точності розрахунків, що негативно впливає на об'єктивність експертних автотехнічних досліджень ДТП в цілому. Ця проблема повинна мати наукове та практичне розв'язання.

За опублікованими даними провідних автомобільних журналів світу «Car and Driver» USA, «Das neue Automobil» Hamburg, «Quattroruote» Milane, «Autocar» Stanford, «Auto Motors und Sport» Stuttgart, «Auto Sukces» Warszawa, «Auto motor a Sport» Praha, «Auto motor i Sport» Wroclaw, «Авто-ревю», «За рулем» та ін., легкові автомобілі, гальмівна конструкція яких базується на сучасній АБС, на 10–30 % гальмують ефективніше ніж автомобілі, які такою системою не обладнані.

Згідно науково-технічним публікаціям, існуючі розрахункові методи дають завідомо значну похибку при оцінці ефективності гальмування автомобіля у розмірі 10–20%. Між тим, на даний час в Україні відсутні будь які рекомендації для експертів з оцінки ефективності гальмування автомобіля, обладнаного АБС. Тому виникає резонне питання щодо правильності застосування існуючих розрахункових методів відносно ефективно-

сті гальмування автомобіля, обладнаного сучасною АБС. Доцільність вирішення цієї актуальної проблеми полягає в необхідності покращення точності, якості та об'єктивності оцінювання ефективності гальмування автомобіля при дослідженні ДТП.

Для покращення об'єктивності автотехнічних досліджень ДТП шляхом підвищення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ у монографії запропоновано рішення наступних завдань:

- дослідити вплив різних факторів на оцінку ефективності гальмування автомобіля.
- запропонувати нові наукові гіпотези, які дозволили б знизити погрішність розрахунку з оцінки ефективності гальмування автомобіля.
- провести пошукові багатфакторні експериментальні дослідження з оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ.
- розробити метод з оцінки ефективності гальмування автомобіля, який би враховував особливості конструкції його гальмівної системи, а саме наявність чи відсутність АБС.
- оцінити адекватність запропонованих моделей з визначення ефективності гальмування автомобіля.
- удосконалити застарілі експертні методи дослідження ДТП, які і досі передбачають наявність слідів екстреного гальмування на дорожньому покритті, шляхом інтегрування розробленого методу з оцінки ефективності гальмування автомобіля в структуру дослідження ДТП.
- покращити експериментальний метод з оцінки ефективності гальмування автомобіля.
- визначити перспективи подальших досліджень з застосуванням новітніх технологій.

Об'єктом дослідження даної роботи є дорожньо-транспортна пригода, а предметом дослідження - оцінка ефективності гальмування транспортних засобів в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди.

У роботі використовувались різноманітні методи дослідження: при визначенні мети, постановці завдань дослідження, вивченні робіт попередніх дослідників використані методи аналізу та синтезу; при створенні теоретичних законів ефективності гальмування транспортних засобів використані методи математичної статистики та теорії ймовірності, а також регресійного аналізу; при розробці та вирішенні математичних моделей дослідження ДТП використовувався аналітичний метод; для підтвердження достовірності розроблених теоретичних положень, законів і математичних моделей використані експериментальні методи, зокрема, за допомогою тензометричного методу вимірювання з подальшим аналого-

во-цифровим перетворенням сигналу виконані вимірювання параметрів ефективності гальмування транспортних засобів; для розв'язання математичних моделей з розрахунку динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу застосований чисельний метод Рунге-Кута.

Наукова новизна одержаних результатів у монографії полягає в наступному:

- уперше, стосовно до сучасних моделей транспортних засобів, які обладнані антиблокувальною системою гальм, отримані: універсальний теоретичний закон щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення; регресійні моделі, які описують зв'язок між коефіцієнтом зчеплення і випадковою величиною усталеного сповільнення. Це не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкту, яким є процес гальмування транспортного засобу, на відміну від раніше прийнятого методу формалізації цього процесу за допомогою детермінованої функції;

- удосконалено метод з оцінки ефективності гальмування транспортного засобу при дослідженні ДТП, завдяки якому можна більш точно оцінити гальмівну ефективність сучасних транспортних засобів, які обладнані антиблокувальною системою гальм, що неможливо було зробити раніше за існуючим методом, коли експерт повинен був оцінювати гальмівну ефективність сучасних транспортних засобів 2000–2015 років випуску за даними їх прототипів 60–80 років випуску, тобто некоректно та з завідомо невідомою похибкою;

- отримав подальший розвиток аналітичний метод дослідження складних видів наїзду на пішохода, які відбуваються в умовах недостатньої оглядовості та видимості, в процесі гальмування транспортного засобу, який обладнаний антиблокувальною системою гальм. Це дозволило розрахувати складні види наїзду на пішохода при відсутності слідів гальмування ТЗ, що раніше для експерта було практично неможливим;

- удосконалена конструкція аналогово-цифрового вимірювального комплексу для дослідження ефективності гальмування ТЗ, шляхом поєднання декількох відомих способів вимірювання цієї ефективності. На відміну від аналогів, в яких використовується тільки один спосіб вимірювання, коли вимірюється тільки один з основних параметрів ефективності – гальмівний шлях або сповільнення ТЗ, а потім, відповідно, інший розраховується – в удосконаленій конструкції вимірюються обидва цих основних параметра. Разом з застосуванням сучасних цифрових технологій отримання, зберігання й передачі інформації це дозволило зменшити похибки вимірів гальмівного шляху та сповільнення ТЗ, а також інтервалів часу, швидкості руху, тиску у гальмівній системі, зусилля на педалі

гальм. Комплекс дозволяє одночасно отримати більш інформативні дані по всіх вимірювальних каналах як в цифровому, так і в графічному вигляді, і наочно, з більш високою частотою до 100 Гц, спостерігати складну картину протікання динамічного процесу гальмування автомобіля;

– отримала подальший розвиток транспортно-інформаційна система з запропонованою у роботі функцією аналізу та дослідження ДТП на базі автоматизованих засобів виміру та отримання параметрів руху транспортного засобу в процесі екстреного гальмування;

- уперше створено імітаційну модель процесу автоматичного гальмування причепа при відриву його від тягача. Ця модель дозволяє оцінити ефективність гальмування причепа та порахувати час спрацьовування гальм, усталене сповільнення та зупинний шлях причепа, що відірвався. Завдяки отриманим результатам дослідження з'являється можливість більш ретельно та точно дослідити механізм ДТП у випадку відриву причепа від тягача та оцінити ефективність автоматичного гальмування причепа на різних швидкостях руху, або вирішити зворотну задачу – за результатами довжини зупинного шляху причепа, що відірвався, встановити швидкість руху автопоїзду у момент відриву причепа.

Розроблений в монографії метод оцінювання гальмівної ефективності транспортних засобів, які обладнані сучасною антиблокувальною системою гальм, по суті є методичною основою для розглядання процесу гальмування цих транспортних засобів при дослідженні ДТП. Тому основні положення монографії можуть використовуватись у виробництві судових автотехнічних експертиз і автотехнічних досліджень різноманітних установ відповідного профілю.

При підготовці даної монографії було використано як відомі науково-методичні роботи з автотехнічних досліджень, так і досвід кафедри автомобілів та лабораторії експертизи транспорту Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) з розробки й випробування гальмівних систем автотransпортних засобів.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АБС –	антиблокувальна система (Anti Blocking System (ABS));
ДТП –	дорожньо–транспортна пригода;
ПРК –	повітря-розподільчий клапан;
РГС –	регулятор гальмівних сил;
ТЗ –	транспортний засіб;
BA, BAS –	(Brake Assistant) асистент гальмування;
EBD, EBV –	(Electronic Brake Distribution) або (Elektronische Bremskraft Verteilung) електронний розподільник гальмівних сил;
EDR –	(Event Data Recorder) реєстрація даних про події;
ESP, ESC –	(Electronic Stability Program) або (Electronic Stability Control) система курсової стійкості руху автомобіля (також є інші назви цієї системи);
IR –	(Individual Regelung) індивідуальний спосіб регулювання АБС роботи гальм кожного колеса окремо;
PEBS –	(Preventive Electronic Brake System) превентивна система екстреного гальмування;
SL –	(Select Low) низькопороговий спосіб регулювання АБС роботи гальм коліс однієї осі;
SH –	(Select High) високопороговий спосіб регулювання АБС роботи гальм коліс однієї осі;
g –	прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
a_x –	відстань від водія до передньої габаритної частини ТЗ, м;
B_a –	габаритна ширина ТЗ, м;
B_k –	колія коліс ТЗ, м;
b_y –	відстань від водія до бічної поверхні ТЗ з боку руху пішохода, м;
c_x –	коефіцієнт обтічності ТЗ;
F –	лобова площа ТЗ, м^2 ;
f –	коефіцієнт опору кочення коліс ТЗ;
h –	висота, м;
$h_{\text{цм}}$ –	висота центра мас ТЗ, м;
j –	сповільнення ТЗ (у разі експертних розрахунків усталене сповільнення ТЗ), м/с^2 ;
j_a –	лінійне сповільнення автомобіля;
$j_{\text{уст}}$ –	усталене сповільнення ТЗ, м/с^2 ;

$j_{от}$ –	сповільнення ТЗ при відкиданні (відкоту) після зіткнення, м/с ² ;
G –	вага ТЗ, Н;
G_1, G_2 –	статичні навантаження (вага), що діють на горизонтальній дорозі відповідно на колеса передньої і задньої осей ТЗ, Н;
J_k –	момент інерції колеса, кг·м ² ;
L –	колiсна база ТЗ, м;
L_a –	довжина ТЗ, м;
l_x –	координата місця удару на бічній поверхні ТЗ, м;
l_y –	координата місця удару на фронтальній поверхні ТЗ, м;
M_{T1}, M_{T2} –	гальмівні моменти на колесах передньої та задньої осі відповідно; M_{j1}, M_{j2} – інерційні моменти на колесах передньої та задньої осі відповідно; M_{f1}, M_{f2} – моменти опору кочення колiс передньої та задньої осі відповідно;
M_{jz} –	інерційний момент навколо осі Z ;
m_a –	маса ТЗ, кг;
m_i –	маса, що доводиться на загальмовані колеса ТЗ, кг;
P_j –	повздовжня сила інерції ТЗ, Н;
P_w –	сила опору повітря, Н;
P_T –	гальмівна сила ТЗ, Н;
P_{TM} –	гальмівна сила, діюча безпосередньо у гальмівному механізмі на радіусі тертя, Н;
P_f –	сила опору коченню колiс ТЗ, Н;
P_λ –	сила опору підйому ТЗ (у інших джерелах ця сила традиційно позначається як P_a), Н;
P_y –	сила, що діє в бічному напрямку, Н;
P_{jy} –	бічна сила інерції ТЗ, Н;
R_x –	повздовжня (дотична) реакція, Н;
R_{xy} –	рівнодіюча горизонтальна реакція, Н;
R_y –	бічна реакція, Н;
$R_{y\max}$ –	максимальна бічна реакція в місці контакту колеса з дорогою за умов зчеплення, Н;
R_z –	вертикальна (нормальна) реакція в плямі контакту колеса з дорогою, Н;
r_d –	динамічний радіус колеса, м;

$r_{\text{ТМ}}$ –	радіус тертя рівнодіючої гальмівної сили у гальмівному механізмі, м;
S –	відстань або довжина, м;
S_0 –	зупинний шлях ТЗ, м;
$S_{\text{Т}}$ –	гальмовий (гальмівний) шлях ТЗ, м;
S_{τ} –	шлях гальмування ТЗ з максимальною ефективністю, м;
S_{ov} –	відстань гальмування ТЗ до деякої кінцевої швидкості наїзду на перешкоду, м;
S_u –	ділянка гальмування ТЗ із усталеним сповільненням (у випадку блокування коліс ця ділянка дорівнює довжині слідів гальмування (юз) на дорозі), м;
S_a –	відстань між місцем ДТП та ТЗ у момент виникнення небезпеки або перешкоди для руху, м;
S_{a1} –	відстань від ТЗ до місця наїзду в момент виходу пішохода із-за краю перешкоди, м;
S_{a2} –	відстань від ТЗ до місця наїзду у момент виходу пішохода на проїжджу частину, м;
$S_{\text{бд}}$ –	безпечна дистанція до переднього ТЗ, м;
$S_{\text{в.}}$ –	виміряна відстань між переднім габаритом ТЗ та об'єктом при встановленій видимості, м;
$S_{\text{п}}$ –	відстань, яку подолав пішохід з моменту виникнення небезпеки до моменту наїзду, м;
$S_{\text{пн}}$ –	переміщення ТЗ з усталеним сповільненням від місця наїзду до зупинки, м;
S_2 –	шлях, який проїхала рухома перешкода з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія ТЗ до моменту скоєння наїзду, м;
S_{Δ} –	відстань між задньою частиною стрічного ТЗ-перешкоди і пішоходом, у момент появи його в полі оглядовості водія, м;
S'_a –	гадана відстань між ТЗ і місцем перетину з лінією проходження пішохода в разі своєчасного гальмування, м;
$S'_\text{п}$ –	відстань, яку подолав би пішохід у гаданій версії з моменту виникнення небезпеки до моменту перетину ТЗ лінії проходження пішохода, м;
S_b –	відстань між ТЗ і пішоходом у момент виникнення небезпеки, м;
T_0 –	час, який необхідний для зупинки ТЗ, с;

$T_{\text{пр}}$ –	сума інтервалів часу $t_1, t_2, 0,5t_3$, протягом яких гальмівна система ТЗ приводиться в дію, с;
$T_{\text{н}}$ –	інтервал часу з моменту реагування водія ТЗ на небезпеку або перешкоду до моменту наїзду, с;
$T'_{\text{н}}$ –	гаданий час руху ТЗ з моменту виникнення небезпеки до перетину з лінією проходження пішохода, с;
t –	інтервал часу, с;
t_1 –	час реакції водія, с;
t_2 –	час запізнювання спрацьовування дії гальм ТЗ, с;
t_3 –	час наростання сповільнення ТЗ, с;
$t_{\text{п}}$ –	час, який пройшов з моменту виникнення небезпеки для руху водія ТЗ до моменту наїзду (зіткнення), с;
$t_{\text{зап}}$ –	час, на який водій ТЗ запізнився з гальмуванням після виникнення небезпеки або перешкоди для руху, с;
t_{Δ} –	середньостатистичний інтервал часу між проїжджаючим мимо ТЗ і початком руху пішохода, с;
t_j –	інтервал часу від початку рівносповільненого руху ТЗ до моменту його перетину з лінією проходження пішохода, с;
$V_{\text{а}}$ –	швидкість руху ТЗ, км/год (несистемна одиниця виміру швидкості ТЗ, яка застосовується в експертних методиках);
$v_{\text{а}}$ –	швидкість руху ТЗ, м/с;
$v_{\text{н}}$ –	швидкість руху ТЗ у момент наїзду на пішохода або перешкоду, м/с;
$v_{\text{п}}$ –	швидкість руху пішохода, м/с;
$v_{\text{в}}$ –	розрахункова швидкість руху ТЗ, яку не повинен перевищувати водій у заданих умовах видимості, м/с;
v_2 –	швидкість рухомої перешкоди, м/с;
v_{Δ} –	різниця між швидкостями ТЗ та пішохода, $v_{\Delta} = v_{\text{а}} - v_{\text{п}} \cos \alpha$, м/с;
$v'_{\text{н}}$ –	гадана швидкість ТЗ у разі його своєчасного гальмування в момент перетину лінії проходження пішохода, м/с.
v_0 –	початкова швидкість ТЗ, м/с;
x –	поздовжня координата (у випадку дослідження наїзду на пішохода – це відстань між рухомою перешкодою й місцем наїзду в момент скоєння наїзду, м;
y –	бічна координата (у випадку наїзду на пішохода – інтервал між ТЗ і перешкодою), м;

y_{Π} –	відстань від краю проїжджої частини до місця наїзду, м;
α –	кут удару (зустрічі) між ТЗ та рухомою перешкодою, градуси;
Δ_x –	відстань між задньою частиною ТЗ-перешкоди і пішоходом у момент виходу його на проїжджу частину, м;
δ_j –	коефіцієнт обліку впливу інерції обертових мас ТЗ;
k_e –	поправочний коефіцієнт оцінки ефективності гальмування ТЗ;
k_j –	коефіцієнт, який враховує перерозподіл нормального навантаження на колесах ТЗ, що відбувається під дією сили інерції при гальмуванні;
λ, α –	величина повздовжнього ухилу дороги, градуси;
λ', i –	безрозмірна величина повздовжнього ухилу дороги;
ρ –	густина повітря, кг/м ³ ;
φ –	сумарний коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою або коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в напрямку його кочення при прямолінійному русі;
φ_x –	коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в напрямку його кочення;
φ_y –	коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в поперечному до кочення колеса напрямку;
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ –	кутове прискорення коліс передньої та задньої осі відповідно;
ω_1, ω_2 –	кутова швидкість коліс передньої та задньої осі відповідно;

Розділ 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ З ВИЗНАЧЕННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

1.1 Структурні складові дослідження

Автотехнічна експертиза дослідження обставин ДТП відноситься до інженерно-технічного виду судової експертизи. Згідно діючого наказу Міністерства транспорту та зв'язку України за номером 136 від 14 лютого 2006 року (про затвердження випуску № 69 "Автомобільний транспорт" Довідника кваліфікаційних характеристик професій працівників) автотехнічна експертиза повинна виконуватися фахівцями з повною вищою освітою відповідного напрямку підготовки. Але такі вимоги діяли не завжди. Проведення автотехнічних досліджень у справах про ДТП у нашій країні було організовано починаючи з 1959 року. Раніше такі експертизи доручалися особам, часом недостатньо об'єктивним і малокваліфікованим, працюючим в автогосподарствах або Державтоінспекції. Природно, в подібних умовах важко було досягти одноманітності в методиці проведення судових автотехнічних експертиз. Висновки експерта нерідко суперечили достовірним матеріалам справи. Іноді експерт навіть виходив за межі своєї компетенції, вирішуючи не тільки технічні, але й юридичні питання. Тому, вже з 1965 року, в установах судової експертизи вводиться інструкція, в якій обумовлюється область спеціальних знань експерта – автотехніка, який повинен володіти такими базовими знаннями в галузі науки й техніки, як: математика, фізика, теоретична механіка, опір матеріалів, будова автомобіля, технічна експлуатація й ремонт транспортних засобів, теорія експлуатаційних властивостей автомобіля, а також правила та безпека дорожнього руху.

У відповідності до діючого законодавства судова автотехнічна експертиза призначається у випадках, коли для дозволу певних питань зі справи необхідні наукові, технічні або інші спеціальні знання [285]. Метою судової автотехнічної експертизи є встановлення причинно-наслідкового зв'язку між діями учасників ДТП і вимогами Правил дорожнього руху. Тобто автотехнічна експертиза повинна, по суті, з'ясувати які дії учасників ДТП відповідали вимогам Правил, а які – не відповідали. А вже з урахуванням результатів експертизи слідство й суд повинні відповісти на основне питання – хто винен у ДТП.

Основними завданнями судової автотехнічної експертизи є встановлення механізму ДТП, аналіз можливості запобігання ДТП, визначення відповідності дій учасників ДТП вимогам Правил дорожнього руху. Безумовно підґрунтям автотехнічної експертизи є визначення саме механізму ДТП, тобто відновлення процесу розвитку ДТП в часі з визначенням кінематичних та динамічних показників руху ТЗ. У дослідженні механізму ДТП виділяють три основні фази – це зближення об'єктів (початкова фаза), їх взаємодія (кульмінація) та відкидання об'єктів після взаємодії (рис. 1.1).

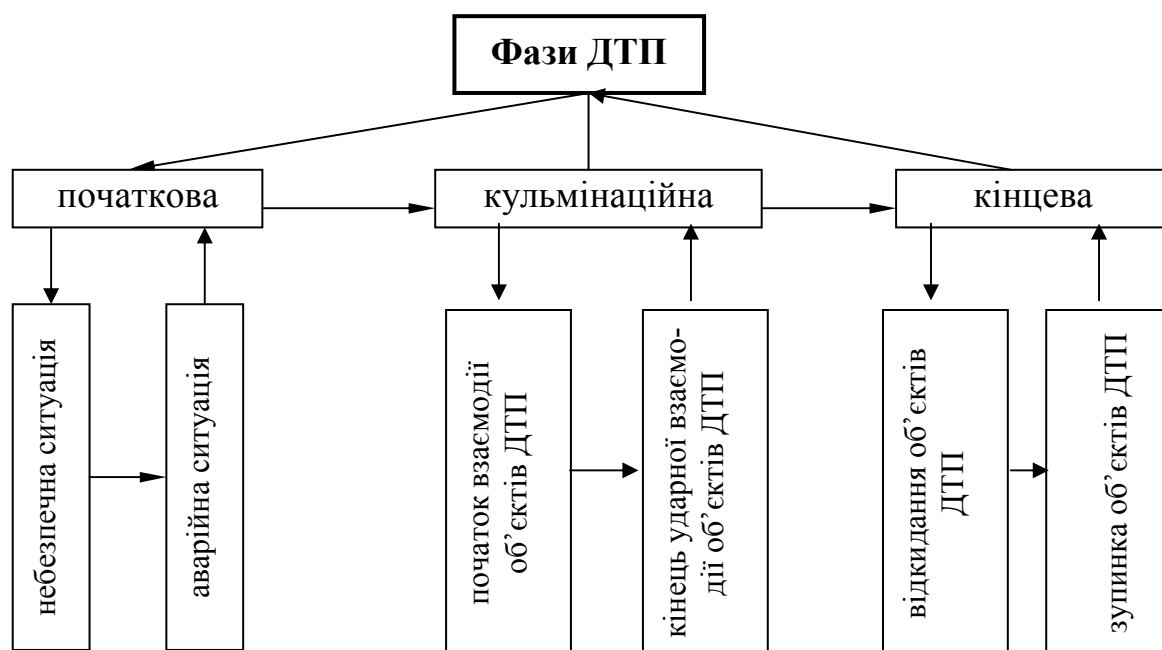


Рисунок 1.1 – Механізм ДТП

Починається ДТП з моменту виникнення небезпечної ситуації для руху водія. Під небезпечною ситуацією розуміють таку ситуацію, при якій водій повинен негайно прийняти всі наявні в його розпорядженні заходи (маневр чи гальмування) для запобігання ДТП і зниження ваги його наслідку. Якщо цих заходів не вжито, небезпечна ситуація переростає в аварійну ситуацію, при якій водій вже не має можливості запобігти ДТП і остання стає неминучою. Настає кульмінація, коли об'єкти ДТП взаємодіють один з одним. Ця фаза дуже швидкоплинна й триває долі секунди, але характеризується найбільш важкими наслідками: руйнуванням автомобілів і споруд, травмуванням людей. У кінцевій фазі ДТП трапляється відкидання об'єктів і їх зупинка.

Діючі Правила дорожнього руху України виділяють дві основні обставини в дорожньо-транспортній ситуації з виникнення моменту небезпеки дорожнього руху, – перша, це небезпека для руху, друга, – перешкода для руху [19, 94]. «Небезпека для руху – зміна дорожньої обстановки (у тому числі поява рухомого об'єкта, який наближається до смуги руху транспортного засобу чи перетинає її) або технічного стану транспортного засобу, яка загрожує безпеці дорожнього руху й змушує водія негайно зменшити швидкість або зупинитися. Окремим випадком небезпеки для руху є рух у межах смуги транспортного засобу іншого транспортного засобу назустріч загальному потоку».

«Перешкода для руху – нерухомий об'єкт у межах смуги руху транспортного засобу або об'єкт, що рухається попутно в межах цієї смуги (за винятком транспортного засобу, що рухається назустріч загальному потоку транспортних засобів) і змушує водія маневрувати або зменшувати швидкість аж до зупинки транспортного засобу).

При виникненні небезпеки для руху, коли смугу руху транспортного засобу перетинає який-небудь об'єкт, наприклад, інший ТЗ або пішохід, правила дозволяють водію використовувати тільки гальмування. У разі виникнення перешкоди для руху, коли об'єкт нерухомий або рухається в попутному напрямі, правила дозволяють водію в рівній мірі використовувати як гальмування, так і маневр. Наприклад, водій для запобігання наїзду на пішохода, що рухається по смузі руху даного автомобіля в зустрічному чи попутному напрямі, або є нерухомим, може застосувати як гальмування, так і маневр. Тобто для запобігання ДТП водію в більшості випадків Правилами дозволяється застосовувати тільки гальмування і лише в деяких, менш небезпечних випадках, водію дозволено поряд з гальмуванням застосовувати маневр. Тому більшість автотехнічних експертиз пов'язано саме з оцінкою ефективності гальмування ТЗ.

Актуальність автотехнічної експертизи, як молодішої прикладної дисципліни, обумовлена постійно зростаючою кількістю ДТП у світі і в Україні, зокрема. Зрозуміло, що для дослідження ДТП потрібні добре підготовлені фахівці: слідчі, експерти, працівники поліції та аварійні комісари, які повинні вміти якісно проводити огляд місця пригоди й огляд технічного стану ТЗ, відновлювати та досліджувати механізм і технічну можливість запобігання ДТП. Саме тому, протягом останніх десятиріч велику увагу розвитку цієї актуальної дисципліни приділялось у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ).

Проблематика розвитку нової дисципліни пов'язана, по-перше, зі створенням нового навчально-методичного забезпечення, по-друге, з роз-

витком спеціального матеріально-технічного забезпечення і, по-третє, з розв'язанням нових наукових завдань шляхом вивчення і застосування сучасних технологій. Сучасної навчально-методичної літератури з автотехнічної експертизи небагато. Існуючі підручники, методичні вказівки та посібники з автотехнічної експертизи базуються на теорії динаміки руху автомобіля конструкції 50–70 років [19, 92, 213]. З того часу конструкція автомобіля постійно удосконалювалась, покращувались його експлуатаційні показники, зокрема, гальмівні властивості, але це не було відбито у сучасній фаховій літературі з проблем автотехнічної експертизи. Підручник з автотехнічної експертизи в Україні тривалий час був відсутній. Тому у 2013 році на кафедрі автомобілів ХНАДУ під керівництвом проф. Туренко А.М. колективом авторів В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець було розроблено перший в Україні підручник на українській мові – «Автотехнічна експертиза. Обставини дослідження ДТП» [273].

У підручнику розглянуто не тільки основні поняття аналізу ДТП, організаційно-правові питання судової автотехнічної експертизи, але й докладно подано процес гальмування транспортного засобу, проаналізовано різноманітні експертні методики, показано вплив керованості та стійкості руху автомобіля на безпеку руху, дана оцінка існуючим методам розрахунку маневру автомобіля, наведено новітні технології дослідження обставин ДТП на базі цифрових автоматизованих засобів. У виданні вперше розглянуто вплив конструкції сучасної антиблокувальної системи на ефективність гальмування транспортних засобів та надано конкретних рекомендацій з визначення цієї ефективності. Отримало подальший розвиток дослідження складних варіантів наїзду на пішохода, що відбуваються в умовах обмеженої оглядовості та видимості у режимі гальмування автомобіля.

Також, для покращення якості підготовки майбутніх фахівців з автомобільного транспорту та автотехнічної експертизи, під керівництвом проф. Туренко А.М. протягом 2005–2011 років було розроблено принципово нові комплекси лабораторних робіт – «Дослідження обставин дорожньо-транспортної події» [155] та «Дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля в дорожніх умовах» [156]. Відмінною рисою цих робіт є втілення новітніх технологій в процес дослідження ДТП, застосування сучасного аналогово-цифрового обладнання для оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля в цілому, та ефективності гальмування транспортного засобу, зокрема.

Завдяки такому системному розвитку та вивчання проблем автотехнічної експертизи склалася ефективна співпраця між науковцями кафедри

автомобілів ХНАДУ та експертними установами Міністерств Юстиції та Внутрішніх справ України. На підставі чого було визначено основні напрямки наукових досліджень за цією дисципліною – це удосконалення оцінки ефективності гальмування ТЗ та оцінки маневру, розробка та втілення автоматизованих систем дослідження ДТП, дослідження зіткнення та обгону ТЗ, дослідження складних видів наїзду на пішохода, дослідження ДТП в умовах обмеженої видимості та оглядовості.

Дана робота присвячена проблемам оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП. Робота виконана на базі наукової школи «Динаміка гальмування і гальмові системи автотранспортних засобів» (керівник школи проф. Туренко А.М.). Тематика всіх складових даної роботи відповідає паспорту наукової спеціальності «Автомобілі та трактори», а саме її формулі – «Галузь науки і техніки, яка займається дослідженням процесів і закономірностей взаємодії дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) із опорою та навколишнім середовищем...» та відповідає одному з напрямів дослідження, перерахованих у паспорті наукової спеціальності, а саме напряду «Гальмові властивості автомобілів і тракторів. Дослідження гальмового керування та динаміки гальмування ДТЗ. Стійкість ДТЗ при гальмуванні».

1.2 Характеристика об'єкту дослідження

Об'єктом дослідження даної роботи є проблемне явище, яке притаманне всьому міжнародному суспільству та Україні зокрема – це дорожньо-транспортна пригода (ДТП), яка може відбутися під час руху транспортного засобу. У результаті ДТП гинуть та отримують поранення люди, завдається матеріального збитку. Згідно з правилами дорожнього руху України до дорожніх транспортних засобів (ТЗ) віднесені пристрої, призначені для перевезення людей, вантажів, а також встановленого на ньому спеціального устаткування або механізмів. Тому враховуються ДТП, що відбулися як з автомобілями, машинами на автомобільних шасі, так і з колісними тракторами, трамваями, тролейбусами, мотоциклами, моторолерами й мопедами, що підлягають реєстрації [94, 201].

На сьогоднішній день у світі налічується більш 700 млн. автомобільних транспортних засобів. Найбільша кількість рухомого складу автомобільного транспорту знаходиться в Європі – 40%, в Америці – 32%, в Азії – 21% [2].

У Європейському регіоні, до якого належить 49 країн, за даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВОЗ) щорічно в ДТП гине біля 120 тис. чоловік, 2,4 млн чоловік отримують поранення. Збитки від ДТП досягають 1–3 % валового внутрішнього продукту країн. Дорожньо-транспортний травматизм є основною причиною загибелі людей у віці 5–29 років. Показники загиблих у ДТП за регіонами різні. Так, наприклад, у регіоні СНД питома кількість загиблих у ДТП набагато більше ніж у країнах ЄС (рис. 1.2) [77, 228].

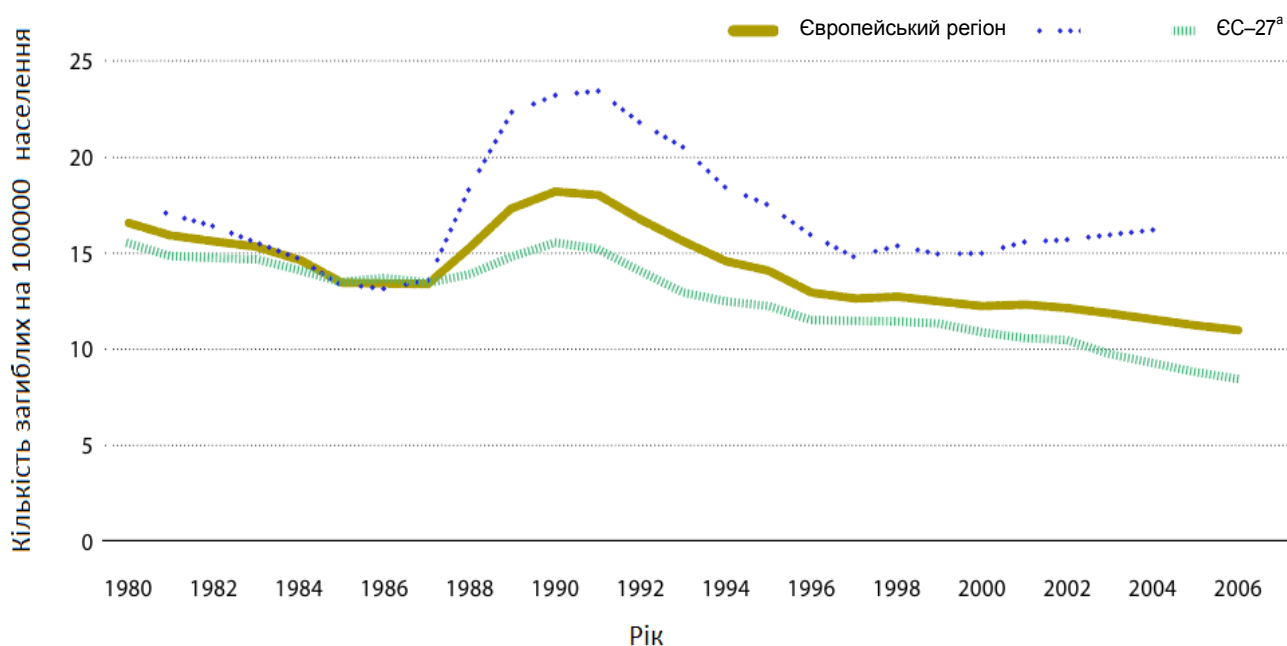
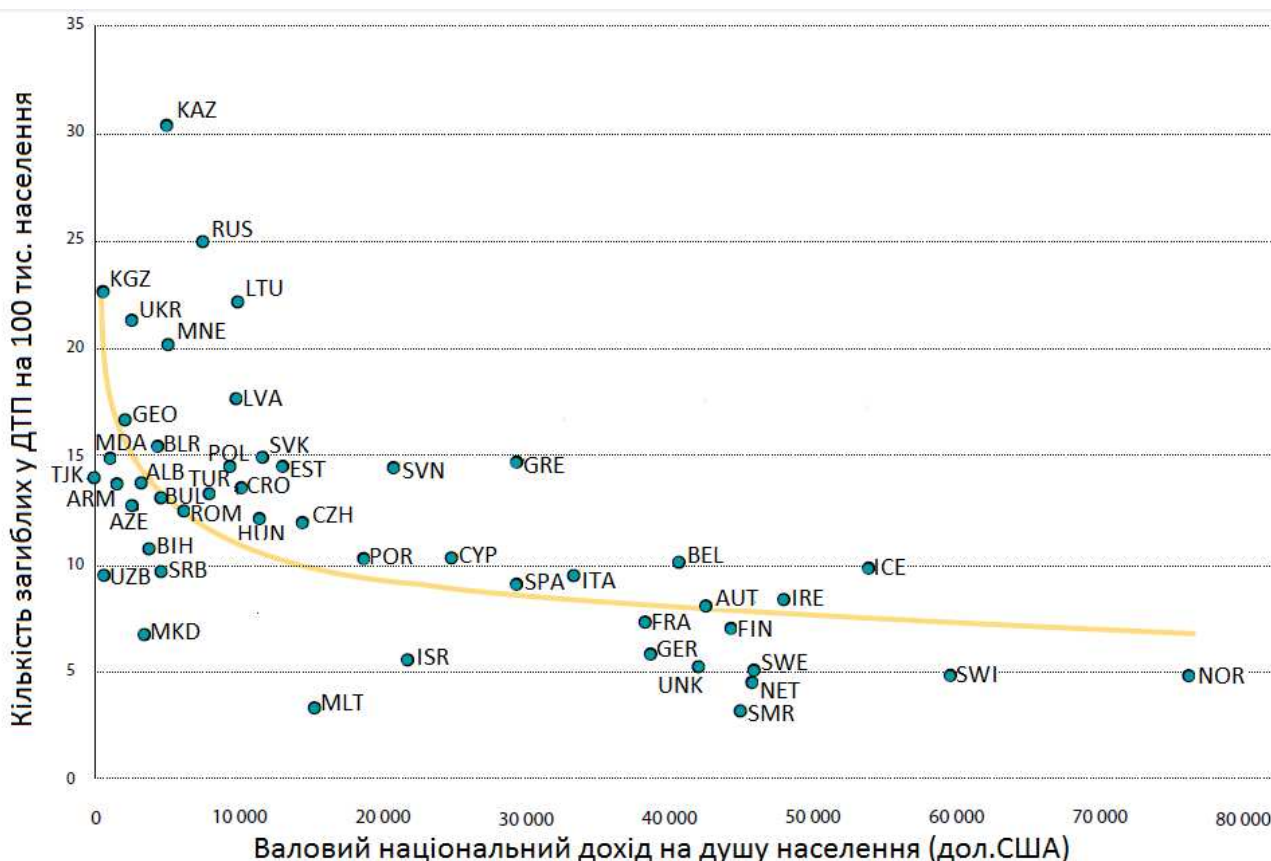


Рисунок 1.2 – Питомий розподіл загиблих у ДТП за регіонами, за даними ВОЗ [77]

Рівень доходу країни, транспортна політика в галузі безпеки руху, стан дорожньої інфраструктури, якість медичної допомоги, структура автомобільного парку – це основні фактори, що впливають на показники ДТП. Так, за оцінкою ВОЗ, у країнах з низьким та середнім доходом, що не перевищує 10 тис. дол. США на рік, питома кількість загиблих у ДТП в середньому вдвічі більше ніж у країнах з високим рівнем доходу (рис. 1.3) [77].

Для аналізу аварійності в різних країнах застосовуються різні системи обліку загиблих і поранених в ДТП, що також впливає на статистику питомих показників [77, 273, 274]. У більшості Європейських країн, у тому числі в Україні, загиблим в ДТП вважається особа, що померла від отриманих травм впродовж 30 днів. В інших країнах, наприклад, в Росії, Туркменістані, Азербайджані діє семиденне визначення загиблого в ДТП.

У Португалії, Албанії, Туреччині загиблими вважаються особи, смерть яких наступила на місці пригоди. Потерпілі в ДТП, смерть яких настає пізніше за прийняті терміни, реєструються як поранені. Найгірші показники за кількістю загиблих на 100 тис. населення має Казахстан – 30,6, Росія – 25,5, Киргизстан – 22,8, Литва – 22,4 та Україна – 21,5.



Акроніми Міжнародної організації по стандартизації: ALB – Албанія; ARM – Вірменія; AUT – Австрія; AZE – Азербайджан; BEL – Бельгія; BIH – Боснія й Герцеговина; BLR – Білорусь; BUL – Болгарія; CRO – Хорватія; CYP – Кіпр; CZH – Чеська Республіка; DEU – Німеччина; EST – Естонія; FIN – Фінляндія; FRA – Франція; GEO – Грузія; GRE – Греція; HUN – Угорщина; ICE – Ісландія; IRE – Ірландія; ISR – Ізраїль; ITA – Італія; KAZ – Казахстан; KGZ – Киргизстан; LVA – Латвія; LTU – Литва; MDA – Молдова; MKD – Македонія (колишня Югославська Республіка); MLT – Мальта; MNE – Чорногорія; NET – Нідерланди; NOR – Норвегія; POL – Польща; POR – Португалія; ROM – Румунія; RUS – Російська Федерація; SMR – Сан-Марино; SPA – Іспанія; SRB – Сербія; SVK – Словаччина; SVN – Словенія; SWE – Швеція; SWI – Швейцарія; TKM – Туркменістан; TUR – Туреччина; TJK – Таджикистан; UKR – Україна; UNK – Велика Британія, UZB – Узбекистан.

Рисунок 1.3 – Питомі показники кількості загиблих у ДТП за даними ВОЗ на 2007 р [77]

За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВОЗ) в Україні щорічно у ДТП одержують поранення близько 40,8 тис. людей і гине бли-

зько 8,5–9,5 тис. (рис. 1.4). З цієї загальної кількості загиблих 76 % складають чоловіки та 24 % жінки [77].

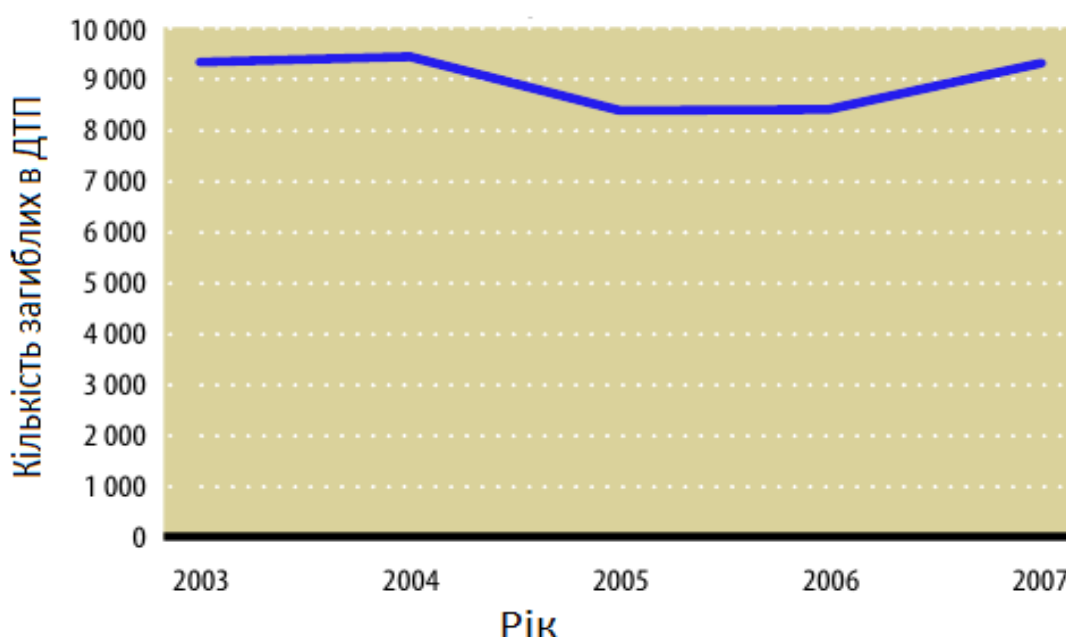


Рисунок 1.4 – Статистика загиблих у ДТП в Україні за даними ВОЗ [77]

Одна з причин погіршення безпеки дорожнього руху в Україні пов'язана з інтенсивним ростом автомобільного парку, який зараз нараховує понад 7 млн. одиниць, з яких 81,9% – це легкові автомобілі, 15,5% – вантажні автомобілі, 2,6% – автобуси. За даними «ДержавтотрансНДІпроект» починаючи з 1990 р кількість автомобільного рухомого складу в Україні за п'ятнадцять років збільшилась на 45% [2, 212, 301].

Також за даними департаменту ДАІ МВС України кількість ДТП, загиблих та поранених в них із року в рік залишається дуже великою і може досягати 300 тис. за кількістю ДТП, 78 тис. та 9,5 тис. за кількістю поранених та загиблих відповідно (рис. 1.5) [319].

Найбільш небезпечними районами України в плані кількості ДТП є крупні міста такі, як Київ, Одеса, Донецьк, Харків, Дніпропетровськ, де відбувається більш 10 тис. ДТП на рік (додаток А) [319].

Взагалі всі ДТП можна підрозділити на декілька основних видів: зіткнення ТЗ, наїзд ТЗ на пішохода, наїзд ТЗ на перешкоду, перекидання ТЗ, наїзд ТЗ на велосипедиста, падіння пасажирів, некерований виїзд за межі проїжджої частини (рис. 1.6).

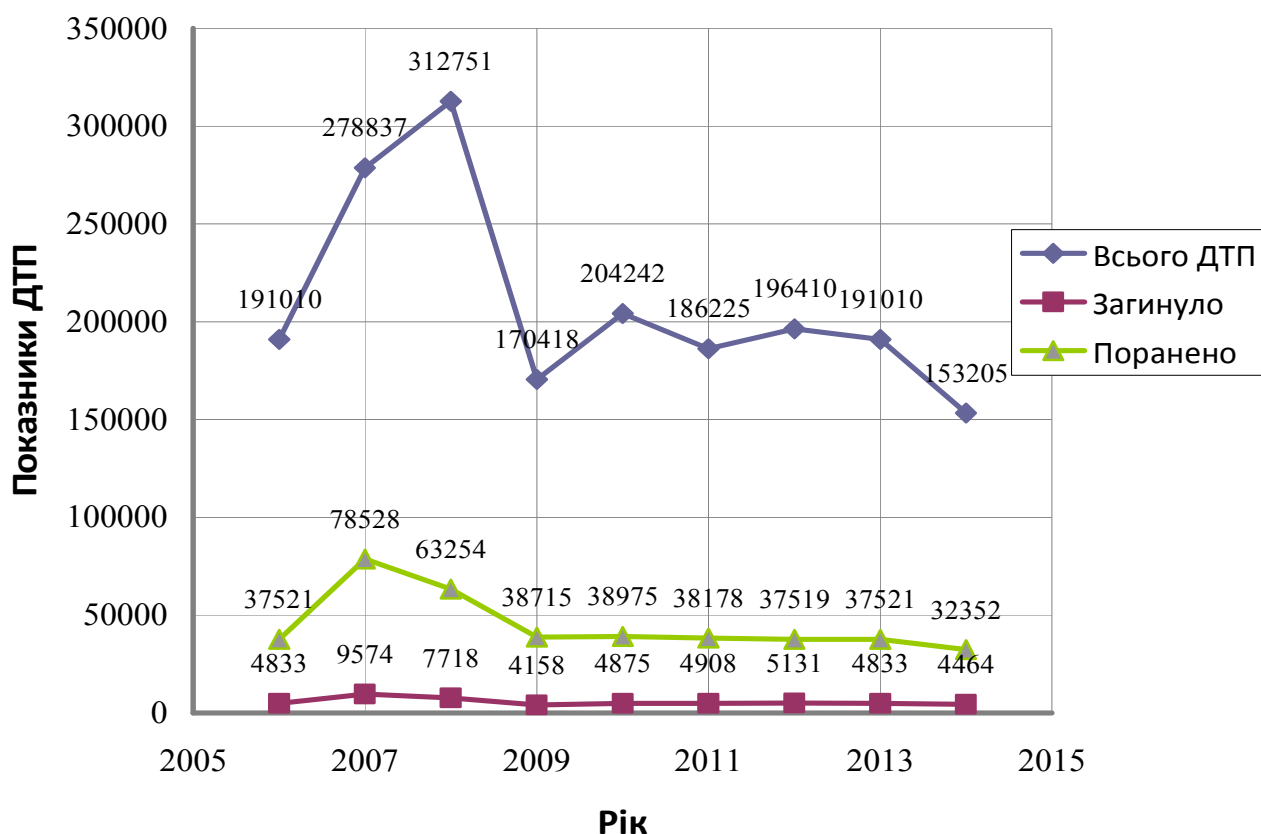


Рисунок 1.5 – Дані департаменту ДАІ МВС України [319]

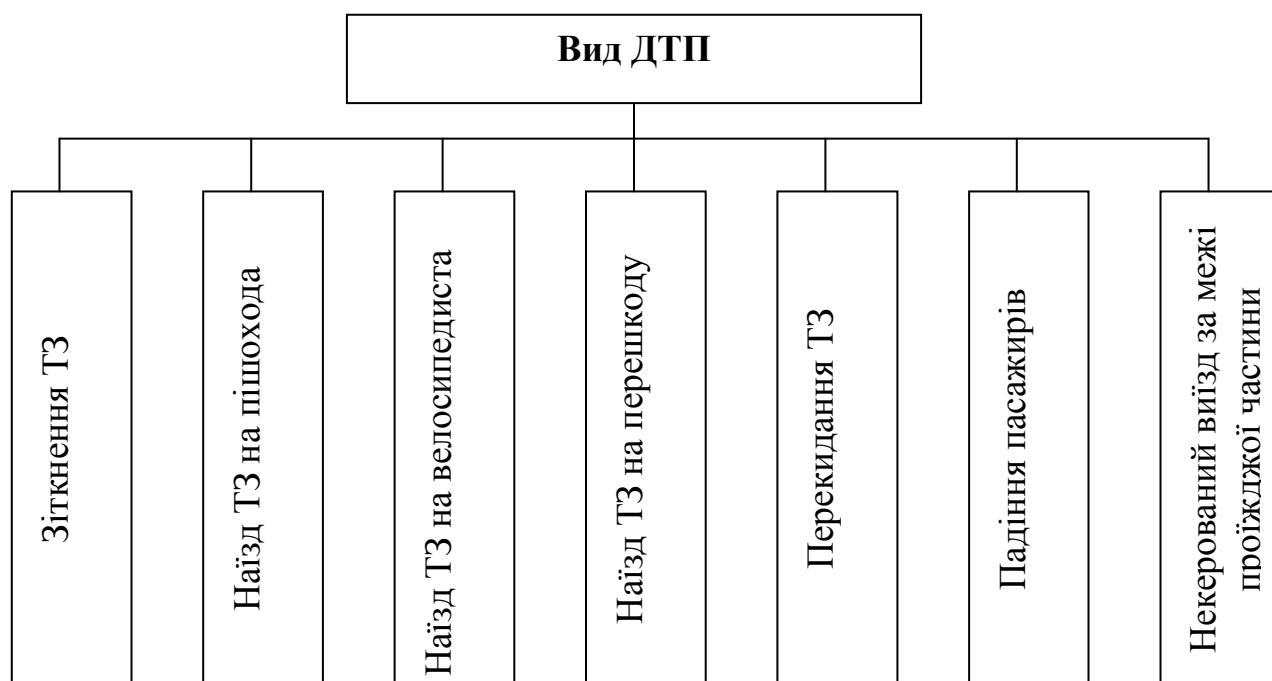


Рисунок 1.6 – Класифікація ДТП

Загальний аналіз ДТП проводиться з урахуванням усіх складових системи «водій – автомобіль – дорога – навколишнє середовище». Класи-

фікації причин ДТП в окремих країнах розходяться, але основні з них можна об'єднати в три основні групи: 1 група – це недотримання водіями і пішоходами правил дорожнього руху, а також помилки водія в управлінні ТЗ; 2 група – порушення правил експлуатації ТЗ і їх несправність; 3 група – поганий стан дорожнього покриття і незадовільна організація дорожнього руху. За даними ДАІ України більшість ДТП відбувається з вини людей з причини порушення ними правил дорожнього руху, і тільки маленька частка ДТП припадає на фактори, незалежні від волі та діяльності учасників дорожнього руху (рис. 1.7) [318].

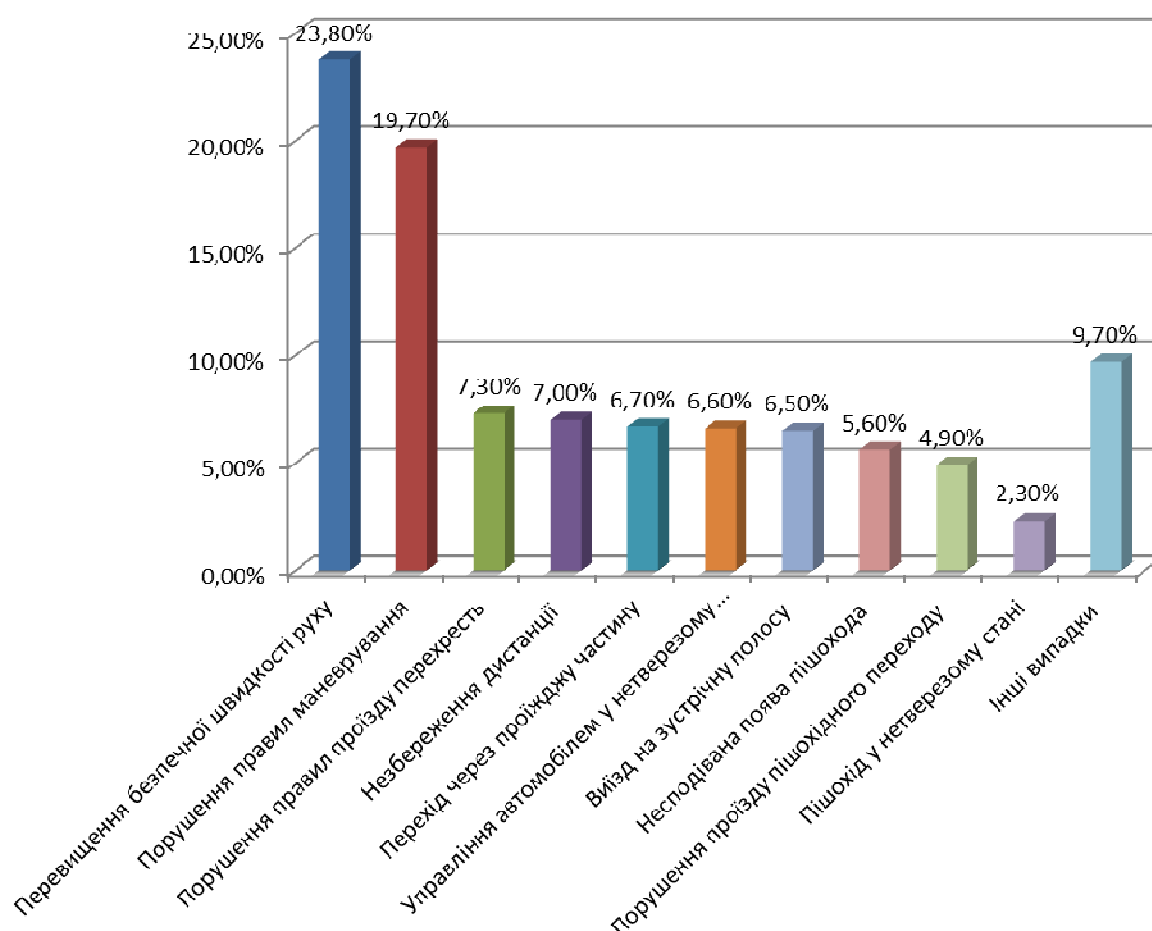


Рисунок 1.7 – Причини ДТП за даними ДАІ України [318]

Перша група причин ДТП (найчисленніша) пов'язана з діями учасників дорожнього руху, що не відповідають правилам дорожнього руху, у зв'язку з чим відбувається понад 90 % ДТП від їх загальної кількості.

Друга група причин ДТП пов'язана з несправністю ТЗ і багато в чому обумовлена щорічним збільшенням автомобільного парку України з великою часткою старих автомобілів в індивідуальному користуванні (старіше 10 років), яких за даними «ДержавтотрансНДІпроект» більше половини (рис. 1.8) [2, 274].

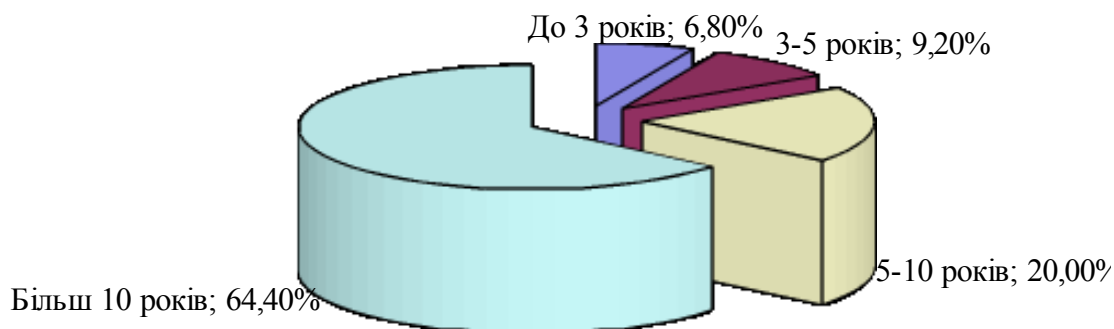


Рисунок 1.8 – Розподіл автомобілів індивідуального користування в Україні за терміном експлуатації [2, 274]

Термін служби автомобіля в середньому розрахований на 8–10 років експлуатації. Старіння автомобіля супроводжується порушенням його працездатності. Технічний стан автомобіля характеризується ступенем відповідності або невідповідності його функціональних параметрів певним технічним вимогам. Розрізняють справний і несправний, працездатний і непрацездатний за технічним станом ТЗ. Дуже часто в експлуатації автомобіля зустрічаються випадки, коли вузли автомобіля знаходяться в несправному, але працездатному стані. Згідно вимог дорожнього руху, забороняється експлуатація автомобіля з несправностями, що впливають на безпеку дорожнього руху, а саме несправностями гальмівної системи, кермового керування, освітлення в темний час доби і склоочисника під час дощу [74, 94, 201].

В останній час, одна з причин збільшення кількості ДТП у країнах з низьким та середнім рівнем доходу може бути пов'язана також з різким зростанням чисельності парку легкових автомобілів на фоні відсталої дорожньої інфраструктури. За оцінками фахівців, автомобільний парк у країнах з низьким та середнім доходом і, зокрема, в Україні, може інтенсивно збільшуватись, поки не досягне відмітки 350–500 автомобілів на 1000 жителів, як у країнах з великим доходом. Зараз цей показник в Україні, Росії, Білорусі, Болгарії, Сербії, Боснії та інших країнах з середнім дохо-

дом складає близько 120–200 легкових автомобілів на 1000 жителів [2, 77, 274].

Третя група причин ДТП пов'язана з незадовільними дорожніми умовами. Найважливішою складовою дорожньої обстановки є дорожні умови, які визначаються сукупністю чинників, що характеризують видимість і стан дороги. Видимість дороги за напрямком руху встановлюється з урахуванням пори року, періоду доби, атмосферних явищ, освітленості. Стан поверхні дороги залежить від типу покриття, атмосферних явищ, чистоти, рівності, шорсткості, ширини проїжджої частини, величини ухилів на спусках, підйомах і віражах. Покриття дороги може бути в незадовільному стані, з вибоїнами або іншими дефектами. Залежно від атмосферних явищ воно буває мокрим, обмерзлим чи вкритим снігом. На асфальтобетонній поверхні дороги може бути присутній бруд, дрібний гравій, пісок, маслянисті речовини. Все це впливає на якість зчеплення коліс з дорогою, величину зупинного шляху і враховується при вивченні обставин ДТП [13, 24, 28, 66, 87, 110, 116, 198, 199, 200].

Таким чином, можна сказати, що вибраний об'єкт дослідження – ДТП є проблемою, яка притаманна як Україні, так і міжнародному суспільству в цілому. Це багатогранна проблема, бо рішення її залежить від багатьох факторів, починаючи з політики країни, де відбулося ДТП і закінчуючи вивченням та встановленням виду та причини ДТП.

1.3 Науково-методичне забезпечення автотехнічних досліджень у контексті обраної теми

Основні методи автотехнічних досліджень обставин ДТП базуються на теорії динаміки руху автомобіля, його експлуатаційних властивостей. Відомими класиками дослідження динаміки руху автомобіля, його експлуатаційних властивостей, є Жуковский Н.Е. [82], Чудаков Е.А. [298, 299, 300], Бухарин Н.А. [30, 31, 32], Гришкевич А.И. [58], Долматовський Ю.А. [69], Закин Я.Х. [84, 85], Зимелев Г.В. [86], Иларионов В.А. [93], Иванов В.В. [88], Литвинов А.С. [146, 147], Лаптев С.А. [141], Мичке М. [163], Мацкерле Ю. [151], Muller W. [309], Осепчугов В.В. та Фрумкин А.К. [175], Певзнер Я.М. [179], Петров М.А. [182], Розанов В.Г. [215], Ротенберг Р.В. [217], Фалькевич Б.С. [16, 286], Яковлев Н.А. [306] та ін.

Нові послідовники класичної теорії експлуатаційних властивостей автомобіля – це Альокса М.М. [4], Безбородова Г. Б. та Галущенко В.Г. [18], Волков В.П. [37, 38, 41, 42], Вахламов В.К. [33], Braun H. та Heyken

R. [307], Генбом Б.Б. та Гудз Г.С. [48, 49], Dixon, J.C. [398], Genta G. та Morello L. [313, 314], Jazar R. N. [310], Кушвид Р.П. [140], Мичке М. [163], Подригало М.А. [183, 184, 185, 187], Расејка Н. В. [311], Редзюк А.М. [2, 159], Ревин А.А. [209, 211], Reimpell J. та Betzler J. W. [312], Сахно В.П. [249], Тарасик В.П. [267], Хачатуров А.А. [67], Хусаинов А.Ш. [293], Франчук Д.Н. [290], Фаробин Я.Е. та Шупляков В.С. [287], та ін..

До числа перших дослідників законів руху автомобіля слід віднести роботу знаменитого вченого Жуковського М.Є. [82]. Його дослідження послужили початком широкого кола робіт в галузі теорії автомобіля. В 1918 р. при Вищій раді народного господарства була організована наукова автомобільна лабораторія, на базі якої у 1921 р. створено науковий автототормний інститут (НАМІ). В цьому інституті були розпочаті перші системні наукові роботи з дослідження та випробування автомобілів за участю і під керівництвом академіка Чудакова Е.А. Саме цьому автору належать основні роботи з теорії автомобіля, де розглянуті питання динаміки і стійкості руху автомобіля [298, 299, 300].

Постійне підвищення загального рівня автомобільної техніки і пов'язаний з цим ріст швидкостей руху звернули увагу науковців на питання стійкості руху автомобіля. Суттєві результати в галузі теорії стійкості руху автомобіля з урахуванням бічної пружності колеса були отримані Певзнером Я.М. [179].

Покращення динамічних характеристик автомобіля потребували створення більш удосконаленої підвіски автомобіля. Особливу увагу питанням вивчення підвіски та коливанням кузова приділялося Ротенбергом Р.В. [217].

Потреба ринку в підвищенні вантажопідйомності транспортних засобів і швидкості перевезень обумовило необхідність покращення ефективності гальмівної системи. Теоретичні та експериментальні дослідження цього завдання були виконані Бухариним Н.А. [31, 32].

Також тема гальмівних систем ретельно досліджена в роботах, що пов'язані з теорією експлуатаційних властивостей автопоїзда. Саме при екстреному гальмуванні автопоїзда виникає проблема втрати його стійкості руху. Тому Розанов В.Г. рекомендував шляхом правильної взаємодії гальм автомобіля й причепа уникати значних зусиль стиску в зчіпці за рахунок створення деякого надлишку гальмової сили на передній осі тягача й недоліку гальмової сили на осі напівпричепа [215].

Закин Я.Х. розробив прикладну теорію руху автопоїзда і довів, що у випадку стовідсоткового використання зчіпної ваги автопоїзда, гальмівний шлях досягає мінімуму, але при цьому автопоїзд виявляється до межі

стислим і навіть при незначній повздовжній розбіжності лінії дії сил у зчіпці виникає небезпека складання автопоїзда [85].

Мацкерле Ю. поєднав у своїй роботі аналіз передових на той час конструкцій автомобілів, включаючи спортивні автомобілі, з їх експлуатаційними властивостями [151].

Долматовский Ю.А. у доступній літературній формі зробив акцент на тих питаннях руху автомобіля, які можуть за визначених умов створювати небезпеку, тобто розглянув теорію експлуатаційних властивостей автомобіля з позиції безпеки дорожнього руху [69].

Питання впливу конструктивних параметрів транспортного засобу та методики їх вибору з урахуванням розвитку динаміки автомобіля були досліджені Фалькевичем Б.С. [286].

Гришкевич А.И. запропонував модулювання на ЕВМ руху ТЗ для оцінки його експлуатаційних властивостей на стадії проектування, що дозволило значно зменшити обсяг експериментально–доводочних робіт при розробці та модернізації конструкцій ТЗ, а також більш ретельно досліджувати динаміку руху автомобіля [58].

Моделюванню стійкості руху автомобіля, але без урахування його динаміки гальмування, присвячена робота Безбородова Г.Б., Галущенко В.Г. [58].

Перші систематизовані дослідження з автотехнічної експертизи у вигляді підручника було видано у 1967 році під керівництвом проф. Бекасова В.А. [19]. Підручник, який відповідає сучасній уяві досліджень з автотехнічної експертизи, належить проф. Іларионову В.А. [92]. Також до основоположників теоретичних робіт з автотехнічної експертизи можна віднести Крісті Н.Н., з його авторитетними методичними працями [133, 134].

Відомими закордонними авторами, які першими розпочали досліджувати вплив на механізм ДТП параметрів автомобіля, є Байэтт Р. та Уоттс Р. [15], Бена Э. та Госковец И [20], Джонс И.С. [65], Коллинз Д. та Моррис Д. [119], Леру М. [145].

Велика кількість методичних праць на рубежі століть була виконана у експертних установах Міністерства Юстиції під керівництвом та загальною редакцією проф. Суворова Ю.Б. [1, 7, 80, 81, 112, 130, 131, 132, 259, 262, 263, 264, 265, 296, 297]. та інших авторів, таких як Романов Н.С [115, 214], Чернов В.И. [9], Галаса П.В. [46], Євтюков С.А. [78,79], Забродський В.Ф. [83], Рудік С.И. [120], Корчан М.С. та Ковкін В. [122, 258], Пінчук Н.В. [123], Криніцин А.А. [129], Маркоішвілі [150], Пучкін В.А. [204], Стабровський О.І. [255]

Однак, найбільш популярними у експертів–автотехників і досить залишається посібник «Судебная автотехническая экспертиза», складений під керівництвом проф. Іларионова В.А. [266], та його інші методичні роботи [90, 91, 260, 261].

Протягом останніх десятиріч почали з'являтися дисертаційні роботи, присвячені проблемам автотехнічної експертизи [96, 100, 116, 139].

Також, зі створенням у 90–х роках експертно–криміналістичних підрозділів автотехників у структурі Міністерства Внутрішніх справ, почали виходити сучасні видання посібників з автотехнічної експертизи [6, 126, 216, 302], а також монографії [35].

Властивим для всіх праць з автотехнічної експертизи є конкретне коло питань, яке обумовлене тим, що автотехнічна експертиза відноситься до інженерно-технічного виду судової експертизи. Тому експерт не може вирішувати питання про наявність і ступінь вини учасників ДТП, наприклад, чи є дії результатом неухважності, наміру, недосвідченості, самовпевненості того чи іншого учасника ДТП. Ці питання вирішують тільки слідчий і суд. Щоб слідство та суд, за допомогою експерта, могли ретельніше дослідити обставини ДТП і досягти об'єктивного висновку в науково-методичних рекомендаціях з питань підготовки та призначення судових експертиз є затверджений перелік питань (табл. 1.1) [95, 167, 197].

Сім з одинадцяти, а це 64%, перерахованих та рекомендованих Мінюстом основних питань автотехнічної експертизи мають потребу виражатися за формулами, які включають параметри ефективності гальмування ТЗ. Якщо додати до основних питань додаткові питання дослідження механізму ДТП, то все одно вагоме значення оцінки ефективності гальмування ТЗ залишається актуальним. Таким чином, незалежно від того чи було застосовано водієм гальмування під час ДТП, чи ні, експерт все одно повинен оцінити ефективність гальмування ТЗ для дачі повної відповіді на технічні запитання слідства та суду. Тому предмет даного дослідження – оцінка ефективності гальмування ТЗ є дуже значним і вагомим, тому що впливає на всі етапи розрахунку механізму ДТП і результати експертизи в цілому.

Таблиця 1.1 – Використання параметрів ефективності гальмування ТЗ при розв’язанні основних питань автотехнічної експертизи

№ п/п	Питання автотехнічної експертизи	Наявність чи відсутність потреби у використанні параметрів ефективності гальмування ТЗ при відповіді на питання
1	Якою була швидкість ТЗ при даній довжині слідів гальмування?	$v_a = 0,5 j t_3 + \sqrt{2 j S_u}$.
2	Яка максимально припустима швидкість ТЗ за умови даної видимості дороги?	$v_b = j T_{\text{пр}} \left(\sqrt{\frac{2 S_b}{j T_{\text{пр}}^2} + 1} - 1 \right)$.
3	Яка найменша безпечна дистанція між ТЗ в умовах даної дорожньої обстановки?	$S_{\text{бд}} = S_o - S_{\text{т}}$.
4	Яка відстань необхідна для безпечного обгону попутного ТЗ в умовах даної дорожньої обстановки?	Нема потреби
5	Який гальмовий та зупинний шлях ТЗ за певної швидкості його руху в умовах даної дорожньої обстановки?	$S_{\text{т}} = (t_2 + 0,5 t_3) v_a + \frac{v_a^2}{2 j}$, $S_o = (t_1 + t_2 + 0,5 t_3) v_a + \frac{v_a^2}{2 j}$.
6	Чи мав водій технічну можливість запобігти наїзду з моменту виникнення небезпеки для руху?	$S_o < S_a$.
7	З якою швидкістю рухався ТЗ? Якщо ця швидкість перевищувала встановлені обмеження (зазначається, які саме), то чи мав водій технічну можливість уникнути контакту з перешкодою (зазначається, якою саме), якщо ця швидкість не перевищувала припустиму?	$S_o < S_a$.
8	Чи мав водій технічну можливість шляхом екстреного гальмування зупинити ТЗ з моменту виникнення небезпеки для руху (вказується момент виникнення небезпеки), не доїжджаючи до потерпілого?	$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5 t_3) v_a + \frac{v_a^2 - v_{\text{п}}^2 \cos^2 \alpha}{2 j}$.
9	Яка максимально припустима швидкість ТЗ на закругленні дороги даного радіусу?	Нема потреби
10	Як повинен був діяти водій в даній дорожній обстановці, виходячи з технічних вимог Правил дорожнього руху України, з метою забезпечення безпеки руху?	Нема потреби
11	Чи відповідали дії водія технічним вимогам Правил дорожнього руху?	Нема потреби
j - усталене сповільнення ТЗ; $S_{\text{т}}$ - гальмівний шлях ТЗ; S_o - зупинний шлях ТЗ		

1.4 Загальні методи оцінки ефективності гальмування автомобіля

Одним з перших дослідників в Україні, який сформулював теоретичні основи до ефективного і безпечного гальмування транспортного засобу був проф. Гредескул А.Б. [56, 57]. Велика кількість вирішених проблемних питань, пов'язаних з процесом гальмування транспортних засобів, дозволила проф. Гредескулу А.Б. на базі кафедри автомобілів Харківського автомобільно–дорожнього інституту створити наукову школу «Динаміка гальмування і гальмові системи автотранспортних засобів». За напрямом роботи цієї наукової школи було захищено низку докторських та кандидатських дисертацій такими вченими, як Туренко А.М. [271], Богомолів В.О. [23], Волков В.П. [39, 40], Подригало М.А. [186], Гецович Е.М. [50], Федосов О.С. [288], Шуклинов С.М. [304], Клименко В.І. [107], Алексеєнко В.М. [10], Алекса М.М. [5], Ломака С.І. [149], Рижих Л.О. [220], Дольберг В.І. [70], Кирчатий В.І. [101], Косий Р.А. [125], Красюк О.М. [127], Леонтьєв Д.М. [143], Михалевич М.Г. [162], Рубанов О.А. [218], Склярів В.М. [251], Скутнев В.М. [252], Ходирєв С.Я. [292], Чебан О.О. [295], Шепеленко І.Г. [303] та ін. Всі ці роботи були спрямовані на удосконалення конструкції гальмівних систем ТЗ та на більш ефективне і стабільне функціонування гальмівної системи в цілому.

Завдяки роботі колективу авторів під керівництвом професора Туренка А.М. у складі: Богомолів В.О., Клименко В.І., Рижих Л.О. та ін., – були удосконалені способи регулювання вихідних параметрів гальмівної системи, її динамічної характеристики, на підставі чого була створена ціла гама пневматичних гальмівних апаратів, які зараз випускаються на Воєчанському агрегатному заводі і застосовуються на автомобілях КраЗ, КамАЗ, ПАЗ, ЛАЗ [278, 279]. За цю роботу колектив був відзначений Державною премією України в галузі науки та техніки.

Велику увагу функціональній стабільності транспортних засобів при виконанні маневру, гальмуванні приділили у своїх роботах Волков В.П. [36, 37, 38, 39, 42, 43] та Подригало М.А. [183, 184, 185, 186, 187, 188, 189]. На підставі чого професором Подригало М.А. була створена наукова школа «Функціональна стабільність автомобілів та тракторів». Під його керівництвом були захищені і роботи, які мали інтерес у фахівців з автотехнічної експертизи – це роботи Клеца Д.М. [106], Тарасова Ю.В. [268], Байцура М.В. [14].

Також проблеми підвищення стійкості руху транспортного засобу при гальмуванні досліджені у роботах волгоградських вчених Ревина

А.А. [210, 211], Косолапова Г.М. [124], Колесникова В.С. [118], Лебедянцева В.Т. [142], Русаковского А.Е. [219]

Значно покращити динамічні характеристики гальмівного привода вдалося плеяді білоруських вчених Метлюку Н.Ф. та Автушко В.П. [157, 158], Гуревічу Л.В. та Меламуду Р.А. [59, 60, 61], Пекеру Ф.Л. [180].

Проблеми покращення динамічної характеристики пневматичного гальмівного привоу довгих та багато ланцюгових транспортних засобів за рахунок спеціальних пристроїв, прискорювальних клапанів, та визначеного алгоритму функціонування вирішені у роботах Бендаса [21], Дольберга В.И. [70], Топаліді В.А. [270], Шепеленка І.Г. [303] та ін.

Покращення динаміки гальмівного привоу за рахунок електропневмокерування та електропневматичних апаратів вирішені в роботах Красюка О.М. [127], Михалевича М.Г. [162], Нужного В.В. [173], Попова А.І. [195].

Теоретичним основам до екстремального керування активною безпекою при гальмуванні присвячені докторські роботи Іванова В.Г. [89] та Шуклінова С.М. [271, 304].

Удосконалення гальмівного привоу ТЗ шляхом підвищення його енергоефективності вирішені у роботах Складорова В.М. [251], Поражко А. Е. [196], Сосика А. Ю. [253] та ін.

Вплив експлуатаційних факторів на конструкцію та ефективність гальмування ТЗ досліджений у роботах Клименка В.І. [107], Нагієва А.М. [165], Рижиха Л.О. [220] та ін.

Чимало робіт у 70–90 роках було спрямовано на оптимізацію процесу гальмування транспортних засобів шляхом регулювання гальмівних сил, наприклад, це роботи Дем'янюка В.А. [64], Кирчатого В.І. [101] Назарова А.І. [166], Кузнецової О.И. [137], Рубанова О.А. [218], Скутнева В.М. [252], Фрумкина А.К. [291] та ін..

Протягом всього розвитку та удосконалення гальмівних систем транспортних засобів багато робіт було присвячено розробкам і дослідженню антиблокувальної системи гальм – це роботи Альокси М.М. [5], Ахметшина А.М. [10, 11], Гецович Е.М. [50], Козлова Ю.Ф. [117], Ломаки С.И. [148, 149], Леонтьева Д.М. [143, 144], Ходирєва С.Я. [292], Цванга А.М. [294], Чебан О.О. [295] та ін.

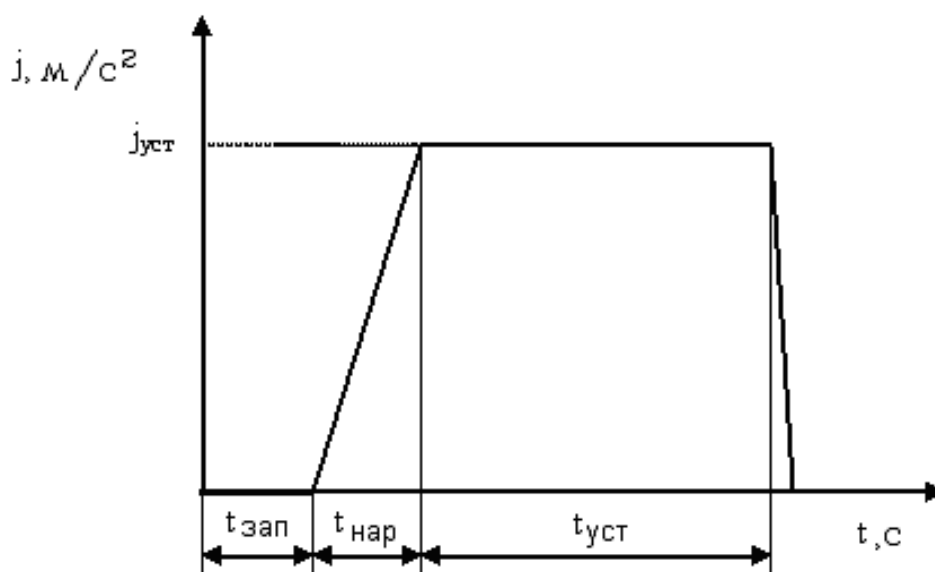
Незважаючи на велику кількість наукових робіт, присвячених процесу гальмування транспортних засобів, питання, що пов'язані з оцінкою ефективності гальмування транспортних засобів в процесі дослідження ДТП, у цих роботах розглядались не часто (за винятком деяких дисертаційних робіт). Це можна пояснити тим, що основне завдання наукових

робіт було спрямовано на удосконалення та покращення ефективності функціонування гальмівної системи ТЗ з метою підвищення безпеки дорожнього руху.

Тому треба розібратися, на яких базових принципах будуються методи з оцінки ефективності гальмування ТЗ. Згідно діючих стандартів до параметрів ефективності гальмування ТЗ відносяться: гальмівний шлях, усталене сповільнення, питома гальмівна сила на колесах і час спрацювання гальм (останній параметр діє зараз тільки у експлуатаційному нормативі) [71, 72, 73, 74, 75].

Питома гальмівна сила на колесах визначається на відповідному стенді і використовується при дослідженні технічного стану та діагностики ТЗ [8, 26, 52, 111, 114, 161].

Гальмівний шлях, усталене сповільнення і час спрацювання гальм визначаються при проведенні експерименту у дорожніх умовах з використанням спеціального устаткування, з урахуванням гальмівної діаграми. Гальмівна діаграма відображає функцію сповільнення автомобіля від часу протягом всього процесу гальмування ТЗ (рис. 1.9) [71].



$t_{\text{зап}}$ — час запізнювання гальмування; $t_{\text{нар}}$ — час наростання уповільнення; $t_{\text{уст}}$ — час гальмування зі сталим уповільненням; $j_{\text{уст}}$ — стале уповільнення.

Рисунок 1.9 – Гальмівна діаграма

Основна формула, яку використовують фахівці для оцінки ефективності гальмування ТЗ, прийнята чинними стандартами та рекомендована у науковій літературі [61, 71, 74, 147]

$$S_T = (t_2 + 0,5t_3) \frac{V_0}{3,6} + \frac{V_0^2}{26j_{уст}}, \quad (1.1)$$

де S_T – гальмовий (гальмівний) шлях ТЗ, м;

t_2 – час запізнювання спрацьовування дії гальм ТЗ, с;

t_3 – час наростання сповільнення ТЗ, с;

V_0 – початкова швидкість руху ТЗ при гальмуванні, км/год (несистемна одиниця виміру швидкості ТЗ);

$j_{уст}$ – усталене сповільнення ТЗ, м/с².

Згідно виразу (1.1) гальмівний шлях – це відстань, яку проходить ТЗ від моменту натиснення на педаль гальм до моменту зупинки. На практиці часто плутають співзвучні, але різні за змістом поняття гальмовий і зупинний шлях автомобіля. Поняттям гальмовий шлях найчастіше оперують у Правилах дорожнього руху, а також в процесі гальмівних випробувань ТЗ [140, 141, 201].

Інше, але більш об'ємне поняття для розкриття процесу гальмування автомобіля з урахуванням часу реакції водія запропонував Бухарін Н.А. [31, 32]

$$S_0 = \frac{V_0}{3,6}(t_1 + t_2 + t_3) - 1,63\varphi t_3 + \frac{(V_0 - 17,7\varphi t_3)^2}{254\varphi} \quad (1.2)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в напрямку його кочення;

t_1 – час реакції водія, с.

Згідно цієї формули зупинний шлях автомобіля буде завжди більше його гальмівного шляху $S_T < S_0$ на відстань V_{at_1} , яку долає автомобіль за час реакції водія. Тобто, зупинний шлях автомобіля буде дорівнювати відстані, яку він проходить з початку реагування водія на небезпеку до моменту зупинки. Слід сказати, що саме поняттям зупинного шляху автомобіля оперують в автотехнічній експертизі при дослідженні обставин ДТП.

В своїх дослідженнях Бухарін Н.А. визначив, що середній час реакції водія складає 0,54 с, час спрацьовування гальм (сума інтервалів часу $t_2 + t_3$) становить близько 0,2с для легкових автомобілів з малою базою та 0,4–0,8с для автомобілів з великою базою і пневматичним гальмівним приводом. Запропонована Бухарінім Н.А. формула дозволяє розрахунковим шляхом визначити зупинний шлях автомобіля без величини устале-

ного сповільнення, що з одного боку спрощує розрахунок, а з іншого – погіршує його точність.

На роботи Бухаріна Н.А. посиляються інші відомі класики теорії автомобіля, такі як Чудаков Е.А. [298], Зімєльов Г.В. [86], Фалькевич Б.С. [286] та ін. Також у цих роботах показано вплив сили опору повітря на скорочення гальмівного шляху автомобіля, тобто підвищення ефективності гальмування автомобіля

$$S_{\tau} = \frac{\delta_j G_a}{2gkF} \ln \frac{R_x \varphi + G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + kFv_1^2}{R_x \varphi + G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + kFv_2^2}, \quad (1.3)$$

де G_a – вага автомобіля, Н;

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

k – коефіцієнт опору повітря, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$;

F – лобова площа автомобіля, м^2 ;

δ_j – коефіцієнт впливу інерції обертових мас ТЗ;

R_x – повздовжня (дотична) реакція, Н;

v_1 – швидкість руху ТЗ на початку гальмування, м/с ;

v_2 – швидкість руху ТЗ в кінці гальмування, м/с ;

f – коефіцієнт опору кочення коліс ТЗ;

α – величина повздовжнього ухилу дороги, градуси;

Для випадків коли гальмування відбувається з від'єднанням двигуном $\delta_i = 1,02$ (для двоосного ТЗ у навантаженому стані), $\delta_i = 1,04$ (для двоосного ТЗ у порожньому стані), для трьохосного ТЗ відповідно $\delta_i = 1,03$, $\delta_i = 1,05$.

На підставі розрахунків за формулою (1.3) авторами було доведено, що при швидкостях до 60 км/год опір повітря суттєвого впливу на ефективність гальмування не оказує. Починаючи зі швидкостей $80\text{--}90 \text{ км/год}$ опір повітря починає суттєво впливати на ефективність гальмування автомобіля і, якщо цей фактор не враховувати, то похибка розрахунку гальмівного шляху буде близько 5% .

На практиці повне і одночасне використання зчіпної ваги всіма колесами автомобіля зустрічається дуже рідко. Це пов'язано з рядом причин, основні з яких нерівномірність розподілу вагового навантаження на осі коліс ТЗ, нестабільність роботи гальмового приводу і гальмівних механізмів. Тому значення ефективності гальмування, що розраховані за формулами (1.1–1.3), виходять більшими, ніж реальні значення. Щоб

уникнути великих розбіжностей між результатами теоретичної та експериментальної оцінки ефективності гальмування автомобіля, деякі науковці, наприклад, Гришкевич А.І. ввів до розрахункової формули зупинного шляху автомобіля поправочний коефіцієнт k_e , який характеризує ефективність роботи гальм [58]

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{V_0}{3,6} + 0,004k_e \frac{V_0^2}{\varphi}, \quad (1.4)$$

де k_e – поправочний коефіцієнт ефективності гальмування ТЗ: для легковиків $k_e=1,2$ (значення отримано на підґрунті опитних даних), для вантажівок $k_e=1,3-1,4$, при $\varphi \leq 0,4$ для всіх типів авто $k_e=1$.

Інші науковці, такі як Литвінов А.С., Фаробін Я.Е. [146, 147], а також Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. [61] запропонували використовувати запис формули для оцінки ефективності гальмування у системі *SI*

$$S_T = (t_2 + 0,5t_3)v_a + \frac{v_a^2}{2j_{ycm}} - \frac{j_{ycm}t_3^2}{24}, \quad (1.5)$$

Аналізуючи вираз (1.5), можна побачити, що останній його член дуже малий і якщо ним знехтувати, то даний вираз перетвориться на нормативну формулу (1.1).

Формули (1.1–1.5) відбивають фізику процесу гальмування автомобіля і можуть використовуватись на стадії проектування, розробки конструкції та модернізації автомобіля для отримання необхідної розрахункової бази.

Є наукові роботи, де зроблена спроба урахувати вплив на зупинний шлях автомобіля роботу системи автоматичного регулювання гальм [143, 277]

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3)v_a + \frac{0,5 \cdot \delta_j t_{ABS}^{45-15} v_a^2}{8,33 \cdot \delta_j \mp g t_{ABS}^{45-15} \sin \alpha} \quad (1.6)$$

де t_{ABS}^{45-15} – час усталеного гальмування ТЗ у діапазоні швидкостей 45–15 км/год с включеною системою автоматичного регулювання гальмівного зусилля.

За характеристикою самих авторів вираз (1.13) може бути використано тільки при початкових швидкостях гальмування більше 50 км/год.

Існують показники ефективності гальмування ТЗ, які встановлюють межу між справною та несправною гальмівною системою, наприклад, є універсальна формула, яка може застосовуватися до ТЗ різних категорій [58,146,147]

$$S_T = A \cdot V_0 + \frac{V_0^2}{26 \cdot j_{уст}}, \quad (1.7)$$

де A – коефіцієнт, $A=0,1$ (0,11) – для ТЗ категорії M_1 (значення в дужках для автомобілів, що знаходяться в експлуатації), $A=0,15$ (0,19) – для категорій M_2 , M_3 та N , $A=0,18$ (0,24) – для вантажних автопоїздів.

При оцінці гальмівної ефективності враховують категорію ТЗ за міжнародною класифікацією (додаток Б).

Другим важливим параметром ефективності гальмування є усталене сповільнення ТЗ. Відповідно до гальмівної діаграми – це середня величина сповільнення автомобіля за час фази сталого гальмування, тобто від моменту припинення зростання сповільнення автомобіля до кінця гальмування [71, 74].

Для визначення усталеного сповільнення міжнародні стандарти рекомендують брати вибірку середнього значення усталеного сповільнення d_m у певному діапазоні швидкостей руху ТЗ в процесі гальмування [72, 73]

$$d_m = \frac{V_b^2 - V_e^2}{25,92(S_e - S_b)}, \quad (1.8)$$

де V_b – швидкість при $0,8V_0$, км/год;

V_e – швидкість при $0,1V_0$, км/год;

S_b – відстань, що пройдена ТЗ між V_0 та V_b ;

S_e – відстань, що пройдена ТЗ між V_0 та V_e .

Зрозуміло, що формулу (1.8) можна використовувати тільки в процесі обробки експериментальних даних. При екстреному гальмуванні

усталене сповільнення ТЗ можна визначити за розрахунковими формулами, які запропонував Бухарін Н.А. [31, 32]:

– на уклоні

$$j_{\text{уст}} = (\varphi \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot g \approx (\varphi + i) \cdot g, \quad (1.9)$$

- на дорозі без уклону

$$j_{\text{уст}} = \varphi g, \quad (1.10)$$

де i – нахил дороги у безрозмірній величині.

Ці формули визначають основний фактор, який найбільш впливає на динаміку гальмування ТЗ – це коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою, але рівняння відбивають рух автомобіля з заблокованими колесами.

Диференціальне рівняння руху для випадку гальмування автомобіля запропонував Зімєльов Г.В. [86]

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j G_a} (R_x \varphi + G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + k F v^2). \quad (1.11)$$

Рішення цього диференціального рівняння було отримано після прийняття низки припущень $\delta_j = 1$, $\alpha = 0$, $k F v^2$

$$j = g(\varphi + f). \quad (1.12)$$

Розрахунок параметрів ефективності гальмування автомобіля за наведеними формулами показує, що усталене сповільнення поруч зі швидкістю руху автомобіля є ключовими параметрами, які впливають на довжину гальмівного шляху автомобіля (рис. 1.10).

Згідно наведених вище розрахункових формул на ефективність гальмування автомобіля у тій чи іншій мірі впливає кінетична енергія обертових деталей двигуна, трансмісії та коліс, опір кочення коліс та опір подолання ухилу, опір повітря, коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, швидкість руху ТЗ. Але ні жодна розрахункова формула, нормативна чи теоретична, не враховує тип і конструкцію гальмівної системи, тобто виключає вплив на параметри ефективності гальмування конструктивних пара-

метрів робочої гальмівної системи автомобіля. Між тим, практично всі науковці, що працюють в галузі удосконалення процесу гальмування автомобіля, рахують, що цей вплив є дуже суттєвим.

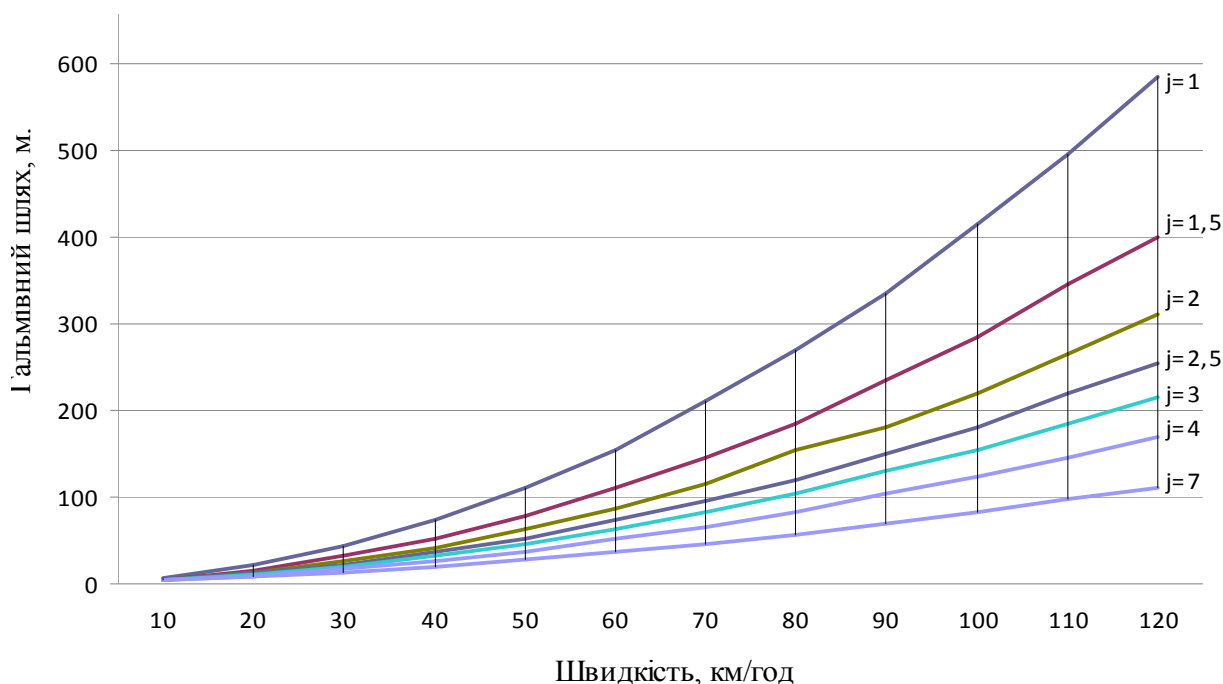


Рисунок 1.10 – Графіки залежності гальмівного шляху автомобіля від початкової швидкості руху та усталеного уповільнення

1.5 Експертні методи оцінки ефективності гальмування транспортного засобу

Проблема оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП існувала постійно. Окремим блоком досліджень можна виділити дисертаційні роботи, які вирішували питання, що пов'язані з оцінкою динаміки гальмування автомобіля після ДТП, але таких робіт небагато. Так, наприклад, показники гальмівної динамічності транспортних засобів досліджені у роботах Пчелина И.К. [199, 200], але ці показники застосовані до автомобілів 70–80 років випуску, гальмівна система яких вже безнадійно застаріла.

Більш сучасним дослідженням в плані розробки методу оцінки гальмових властивостей ТЗ є роботи Кашканова А.А. [96, 97]. В роботі визначений зв'язок між характером руху автомобіля і коефіцієнтом зчеплення та гальмовим моментом на кожному колесі з урахуванням поперечного зміщення центру мас автомобіля. В якості критерію використовувалось

питоме сповільнення. Розроблений метод дозволяє оцінити траєкторію руху автомобіля при нерівномірному блокуванні коліс та втрати стійкості руху ТЗ під час екстреного гальмування. Але даний метод не відбиває сучасних тенденцій розвитку АБС, а також систем курсової стійкості, які дозволяють ТЗ уникнути проблеми, що пов'язана з втратою стійкості руху при гальмуванні.

У роботах молодшого Кашканова В.А. [98, 99, 100] удосконалено метод визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою для автотехнічної експертизи ДТП. Розглянуто процес гальмування автомобіля, який обладнаний АБС. Доведено, що рекомендована ДСТУ 3649 формула для розрахунку гальмівного шляху дає помилку для сухого асфальтобетонного покриття 10,22–15,91%, для мокрого – помилка збільшується до 19,31%. Причому, з підвищенням початкової швидкості ця помилка ще збільшується. За запропонованою в роботі моделлю вдалося знизити похибку розрахунку гальмівного шляху до 7,2 % на сухому асфальтобетоні і до 10,92% – на мокрому. Виміри проводилися на швидкостях, що не перевершували 95 км/год.

Дослідження Куракіної Е.В. були спрямовані на уточнення методики розрахунку гальмівного шляху автомобіля через більш ретельне визначення коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою на місці ДТП [139]. Завдяки цьому вдалося отримати результат розрахунку гальмівного шляху ТЗ, який на 4,5–9,8% відрізняється від розрахунків за експертною методикою. Але знову ж, таке дослідження проводилось для автомобілів застарілої конструкції ВАЗ, ПАЗ, ГАЗ, КамАЗ, які не обладнані АБС.

Робота Ковригіна В.А. продовжує тематику попередніх робіт, пов'язаних з дослідженням коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою і його впливом на ефективність гальмування ТЗ [116]. Відмінною рисою роботи є те, що досліджувалась ефективність гальмування ТЗ тільки на дорозі, вкритою ожеледдю. Використовувались ТЗ як з АБС, так і без неї. Одержані результати довжини гальмівного шляху ТЗ за розробленою методикою порівняні з розрахунками за ГОСТ 51709. Різниця в середньому складає: 18,6 % – при врахуванні завантаження ТЗ; 6,9% – при врахуванні швидкості руху ТЗ; 29,2% – при врахуванні температури навколишнього середовища.

Розробити метод, який би оцінював гальмівну ефективність ТЗ, обладнаних АБС, відповідно до кожної категорії ТЗ і різних умов експлуатації, у розглянутих дисертаційних роботах не вдалося, але така необхідність існує і з нею постійно зустрічаються фахівці з автотехнічної експертизи.

У експертній практиці дослідження ДТП застосовуються методи, які розроблені фахівцями з автотехнічної експертизи і входять до переліку робіт, рекомендованих до використання Міністерством Юстиції України [197]. До цього переліку входять чимало робіт, у яких відбито експертні методи визначення оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП [7, 15, 19, 46, 68, 92, 112, 115, 119, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 150, 204, 208, 259, 261, 262, 264, 265, 266, 297].

Скажемо зразу, що зі всього цього переліку рекомендованої літератури нема ні жодної роботи, яка б допомогла експерту дослідити процес гальмування ТЗ, який обладнаний АБС. На цю проблему вказує ведучий експерт з світовим ім'ям професор Суворов Ю.Б. До речі сказати, що він приймав участь у складенні більшості методичних рекомендацій з оцінки ефективності ТЗ, які перераховані у рекомендованому для використання переліку Міністерства Юстиції. У своїй новій роботі [264] Суворов Ю.Б. рекомендує для деяких сучасних легкових автомобілів, наприклад, BMW–525i, які обладнані АБС, обирати більш високі значення усталеного сповільнення на сухому рівному асфальтобетонному покритті на рівні $8,5 \text{ м/с}^2$, проти запропонованих за експертною методикою $6,9 \text{ м/с}^2$. Але з цих рекомендацій поки ще не зовсім зрозуміло, як оцінювати гальмівну ефективність інших марок та категорій ТЗ, які теж можуть бути обладнані АБС. Крім того, незалежно від конструкції гальмівної системи, на цю оцінку повинен впливати і стан дорожнього покриття.

Як показують експериментальні дослідження фахівців Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) і НДЕКЦ при ГУМВС України в Харківській обл., усталене сповільнення легкових автомобілів, що обладнані сучасною АБС, на сухому асфальті може складати $7,67\text{--}8,8 \text{ м/с}^2$ [108, 224, 272, 273, 274, 276]. Ці дані отримані шляхом випробування, які проводилися з урахуванням чинного в Україні галузевого стандарту ОСТ37.001.067–86, а саме – на прямій ділянці дороги з поперечними та повздовжніми ухилами, які не перевищують 0,5 %, з сухим чистим асфальтобетонним покриттям, що забезпечує високий коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою $\varphi \geq 0,7$. Випробування проводилися при температурі від +8 до +12 °С і швидкості вітру, що не перевищував 3–5 м/с.

На даний час в Україні відсутні чіткі рекомендації для експертів з оцінки ефективності гальмування ТЗ, обладнаного АБС. Тому в експертів виникає питання щодо правильності оцінки ефективності гальмування та-

ких ТЗ за відомими експертними методиками, які не враховують наявності чи відсутності у конструкції АБС.

Збільшення у 50–70 роках марок і моделей автомобілів відразу стало потребувати більш точних та системних підходів у вивченні динаміки руху автомобіля, особливо коли річ йшла про дослідження ДТП. Завдяки чому стали з'являтися експертні методики з оцінки ефективності гальмування ТЗ, які почали враховувати категорію ТЗ, його завантаження, тип гальмівного привода та стан дорожнього покриття. Зараз в Україні таких експертних методик діє декілька.

Безумовно, найточніші значення величин ефективності гальмування ТЗ можна отримати шляхом експерименту (слідчих дій) за допомогою спеціального обладнання [273, 274].

Проте, автомобіль після ДТП може мати такі пошкодження, які не дозволяють провести необхідні вимірювання. У такому разі, експерту для оцінки ефективності гальмування ТЗ необхідно застосовувати розрахункові формули, які занесені до методичних вказівок, що затвердженні міністерством юстиції, і які дозволяють порахувати наступні кінематичні та динамічні параметри руху ТЗ при екстреному гальмуванні [46, 266]:

– довжина зупинного шляху від моменту виникнення небезпеки до моменту зупинки

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{V_0}{3,6} + \frac{V_0^2}{26j_{уст}}; \quad (1.13)$$

– довжина зупинного шляху до деякої кінцевої швидкості

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{V_0}{3,6} + \frac{V_0^2 - V_H^2}{26j_{уст}}; \quad (1.14)$$

– загальний час зупинки ТЗ

$$T_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) + \frac{V_0}{3,6j_{уст}}; \quad (1.15)$$

– усталене сповільнення ТЗ

$$j = \left(\frac{\varphi}{k_e} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right) g ; \quad (1.16)$$

– швидкість руху ТЗ за довжиною сліду гальмування (юзу) [46, 266]

$$V_a = 1,8 j_{\text{уст}} t_3 + \sqrt{2 j_{\text{уст}} S_u} , \quad (1.17)$$

де S_u – довжина сліду гальмування (юза) на дорожньому покритті, м.

Важливим моментом в оцінці ефективності гальмування автомобіля при дослідженні ДТП є встановлення інтервалів часу t_1 , t_2 , t_3 , які експерт (спеціаліст) має приймати відповідно до існуючих методичних рекомендацій [261, 265, 266].

В експертних розрахунках використовуються статистичні значення часу реакції водія t_1 . Наприклад, у Великобританії при експертизі ДТП час реакції водія вважався постійним і рівним 0,68 с. В Україні до 1983 р. час реакції водія приймався 0,8 с [15, 19, 92].

Вживання єдиного значення часу t_1 для всіх умов ДТП не завжди виправдано. Час реакції водія залежить від безлічі чинників: статі, віку, кваліфікації, фізичного стану водія. Від водія не можна вимагати граничної напруги за будь-яких обставин й постійної готовності до виконання ефективних дій по попередженню ДТП. Іноді перешкода може з'явитися для водія без попередніх ознак небезпеки, наприклад, вихід пішохода на проїжджу частину за межами населеного пункту, де перехід не дозволений. В інших випадках, навпаки, водій може передбачати характер перешкоди та місце його появи, отже, має можливість наперед підготуватися до вживання необхідних заходів безпеки, наприклад, при виході пішохода на проїжджу частину, де перехід дозволяється, услід за другим пішоходом. Тому фахівці обґрунтовано вважають, що більш правильно застосовувати значення часу реакції водія залежно від дорожньо-транспортної ситуації. У практиці судової автотехнічної експертизи України використовуються диференційовані значення часу реакції водія в межах $t_1=0,3-1,4$ с (Додаток В).

Величина часу запізнювання гальмування t_2 та часу наростання сповільнення t_3 залежить від типу привода гальмової системи, конструкції гальмівних механізмів і бази автомобіля. Всі перераховані чинники варіюються залежно від категорії ТЗ (додаток Г).

У експертній практиці для спрощення розрахунків величини усталеного сповільнення автомобіля не враховується сила опору повітря, тобто робиться припущення, що це не вносить істотної помилки в експертний розрахунок величини усталеного сповільнення автомобіля у випадках коли початкова швидкість гальмування не перевищує 90 км/год, оскільки сила опору повітря при цьому не перевищує 3–5% значення максимальної гальмівної сили.

Також у експертних розрахунках не враховується вплив на ефективність гальмування опору кочення колеса, кінетичної енергії обертальних мас автомобіля, конструктивних параметрів гальмівної системи, перерозподіл нормальних навантажень на осях коліс. Насправді, всі ці фактори впливають на точність розрахунку.

Щоб понизити похибку розрахунку динаміки гальмування автомобіля, у формулу (1.17) введений поправочний коефіцієнт k_e , який в різних джерелах має різні назви: коефіцієнт експлуатаційних умов гальмування [19], коефіцієнт ефективності гальмування [92], коефіцієнт експлуатаційного стану гальм [133, 134], і який є співвідношенням розрахункової величини усталеного сповільнення до її дійсної (вимірної) величини

$$k_e = \frac{g \cdot \varphi}{j_{уст}} \quad (1.18)$$

Незалежно від категорії і завантаження ТЗ, якщо при гальмуванні всі колеса рухалися в заблокованому стані («юзом»), то експертам рекомендується обирати наступні максимальні значення поправочного коефіцієнту ефективності гальмування (табл. 1.2) [266].

Таблиця 1.2 – Значення k_e для випадків, коли при екстреному гальмуванні блокуються всі колеса ТЗ [266]

Значення коефіцієнту k_e	Значення коефіцієнту φ
1,2	при $\varphi \geq 0,7$
1,1	при $\varphi = 0,5-0,6$
1,0	При $\varphi \leq 0,4$

У всіх інших випадках, коли сліди юза залишені не всіма колесами ТЗ, поправочний коефіцієнт ефективності гальмування знаходиться в межах $k_e = [1,0; 1,96]$. Цей коефіцієнт приймається для кожної категорії ТЗ

тим вищим, чим більші завантаження автомобіля та коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (табл. 1.3) [46].

Усталене сповільнення ТЗ є одним з основних параметрів до розрахунку ефективності гальмування. Тому висновок експерта з дослідження ДТП багато в чому буде залежати від правильності і достовірності встановленої величини усталеного сповільнення. Якщо гальмівна система має деякі несправності і гальмують не всі колеса, то усталене сповільнення визначається з урахуванням перерозподілу нормальних навантажень (додаток Д).

Таблиця 1.3 – Значення k_e для випадків, коли при екстреному гальмуванні блокуються не всі колеса [46]

Категорія ТЗ		Значення коефіцієнту k_e у спорядженому стані ТЗ				Значення коефіцієнту k_e При повному навантаженні ТЗ			
		0,8	0,7	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6	0,5
M_1		1,28	1,12	1,00	1,00	1,50	1,32	1,13	1,00
M_2		1,42	1,24	1,07	1,00	1,74	1,52	1,30	1,09
M_3		1,56	1,37	1,17	1,00	1,74	1,52	1,30	1,09
N_1		1,45	1,27	1,09	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22
N_2		1,37	1,20	1,03	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22
N_3		1,28	1,12	1,00	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22
Авто-поїзд	N_1	1,66	1,46	1,25	1,04	1,96	1,71	1,47	1,22
	N_2	1,60	1,40	1,20	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22
	N_3	1,56	1,37	1,17	1,00	1,96	1,71	1,47	1,22

Загальним недоліком розрахункового методу оцінки ефективності гальмування автомобіля є використання коефіцієнтів φ, k, c, δ, f , величина кожного з котрих знаходиться в деякому діапазоні. За даними проф. Іларіонова В.А., значення усталеного сповільнення автомобіля, що буде розраховане двома різними експертами, може відрізнитися за величиною на 20% [92].

Крім того, не зрозуміло, як визначати усталене сповільнення ТЗ, які обладнані анти-блокувальною системою гальм, і зовсім не залишають слідів гальмування (юзу) на дорожньому покритті? Чому будуть дорівнювати у такому випадку коефіцієнти φ, k, δ, f і за якими принципами рахувати $j_{уст}$?

Щоб уникнути недоліків розрахункових методів, у деяких роботах було запропоновано оцінювати усталене сповільнення ТЗ за табличними систематизованими даними (табл. 1.4) [46, 92, 262].

Разом з тим, не можна вважати ці табличні дані більш об'єктивними ніж розрахункові методи, оскільки, наприклад, сповільнення вантажних автомобілів збільшується з $5,6 \text{ м/с}^2$ до $6,1 \text{ м/с}^2$ в міру зростання категорії від N_1 до N_3 . Тобто, на практиці це означає, що автомобіль КамАЗ–5320, який належить до категорії N_3 , буде ефективніше гальмувати ніж автомобіль Ford Transit або Mercedes Vito, які відносяться до категорії N_1, N_2 . Що стосується пасажирських ТЗ категорій M_1, M_2, M_3 , то тут зворотна тенденція зменшення показників ефективності гальмування у автобусів категорії M_3 за рахунок застосування у конструкції пневматичного гальмівного привода, але така втрата ефективності гальмування до мінімально дозволеної величини у 5 м/с^2 насправді не відповідає дійсності.

Таблиця 1.4 – Параметри гальмування ТЗ у спорядженому стані [46, 92]

Категорія ТЗ	Час запізнення гальмування t_2 , с	Час наростання гальмування t_3 , с		Усталене сповільнення $j_{уст}$, м/с^2	
		сухе покриття	мокре покриття	сухе покриття	Мокре покриття
M_1	0,2	0,4	0,3	6,7/6,4*	5,0
M_2	0,2	0,5	0,4	6,0	4,5
M_3	0,3	0,6	0,5	5,3/5,0**	4,0
N_1	0,3	0,4	0,3	5,6	4,5
N_2	0,3	0,6	0,4	5,9/5,7**	4,0
N_3	0,3	0,6	0,4	6,1	4,0
N_3+O_4 (автопоїзд)	0,4	0,7	0,4	5,1	4,0

Примітки: * в чисельнику для автомобілів з підсилювачем, в знаменнику – без підсилювача;

** у чисельнику для автомобілів з гідроприводом, в знаменнику – з пневматичним приводом.

Інші, дещо відмінні систематизовані табличні дані, одержані в 1990 році при випробуваннях 14 груп автомобілів радянських виробників: ВАЗ, АЗЛК, Москвич, ІЖ, ГАЗ, РАФ, ПАЗ, ЛАЗ, УАЗ, ЕрАЗ, ЛіАЗ, ЗІЛ, КАЗ, КраЗ, МАЗ, КамАЗ (додаток Е) [262].

Аналіз цих даних дозволяє вибірково прийняти до уваги ті з них, які мають кращі показники за усталеним сповільненням ТЗ (табл. 1.5). Знов таки, за цими табличними даними не зрозуміло, чому падіння ефективності гальмування у більшій мірі відбувається у завантажених ТЗ тільки на

сухому асфальтобетонному покритті. Крім того, ці дослідження обмежені певними моделями ТЗ, що лишає їх універсальності в використанні. Також табличні дані дають оцінку усталеного сповільнення тільки на рівному покритті. І, до речі, жодне з наведених у цих таблицях значень усталеного сповільнення не було отримано на автомобілі, який обладнаний АБС (Додаток Є). Все це робить проблематичним використання систематизованих табличних даних у сучасних експертних розрахунках.

Всі перераховані експертні методики діють зараз, причому одночасно. Це приводить до можливості різної оцінки ефективності гальмування одного й того ж ТЗ, що може по різному впливати на висновки експертизи в цілому. На фоні цього, як вже було відзначено, певні проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП залишаються не вирішеними [224, 276].

Таблиця 1.5 – Систематизовані дані значень усталеного сповільнення $j_{уст}$ для різних моделей легкових автомобілів радянського виробництва, м/с² [262]

Коефіцієнт зчеплення, ϕ	Автомобілі: ВАЗ (2103–2109, 2121), ГАЗ (24, 3102), «Москвич» (412, 2140, 2141), ИЖ		Автомобілі: УАЗ–469, ЛуАЗ–968		Автомобілі без підсилювача гальм: ВАЗ (2101, 2102), ЗАЗ 968, ГАЗ–21		Автомобілі з причепом	
	Порожній	Завантажений	порожній	завантажений	порожній	Завантажений	порожній	Завантажений
0,1	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,2	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
0,3	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9
0,4	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
0,5	4,9	4,9	4,9	4,9	4,9	4,5	4,9	4,9
0,6	5,9	5,9	5,9	5,9	5,9	4,7	5,9	5,2
0,7	6,9	6,7	6,9	5,9	6,7	4,9	6,3	5,2
0,8	7,5	6,7	7,3	6,7	6,7	4,9	6,3	5,2

У європейських країнах протягом останніх десятиріч широко застосовуються для дослідження дорожньо-транспортної пригоди низка прикладних програм [273]. Деякі з цих сучасних програм почали застосовуватися і в Україні, зокрема, – це програма CARAT [126].

Щоб перевірити наскільки програма CARAT функціональна і враховує особливості конструкцій сучасної гальмівної системи, було виконано порівняльне моделювання процесу гальмування автомобіля BMW – X5 та автомобіля ВАЗ–2101 (рис. 1.11) [235].

Початки умови моделювання наступні: швидкість руху 60 км/год, коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,8. За результатами моделювання можна зробити такий висновок. Шлях гальмування з усталеним сповільненням цих автомобілів практично не відрізняється один від одного (різниця складає близько 3%) і дорівнює 18,58 м у автомобіля ВАЗ–2101 та 18,03 м у автомобіля BMW–X5. Треба зауважити, що у реальних умовах шлях гальмування з усталеним сповільненням автомобіля BMW–X5, який обладнаний АБС, буде в середньому на 15% меншим ніж у автомобіля ВАЗ–2101. Цьому факту вже було надано пояснення в низці наукових праць, які наведені вище.

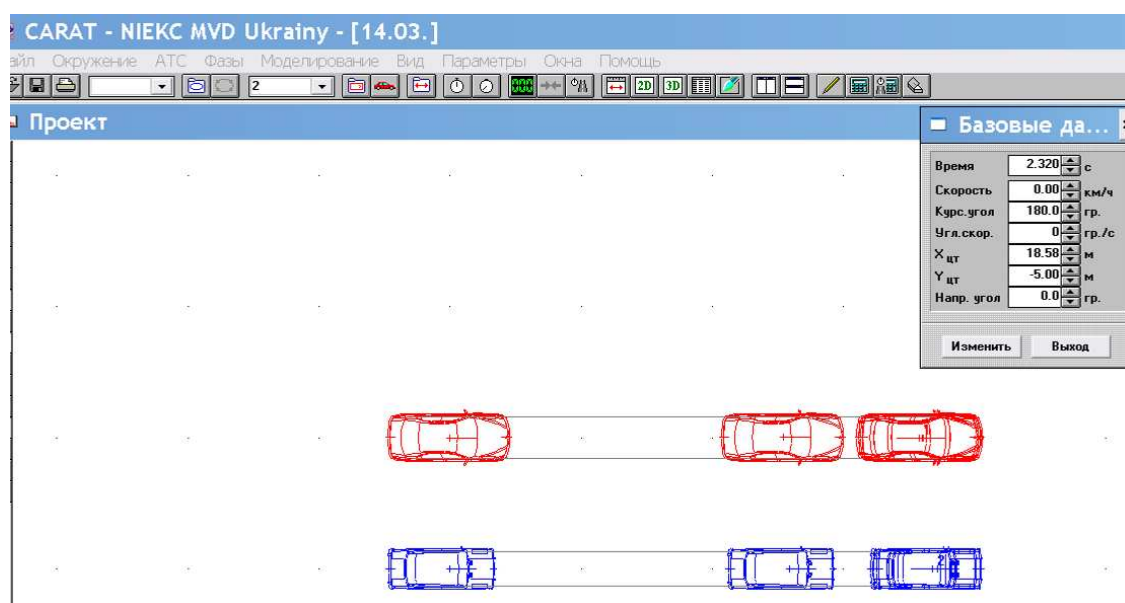


Рисунок 1.11 Порівняльне моделювання процесу гальмування автомобілів BMW–X5 та ВАЗ–2101

Для розрахунку процесу гальмування транспортного засобу у програмі CARAT можна скористатися опцією «Кінематичний розрахунок» (рис. 1.12). При цьому експерт вносить всі вихідні дані до розрахунку у програмне вікно, а саме – це інтервали часу гальмування, швидкість руху і повздовжнє сповільнення.

Недолік такого засобу розрахунку полягає у тому, що отриманий результат буде залежати від тих даних, які внесе експерт. Тобто, результат

розрахунку ефективності гальмування ТЗ в програмному середовищі CARAT не буде відрізнятися від аналогічного розрахунку, виконаного експертом за застарілою методикою. Крім того, розрахунок у програмі CARAT не враховує наростання сповільнення ТЗ при гальмуванні. Таким чином, програмне забезпечення CARAT не додає до вже відомих експертних методик об'єктивності та точності розрахунку ефективності гальмування ТЗ і не дозволяє порахувати зупинний чи гальмівний шлях автомобіля з посиланням на конкретну математичну модель.

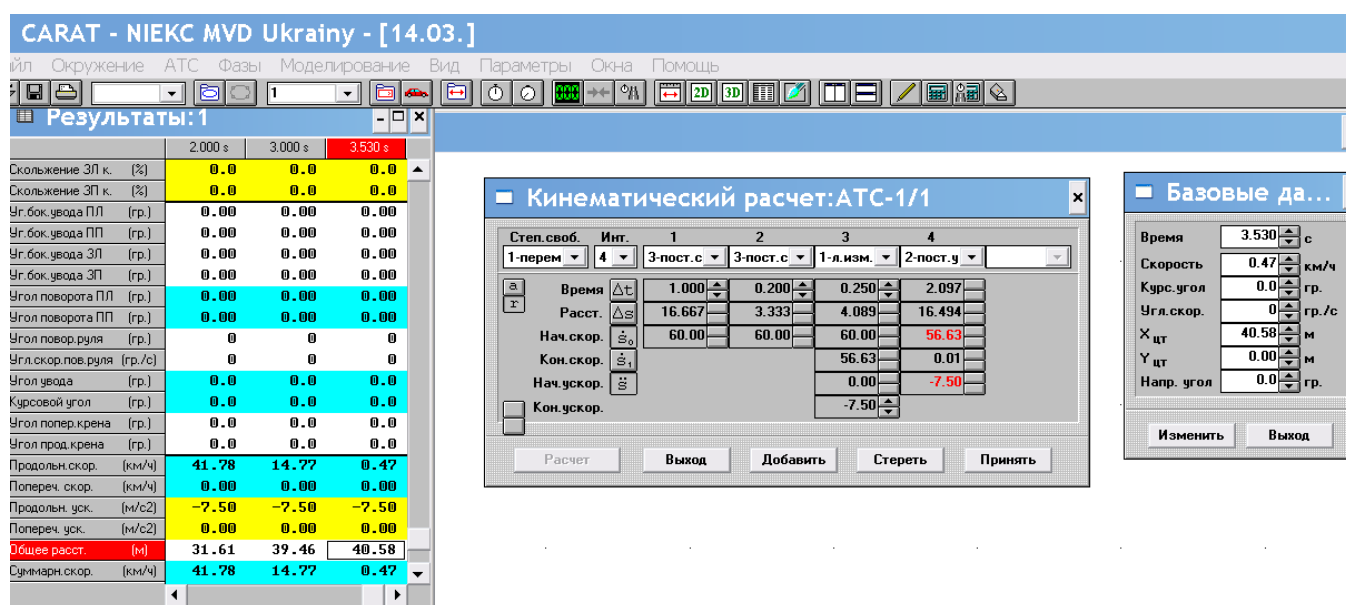
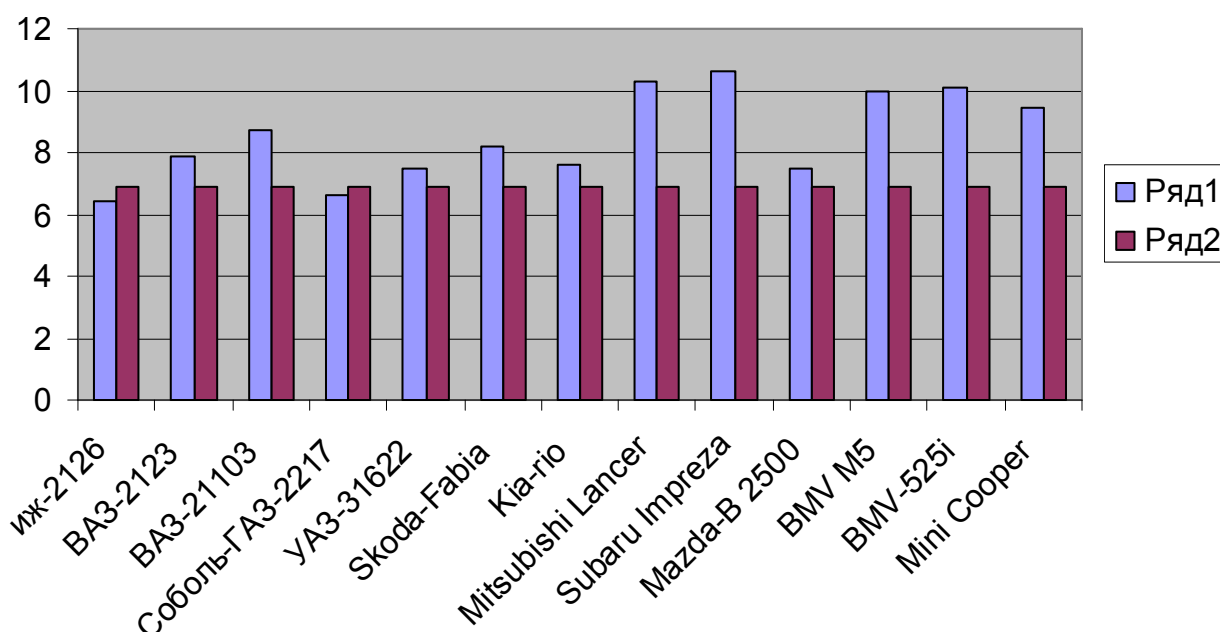


Рисунок 1.12 – Кінематичний розрахунок ефективності гальмування автомобіля

Є ряд публікацій фахівців з автотехнічної експертизи Китайгородського Е.А., Миронової Ю.А., Пушнова А.В., Каплиєва А.А., [160, 205], які досліджували параметри ефективності гальмування різних марок автомобілів за інформацією, що подавалась у провідних автомобільних журналах світу, таких як «Авто-ревью», «За рулем», «Car and Driver» USA, «Das neue Automobil» Hamburg, «Quattroruote» Milane, «Autocar» Stanford, «Auto Motors und Sport» Stuttgart, «Auto Sukces» Warszawa, «Auto motor a Sport» Praha, «Auto motor i Sport» Wroclaw. Наведемо вибірково декілька значень усталеного сповільнення за цими даними (рис.1.13).



Ряд 1 – усталене сповільнення ТЗ за публікаціями у провідних журналах світу;
ряд 2 – усталене сповільнення ТЗ за результатами експертних розрахунків.

Рисунок 1.13 – Значення сповільнення ТЗ

За даними, які проаналізували експерти, можна побачити, що гальмівна ефективність сучасних автомобілів значно зросла у порівнянні з експертними даними, рекомендованими до розрахунку. Так, наприклад, сповільнення автомобілів Subaru Impreza, BMW-525i, BMW M5, Mini Cooper, Mitsubishi Lancer при гальмуванні зі швидкості 100 км/год складає близько 10 м/с^2 , а рекомендується до розрахунку брати усталене сповільнення $6,9 \text{ м/с}^2$, тобто різниця складає до 30%. На підставі чого виникає питання, а як же правильно оцінювати ефективність гальмування сучасних ТЗ, які обладнані АБС, коли всі відомі методи розрахунку дають завідомо значну похибку (табл. 1.6)? Відповідь на це запитання потребує подальших досліджень.

Таким чином, науковцями, інженерами, програмістами та експертами постійно вдосконалювався процес дослідження ефективності гальмування ТЗ. Необхідність такого вдосконалення була пов'язана безпосередньо з безперервним удосконалюванням конструкції самих ТЗ. В нашому столітті гальмівні системи транспортних засобів отримали новий інтенсивний розвиток на базі конструкції АБС. Ефективність гальмування транспортних засобів покращилася, але експертні методики розрахунку процесу гальмування перестали враховувати ці реальні зміни. Такий розрив між застарілим методичним забезпеченням та реальними змінами в конструкції ТЗ безумовно приводить до погіршення точності розрахунків і може

негативно впливати на об'єктивність висновку експерта в цілому. Ця проблема повинна мати наукове та практичне розв'язання.

Таблиця 1.6 – Похибка розрахунку ефективності гальмування ТЗ за оцінкою науковців та провідних фахівців з автотехнічної експертизи

Автори, які вказують на похибку існуючого методу розрахунку	Похибка розрахунку параметрів ефективності гальмування ТЗ, %	При яких умовах виникає похибка
Чудаков Е.А. [298], Зімельов Г.В. [86]	5%	Якщо не враховувати силу опору повітря
Іларіонов В.А. [92]	20 %	При розрахунках різними експертами
Суворов Ю.Б. [264]	18%	Для деяких марок автомобілів з АБС, наприклад, BMW–525i
Китайгородский Е.А., Миронова Ю.А., Пушнов А.В., Каплиев А.А., [160, 205]	до 30%	Для легкових автомобілів з АБС. Дані взяті з провідних журналів: «Авто–ревю», «За рулем», «Car and Driver» USA, «Das neue Automobil» Hamburg, «Quattroruote» Milane, «Autocar» Stanford, «Auto Motors und Sport» Stuttgart, «Auto Sukces» Warszawa, «Auto motor a Sport» Praha, «Auto motor i Sport» Wroclaw
Кашканова В.А. [100]	10,22–15,91%, До 19,31%.	для автомобілів з АБС на сухому асфальтобетонному покритті; для автомобілів з АБС на мокрому асфальтобетонному покритті
Куракіна Е.В. [139]	4,5–9,8%	Для деяких ТЗ, які експлуатуються на дорогах Санкт–Петербургу та обл..
Ковригін В.А. [116]	18,6 % 6,9% 29,2%	На ожеледиці: при не врахуванні завантаження ТЗ; при не врахуванні швидкості руху ТЗ; при не врахуванні температури навколишнього середовища
Давіденко І.А., Клименко В.І., Сараєв О.В. [108, 224]	10–21,6%	Для легкових автомобілів з сучасною АБС

1.6 Апаратна реалізація процесу екстреного гальмування автомобіля за умов наближення його до ідеального

З позиції теорії автомобіля покращення ефективності гальмування автомобіля буде відбуватися, якщо реальний процес екстреного гальмування буде наближатися до ідеального процесу. Ідеальним можна рахувати процес екстреного гальмування, коли, по-перше, буде оптимальний розподіл гальмівних сил між мостами передньої та задньої осі автомобіля, по-друге, коли кожне колесо буде досягати оптимального значення коефіцієнта ковзання, близького до 20% [58, 93, 146, 147, 175, 286].

Розглянемо апаратну реалізацію ідеального процесу екстреного гальмування автомобіля. Для цього спочатку проаналізуємо плоско-паралельну схему для визначення максимальних нормальних та повздовжніх реакцій на колесах автомобіля, на рівній ділянці дороги (рис. 1.14).

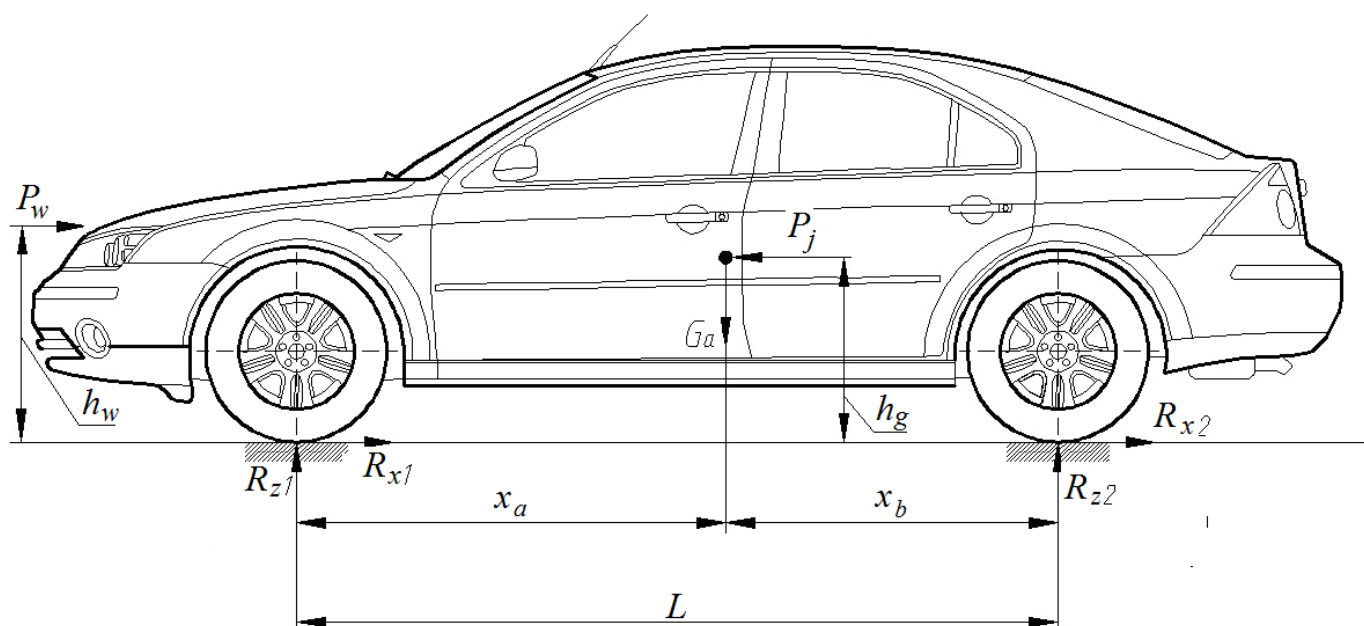


Рисунок 1.14 – Плоско-паралельна схема для визначення максимальних реакцій в плямі контакту колеса з дорогою при гальмуванні автомобіля

Рівняння рівноваги моментів навколо опори передньої та задньої осі автомобіля мають відповідний вигляд:

$$LR_{Z2} + P_j h_g - G_a x_a - P_w h_w = 0, \quad (1.19)$$

$$-LR_{Z1} + P_j h_g + G_a x_b - P_w h_w = 0, \quad (1.20)$$

де R_{z1}, R_{z2} – нормальні реакції коліс на передній та задній осі ТЗ відповідно, Н;

h_g – висота центра ваги ТЗ, м;

L – колісна база ТЗ, м;

h_w – висота центру прикладення сили опору повітря, м;

x_a, x_b – повздовжні координати центру мас ТЗ, м.

Із рівнянь рівноваги виразимо нормальні реакції передньої та задньої опор автомобіля

$$R_{z2} = \frac{G_a x_a - P_j h_g + P_w h_w}{L}, \quad (1.21)$$

$$R_{z1} = \frac{P_j h_g + G_a x_b - P_w h_w}{L}. \quad (1.22)$$

Зрозуміло, що повздовжні реакції при оптимальному розподілу гальмівних сил між мостами двовісного автомобіля повинні бути пропорційні до нормальних реакцій

$$\frac{R_{x1}}{R_{x2}} = \frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}, \quad (1.23)$$

де R_{x1}, R_{x2} – повздовжні реакції на передній та задній осі ТЗ відповідно;

P_{T1}, P_{T2} – гальмівні сили на передній та задній осі ТЗ відповідно.

При екстреному гальмуванні з повним використанням коефіцієнту зчеплення, коли $j_{yCT} = g\varphi$, знехтувавши силою опору повітря, отримаємо

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{(x_b + \varphi h_g)}{(x_a - \varphi h_g)}. \quad (1.24)$$

Всі величини, що входять в рівність (1.24), змінні і залежатимуть від навантаження автомобіля та стану дорожнього покриття. Тому дуже важко досягнути оптимального розподілу гальмівних сил в процесі експлуа-

тації автомобіля. Прийнято характеризувати розподіл гальмівної сили по осях ТЗ через коефіцієнт розподілу гальмівної сили [71]

$$\beta_T = \frac{P_{T1}}{(P_{T1} + P_{T2})}. \quad (1.25)$$

Коефіцієнт β_T може бути постійним або змінним, із ступінчатим або безперервним змінням, в залежності від змінення тиску в гальмівній системі або змінення нормальних реакцій, що діють на колеса (зазвичай колеса заднього моста).

У автомобілів з постійним β_T оптимальний розподіл гальмівних сил забезпечується тільки на дорозі з конкретним значенням коефіцієнту зчеплення φ_0 при певному завантаженні. Бажане значення коефіцієнта φ_0 отримують підбираючи різні розміри колісних гальмівних циліндрів (гальмівних камер) або на передніх і задніх колесах застосовують гальма з різною ефективністю.

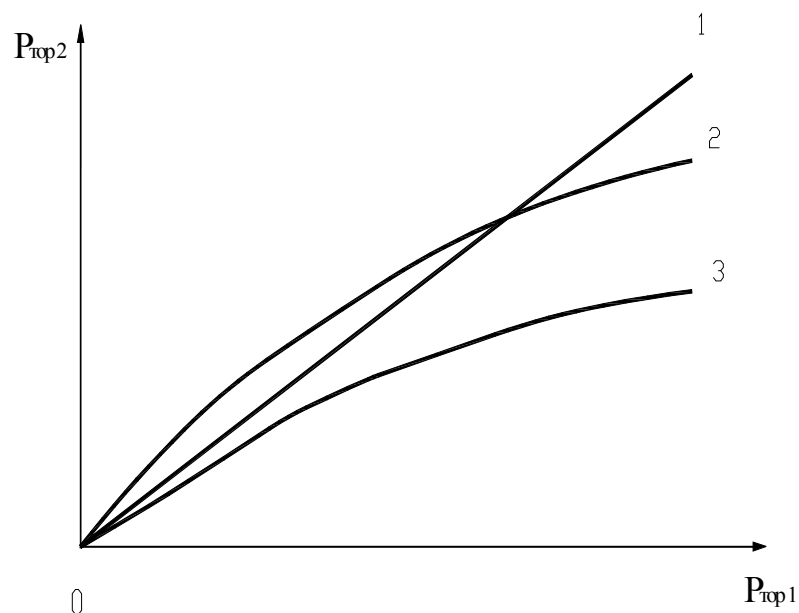
На реальній дорозі, коли $\varphi \neq \varphi_0$, постійний коефіцієнт β_T вже не буде оптимальним за рахунок втрати пропорційності, наведеній у рівності (1.24), і параметри ефективності гальмування $j_{уст}$ та S_T будуть втрачати свої позиції. Погіршення ефективності гальмування буде тим більше, чим більша буде різниця $\varphi_0 - \varphi$. Тому, з метою збереження ефективності і поліпшення стійкості при гальмуванні, автомобіль повинен мати таку конструкцію робочої гальмівної системи, яка буде забезпечувати зміну коефіцієнта β_T в процесі гальмування, наближуючи його до оптимальної залежності $P_{T1} = P_{T2} \frac{(x_b + \varphi h_g)}{(x_a - \varphi h_g)}$.

Оскільки координати центра ваги залежать від навантаження автомобіля, то кожному ваговому стану автомобіля буде відповідати своя крива ідеального розподілу гальмівних сил (рис. 1.15).

При $\beta_T = const$ залежність $P_{T2} = f(P_{T1})$ зображується прямою 1. Точка пересічення прямої 1 з кривою ідеальної характеристики 2 визначає випадок, коли при $\beta_T = const$ фактичний коефіцієнт зчеплення φ відповідає оптимальному φ_0 .

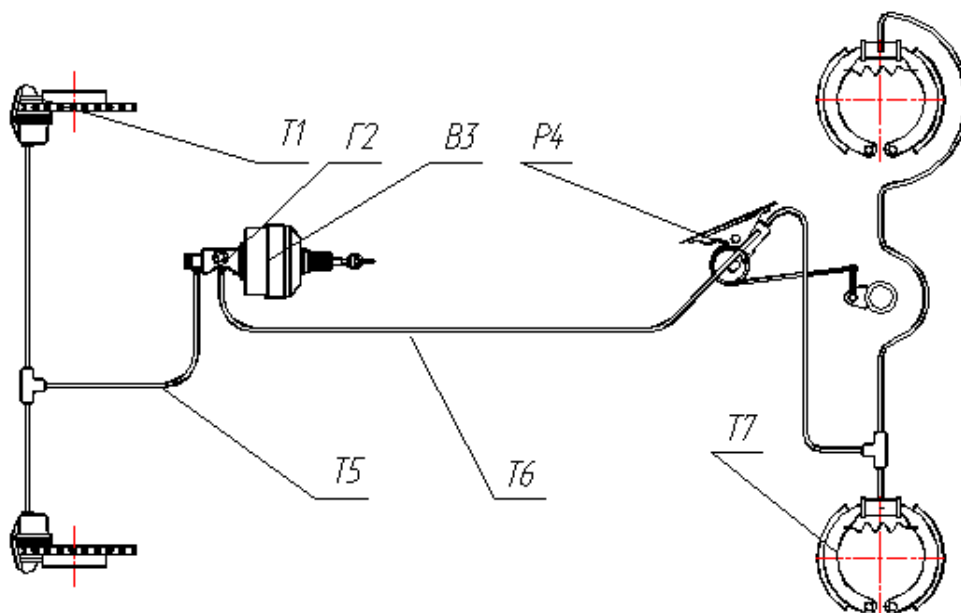
Для набуття змінних значень коефіцієнта розподілу гальмівної сили β_T зазвичай змінюють співвідношення між тиском p_1 і p_2 відповідно передніх та задніх гальм. Забезпечити безперервну зміну співвідношень між

тиском p_1 і p_2 за ідеальною характеристикою скрутно, тому за допомогою спеціального пристрою – регулятора гальмівних сил (РГС), який інтегрується у гальмівний привод (рис. 1.16), змінюють співвідношення p_1/p_2 таким чином, щоб виконувалися рекомендації Правил № 13 ЕЭК ООН.



1 – при $\beta_T = \text{const}$; 2 – ідеальна характеристика для навантаженого автомобіля; 3 – ідеальна характеристика для не навантаженого автомобіля.

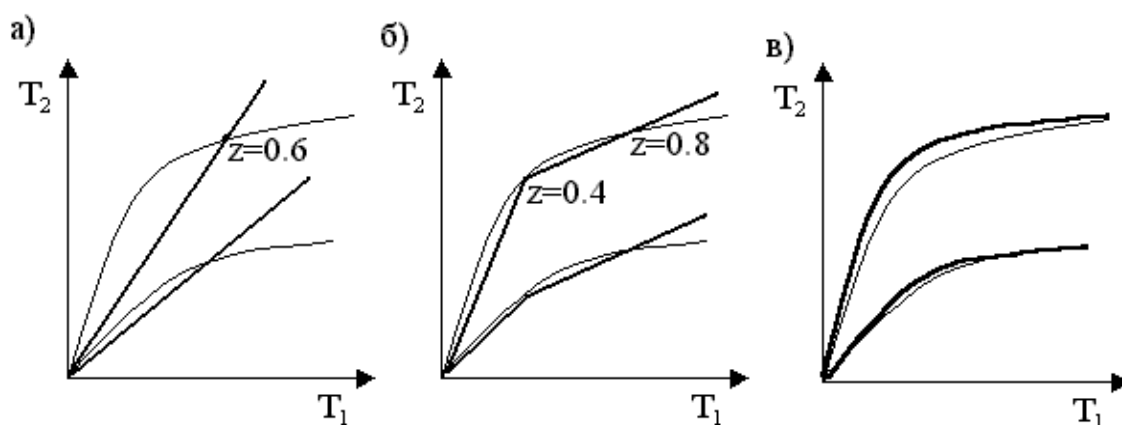
Рисунок 1.15 – Характеристики розподілу гальмівних сил між осями ТЗ



T1, T7 – відповідно дискові та барабанні гальмівні механізми; Г2 – головний гальмівний циліндр; ВЗ – вакуумний підсилювач гальм; P4 – регулятор гальмівних сил; T5, T6 – гальмівні контури.

Рисунок 1.16 – Гальмівна система автомобіля з регулятором гальмівних сил

Відомо, що якщо при екстреному гальмуванні першими блокуються передні колеса, то автомобіль втрачає керованість, але рухається у заданому напрямку. У випадку, коли блокуються першими задні колеса, автомобіль втрачає поперечну стійкість і при цьому виникає занос задньої осі, що є ще більш небезпечним для руху. У зв'язку з цим в додатку № 10 до Правил № 13 ЕЭК ООН рекомендується вибирати розподіл гальмівних сил так, щоб при всіх вагомих станах питомі гальмівні сили на передніх колесах були більшими, ніж на задніх в легкових автомобілів при $\varphi_x = 0,15 \dots 0,8$, в інших автомобілів при $\varphi_x = 0,15 \dots 0,3$ [72]. При виконанні цієї рекомендації в легкових автомобілів практично в будь-яких дорожніх умовах в процесі гальмування першими блокуються колеса переднього моста, а у інших автомобілів (вантажівки, автобуси) таке блокування відбувається на слизькій дорозі, що зменшує вірогідність втрати автомобілем стійкості руху. У РГС застосовується три основних виду розподілу осьових гальмових сил: лінійне, шматково-лінійне й нелінійне, – які апроксимують ідеальний розподіл (рис. 1.17) [23, 218].



а) лінійна апроксимація; б) шматково-лінійна; в) нелінійна.

Рисунок 1.17 – Способи апроксимації ідеального розподілу осьових гальмових сил

Повноту використання гальмівних сил автомобіля прийнято оцінювати через коефіцієнт гальмування, який можна представити, як співвідношення суми дотичних реакцій (гальмівних сил) до загальної величини нормальних реакцій (ваги)

$$z = \frac{\sum R_X}{\sum R_Z} = \frac{j}{g}. \quad (1.26)$$

Лінійна апроксимація й ідеальний розподіл осьових гальмових сил мають дві крапки перетинання, на початку координат і в крапці, відповідної до коефіцієнта гальмування $z=0,6$. Таке розташування лінійної апроксимації щодо ідеального розподілу осьових гальмових сил гарантовано забезпечує нормативну ефективність гальмування.

Шматково-лінійна апроксимація перетинається із кривою ідеального розподілу осьових гальмових сил у наступних трьох крапках. У крапці початку координат, у крапці, коли ефективність гальмування відповідає коефіцієнту гальмування $z=0,4$ і в крапці $z=0,8$. Тим самим забезпечується більш ефективне гальмування на мокрому й сухому асфальтобетонному покритті, чим при лінійній апроксимації.

Нелінійна апроксимація може збігатися з ідеальним розподілом гальмових сил, може розташовуватися уздовж кривої ідеального розподілу або мати дві загальні крапки перетинання. Передбачається, що реальний розподіл повністю повинний збігатися з ідеальним розподілом.

Кожний із трьох видів розподілу гальмових сил дозволяє одержати певний ступінь точності апроксимації ідеального розподілу. Найбільш точною є нелінійна апроксимація. Вживання РГС дозволяє наблизити розподіл гальмівних сил до ідеального, тобто покращити ефективність гальмування автомобіля при збереженні його стійкості руху. Проте, наявність РГС не гарантує від блокування коліс.

В більшості випадків при аварійному гальмуванні дія на гальмівну педаль відбувається з максимально можливою силою, що може привести до блокування та ковзання всіх коліс автомобіля. У такому разі, після переходу тертя кочення колеса у стан тертя ковзання, втрачається стійкість руху і керованість автомобіля, падає повздовжній коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою φ_x на 10–15 %, а коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в поперечному до кочення колеса напрямку φ_y наближається до 0 (рис. 1.18) [147].

Ступінь ковзання колеса під час його кочення при збільшенні дотичної реакції R_x прийнято виражати через коефіцієнт ковзання колеса

$$s = \frac{V_d - V_t}{V_d} 100\%, \quad (1.27)$$

де V_d, V_t – відповідно дійсна та теоретична швидкість колеса.

Згідно графіку дотична реакція $R_{x \max}$ від гальмівної сили, буде досягати свого максимального значення при певних умовах, а саме, коли співвідношення $\frac{R_{x \max}}{R_z} = \varphi_{\max}$ буде максимальним, тобто дорівнювати максимальному коефіцієнту зчеплення колеса з дорогою, при цьому ступінь ковзання у плямі контакту колеса буде досягати свого оптимального значення $s \approx 20\%$. Якщо умова оптимального ковзання одночасно досягається на всіх колесах, то забезпечується гальмування ТЗ з максимальним усталеним сповільненням $j_{уст}$ і мінімальним гальмівним шляхом S_T у даних дорожніх умовах.

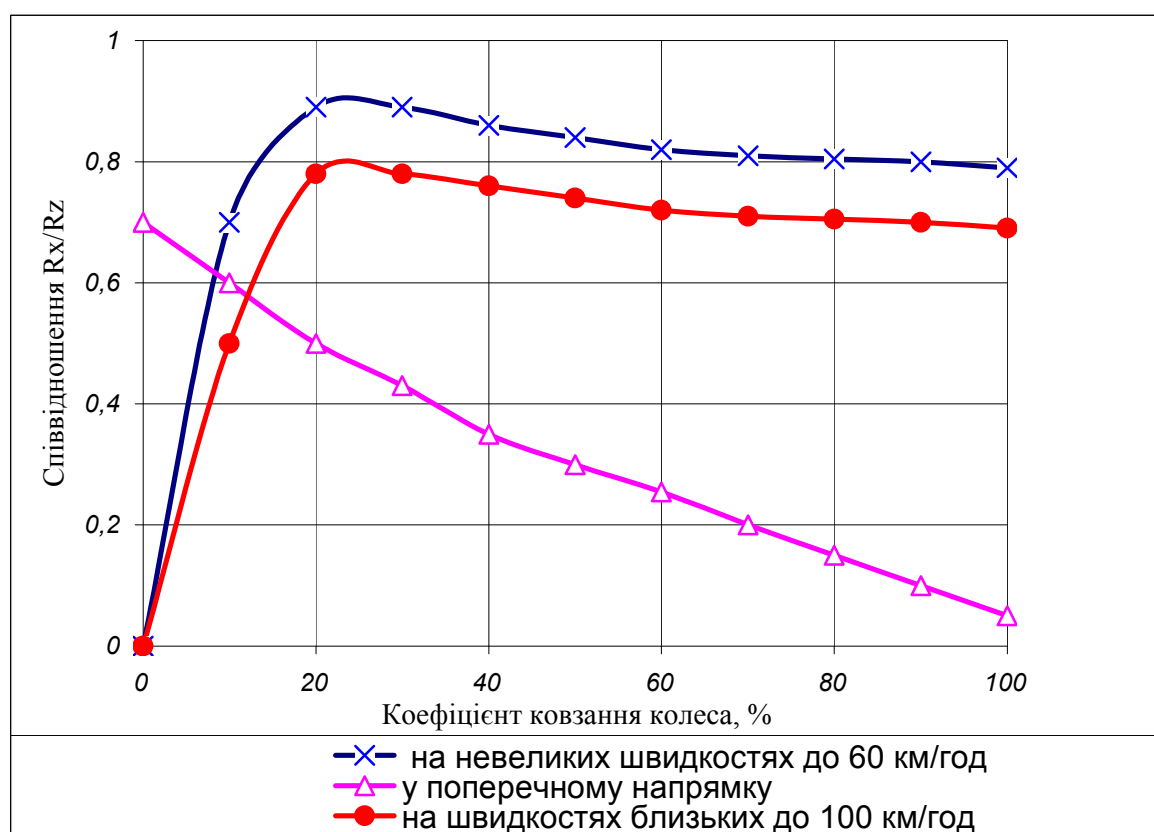


Рисунок 1.18 – Залежність питомих гальмівної та бічної сил від ковзання колеса

Крім ступеня ковзання колеса, на коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою впливають цілий ряд факторів. По-перше, це властивості самої шини, а саме: склад гуми; рисунок протектора, конструкція шини; температура шини; тиск повітря в шині. По-друге, це динаміка автомобіля: кути установки коліс; вертикальне навантаження на колесо; повздовжні й поперечні сили; перерозподіл реакцій передньої та задньої опор автомобіля

при гальмуванні, або через нахил дороги й через дію аеродинамічних сил, які можуть, як притискати автомобіль (вісь, колесо), так і відривати його від землі; гальмовий момент на колесі; швидкість руху ТЗ. І, по-третє, найбільш впливовим фактором є тип та стан дорожнього покриття: асфальтобетон, ґрунт, мостова, пісок, щебені; сухе, мокре, під снігом або ожеледдю; шорсткість поверхні асфальтобетону; забруднення дорожнього полотна; наявність і товщина водяної плівки; температура дорожнього полотна.

Тому залежність коефіцієнта зчеплення теоретично описати адекватно реальності поки нікому не вдалося. Але, починаючи із середини 90-х років, у світовій автомобільній науці стала домінувати формула голландського професора з Делфтського університету Г.Б. Пацейки (H. B. Pacejka) [311]

$$\varphi = \varphi_{\max} \sin \lambda \left[C \cdot \arctg \{ B \cdot s - E (B \cdot s - \arctg(B \cdot s)) \} \right] \quad (1.28)$$

де $\varphi_{\max}$ – пікове значення коефіцієнта зчеплення;

C – фактор форми кривої;

B – фактор «жорсткості»;

s_x – коефіцієнт повздовжнього ковзання шини;

E – фактор кривизни.

Ця емпірична залежність називається «магічною» тому, що крім φ_x з її допомогою можна розрахувати повздовжню та поперечну сили, що стабілізує момент у плямі контакту, й коефіцієнт опору відведенню шин. Однак простота залежності гадана, тому що параметри B , C і E є теж емпіричними й представляються у вигляді поліномів, пошук яких – враховуючи великий перелік факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення – складне завдання.

Не дивлячись на те, що теорія автомобіля не може досконало описати процес гальмування, на практиці інженери і науковці реалізували ідею гальмування автомобіля з оптимальним ковзанням кожного колеса шляхом втілення у конструкцію гальм антиблокувальної системи. Anti Blockier System (ABS), антиблокувальна система (АБС) це елемент робочих гальм, що регулює в процесі гальмування ступінь ковзання коліс у напрямку їх кочення [72]. АБС є замкнутою автоматичною системою управління, інтегрованою у гальмовий привод автомобіля. Завдяки застосуванню АБС підвищується ефективність гальмування ТЗ, покращується його стійкість та керованість під час гальмування, зменшується знос шин.

Першими запатентували у 1936 році технологію протидії блокуванню коліс при різкому гальмуванні компанія «Bosch». Але на практиці реалізувати цю ідею не вдалося через відсутність в ті роки цифрової електроніки, яка дозволила б за частки секунди реагувати на блокування коліс. Ситуація змінилася в 60–і роки з появою напівпровідникових технологій. В середині 1970–х років АБС почали встановлювати вибірково (за бажанням клієнта) на автомобілі представницького класу, а з 1978 року штатно на двох німецьких автомобілях – Mercedes Benz W116(S– клас) і BMW 7–ої серії. З липня 2004 року кожен новий автомобіль, що продається в країнах Євросоюзу, обладнаний АБС в стандартній комплектації.

Функціонування АБС базуються на взаємодії трьох головних складових – це датчики, які встановлені на колесах і реєструють швидкість їх обертання, це електронний блок керування і це блок модулаторів, які змінюють циклічно тиск в гальмівних контурах (рис. 1.19).

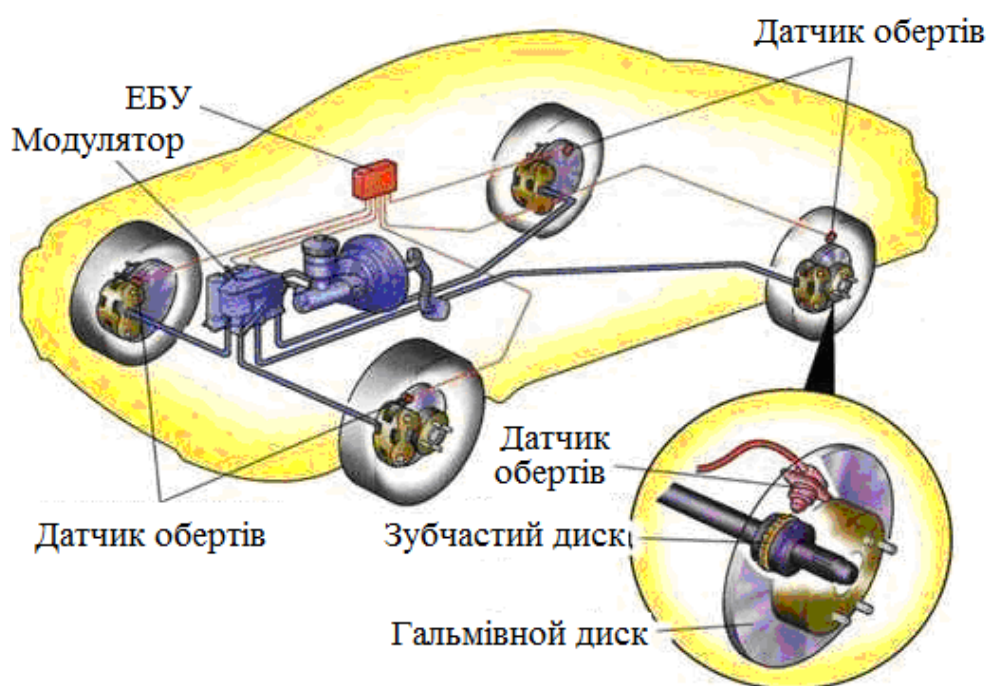


Рисунок 1.19 – Основні складові сучасної АБС

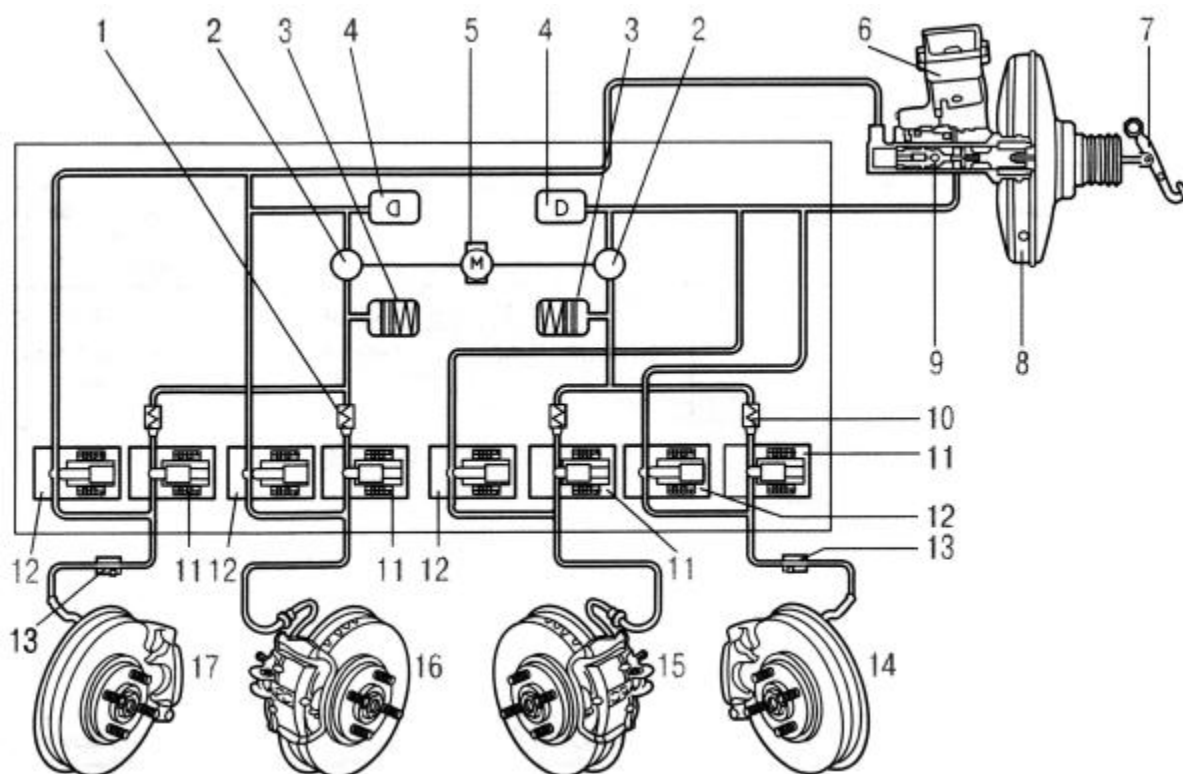
Кожний мікроконтролер (канал електронного блоку керування) розраховує необхідні для регулювання параметри за інформацією від свого колісного датчика. З кутових швидкостей коліс виводиться їх прослизання зворотно–пропорційне до середньої швидкості автомобіля. Відфільтрована похідна за часом від швидкості автомобіля приймається за його сповільнення. Дані величини служать параметрами регулювання АБС. Функціонування АБС забезпечує циклічне розгальмовування і загальмо-

вування коліс за визначеним алгоритмом для підтримки їх роботи з максимальною реалізацією гальмівних сил у даних дорожніх умовах без блокування коліс.

Принцип дії АБС наступний. На маточині колеса закріплений зубчастий вінець. Датчик нерухомо кріпиться над торцем вінця. Він складається з магнітного сердечника, розташованого всередині котушки. При обертанні зубчастого вінця в котушці індукується електричний струм, частота якого прямо пропорційна кутовій швидкості обертання колеса. Отримана таким чином від датчика інформація передається по дроту електронному блоку управління. Блок управління відстежує оптимальну ступінь ковзання коліс, регулюючи тиск у гальмівному контурі колеса з частотою 15–50 Гц. Виконують цю функцію регулювання тиску модулятори, що містять, як правило, два електромагнітні клапани. Один клапан модулятора перекриває доступ рідини в магістраль, що йде від головного циліндра до колеса, інший – при надмірному тиску відкриває шлях гальмівної рідини в резервуар гідроаккумулятора.

Апаратно робота гідравлічної частини АБС здійснюється таким чином. Якщо при гальмуванні одне з коліс близько до блокування (про що повідомляє датчик частоти обертання, який встановлений у кожному колесі), блок керування 10 перекриває впускний клапан 12 відповідного контуру, що перешкоджає подальшому росту тиску в контурі незалежно від росту тиску в головному циліндрі 9 (рис. 1.20). У той же час починає працювати гідравлічний плунжерний насос 5.

Якщо обертання колеса продовжує вповільнюватися, блок керування відкриває випускний клапан 11, дозволяючи гальмовій рідині вернутися в гідроаккумулятори 3. Це приводить до зменшення тиску в контурі й дозволяє колесу обертатися швидше. Якщо обертання колеса надмірно прискорюється (у порівнянні з іншими колесами) для підвищення тиску в контурі блок керування перекриває випускний клапан 11 і відкриває впускний 12. Гальмова рідина подається з головного гальмового циліндра 9 за допомогою плунжерного насоса 5 з гідроаккумуляторів 3. Демпферні камери 4 згладжують пульсації, що виникають у системі при роботі плунжерного насоса.



1 – зворотні клапани; 2 – клапан плунжерного насоса; 3 – гідроаккумулятор; 4 – камера згладження пульсації в системі; 5 – електродвигун з гідравлічним насосом; 6 – бачок для гальмової рідини; 7 – педаль робочого гальма; 8 – підсилювач гальм; 9 – головний гальмовий циліндр; 10 – блок модуляторів; 11 – випускні керовані клапани; 12 – впускні керовані клапани; 13 – дросельний клапан; 14–17 – гальмові механізми з датчиками швидкості обертання коліс (датчики не показані).

Рисунок 1.20 – Схема гідравлічної складової АБС фірми "Bosch" [3]

Вантажні автомобілі та автобуси з пневматичним гальмівним приводом оснащуються АБС, основними елементами якої є також електронний блок керування, колісні датчики та модулятори (рис. 1.21).

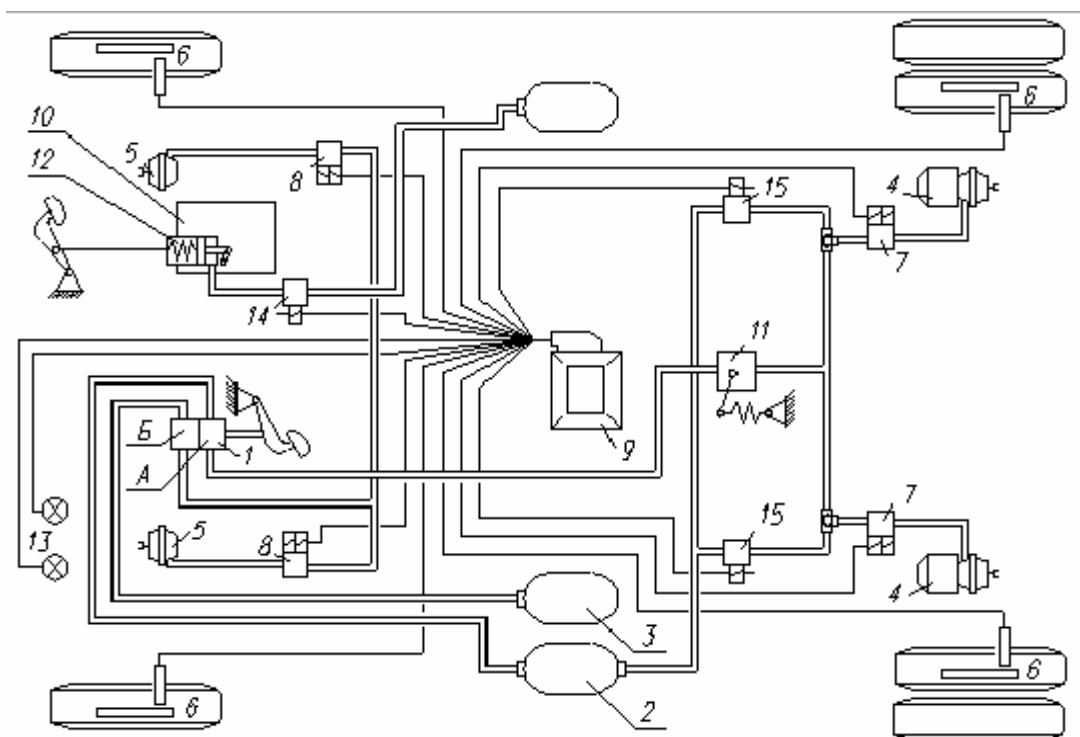
В АБС можливо використання наступних принципів регулювання ковзання коліс:

- Select Low (SL) – «Селект лоу» низькопорогове регулювання, тобто регулювання, що передбачає подачу команд на розгальмовування і загальмовування обох коліс однієї осі одночасно по сигналу датчика колеса, що знаходиться в гірших по зчепленню умовах, – «слабкого» колеса;

- Select High (SH) – «Селект хай» високопорогове регулювання коліс однієї осі, коли сигнал подається датчиком «сильного» колеса, тобто того, що знаходиться в кращих по зчепленню умовах;

- Individual Regelung (IR) – індивідуальне регулювання роботи гальм кожного колеса окремо;

– Modifizierte Individual Regelung (MIR) – модифіковане індивідуальне регулювання є компромісне регулювання між SL і IR. Особливість MIR полягає в тому, що колеса передньої осі, наприклад, тягача керуються по індивідуальному регулюванню, а задньої осі – по низькопороговому принципу з поступовим переходом до високопорогового регулювання. MIR – є системою так званої поступливої IR, але у підсумку вона має кращі характеристики в порівнянні з SL і SH.



1 – двоохсекційний гальмовий кран; 2, 3 – ресивери; 4, 5 – гальмові камери; 6 – датчики частоти обертання коліс; 7, 8 – модулятори; 9 – електронний блок керування; 10, 12 – елементи керування; 13 – контрольні лампи; 11, 14, 15 – прискорювальні клапани.

Рисунок 1.21 – Схема АБС вантажного автомобіля з пневматичним гальмівним приводом

Найефективніша схема АБС, коли кожне колесо має індивідуальне регулювання IR (рис. 1.22 а). Тобто, кількість датчиків кутової швидкості, модуляторів тиску і електронних каналів управління в цьому випадку дорівнює числу коліс. Такий спосіб регулювання АБС забезпечує максимальну стійкість руху та ефективність гальмування автомобіля. Однак при гальмуванні на повороті або на неоднорідній за зчепленням поверхні дороги гальмівні сили зліва та справа будуть значно відрізнятися і створювати момент, який буде намагатися розвернути автомобіль. При цьому

АБС не буде давати колесам заблокуватися, тому заносу чи втрати керуваності автомобіля не виникне. Следствием появи такого розвертального моменту буде рух автомобіля зі збільшеним кутом відведення, але траєкторію руху можна швидко стабілізувати кермом або іншим автоматизованим пристроєм.

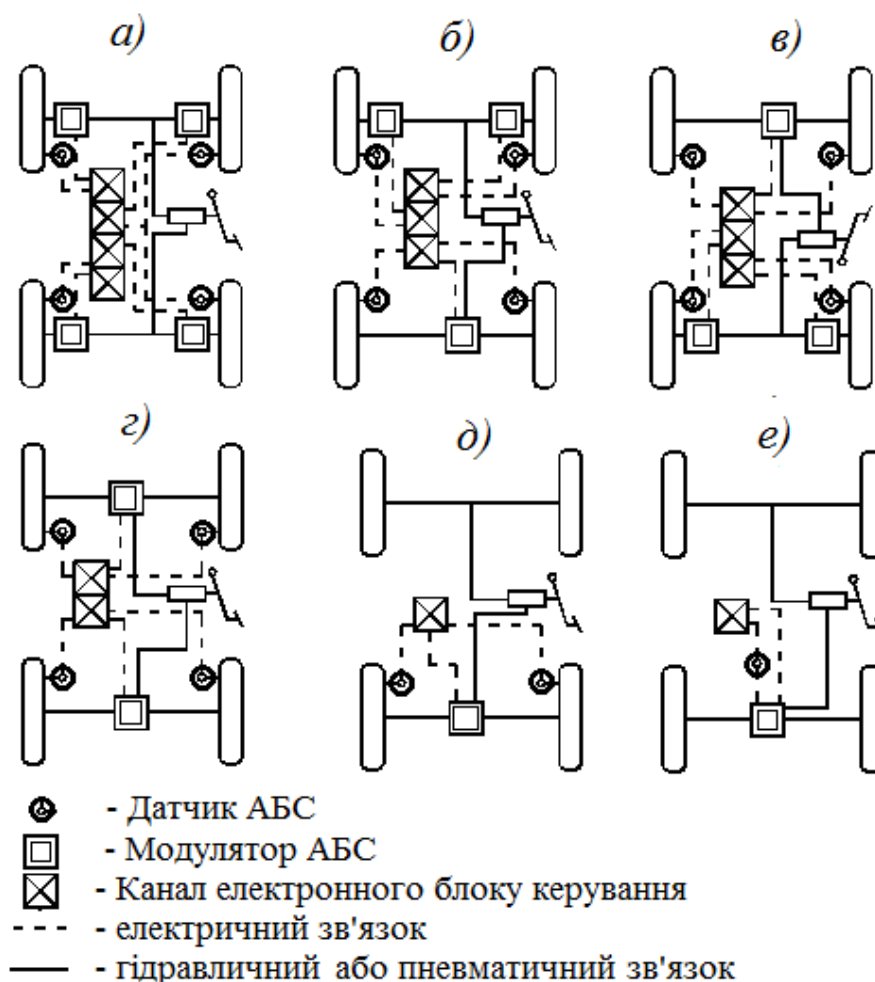


Рисунок 1.22 – Схеми АБС

За даними Гуревича Л.В. та Меламуда Р.А., на сухій дорозі сучасна чотирьох-канальна АБС за принципом регулювання ІR може зменшити гальмівний шлях автомобіля приблизно на 20% в порівнянні з гальмівним шляхом машин із заблокованими колесами. На снігу, льоду, мокрому асфальті різниця, відповідно, буде набагато більше, до 31–37,5% (табл. 1.7) [61].

Таблиця 1.7 – Результати випробувань легкових автомобілів, які обладнані АБС з індивідуальним регулюванням ІР кожного колеса, [61]

Покриття до- роги	Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	Гальмівний шлях S_T , м		Виграш у ефективності, %
		з АБС	без АБС	
Бетон сухий >>мокрый	50	10,6	13,1	19,1
		18,7	23,7	21,1
Брущатка суха >>мокра		11,6	13,2	12,1
		19,1	23,4	18,8
Укочений сніг		30,9	36,8	16,1
Бетон сухий >>мокрый		100	41,1	50,0
	62,5		100,0	37,5
Брущатка суха >>мокра	45,5		59,0	22,9
	61,5		90,0	31,7

Схема АБС (рис. 1.22 б), коли кожне колесо передньої осі має індивідуальне регулювання ІР, а колеса задньої осі регулюються за принципом SL («слабкого» колеса), на однорідній прямолінійній дорозі забезпечує хорошу курсову стійкість та ефективність гальмування. При русі на повороті або на неоднорідній за зчепленням поверхні покращує стійкість руху, але при цьому зменшує ефективність гальмування легкового автомобіля на 10–20%, вантажного автомобіля на 40–50% [61]. Тому такий принцип регулювання краще застосовувати на легкових автомобілях.

Схему АБС (рис. 1.22 в), у якій кожне колесо задньої осі має індивідуальне регулювання ІР, а колеса передньої осі регулюються за принципом SL («слабкого» колеса), вигідно застосовувати на вантажних автомобілях, де частка задніх гальм у створенні сумарної гальмівної сили більше.

Розповсюджена схема АБС з чотирма датчиками та двома модуляторами (по одному на вісь), і двома каналами електронного управління (рис. 1.22 г). Відповідно, якщо цю схему застосовують за принципом регулювання SL («слабкого» колеса), то забезпечують відмінну курсову стійкість, а якщо застосовують за принципом регулювання SH («сильного» колеса), то досягають покращення гальмівної ефективності. У випадку застосування принципу SH допускається блокування колеса, яке буде знаходитись на більш слизькій поверхні.

Схеми АБС з впливом тільки на задні колеса працюють за принципом SL регулювання, що не допускає блокування задніх коліс (рис. 1.22 д, е). Такі схеми вже безнадійно застаріли.

Для наближення реального процесу гальмування до ідеального сучасні гальмівні системи з АБС обладнуються додатковими пристроями. Electronic Brake Distribution (EBD) або Elektronische Bremskraft Verteilung (EBV) – це електронний розподільник гальмівних сил, який перерозподіляє гальмівні сили на колеса пропорційно діючим на них нормальним навантаженням. Це робить роботу гальмового приводу з АБС більш стабільною та ефективною. По суті EBD або EBV є сучасним аналогом регулятора гальмівних сил, який вступає в дію до початку роботи АБС або при її неспрацьовуванні. Треба зазначити, що EBD або EBV більш точно слідує за динамічним перерозподілом навантажень на колесах у процесі гальмування автомобіля, чим звичайний регулятор гальмівних сил, який здійснює в основному статичне регулювання в залежності від завантаження автомобіля (рис. 1.23). Крім того, EBD та EBV дозволяє регулювати гальмівне зусилля не лише між передньою та задньою осями автомобіля, але і між лівим та правим колесами.

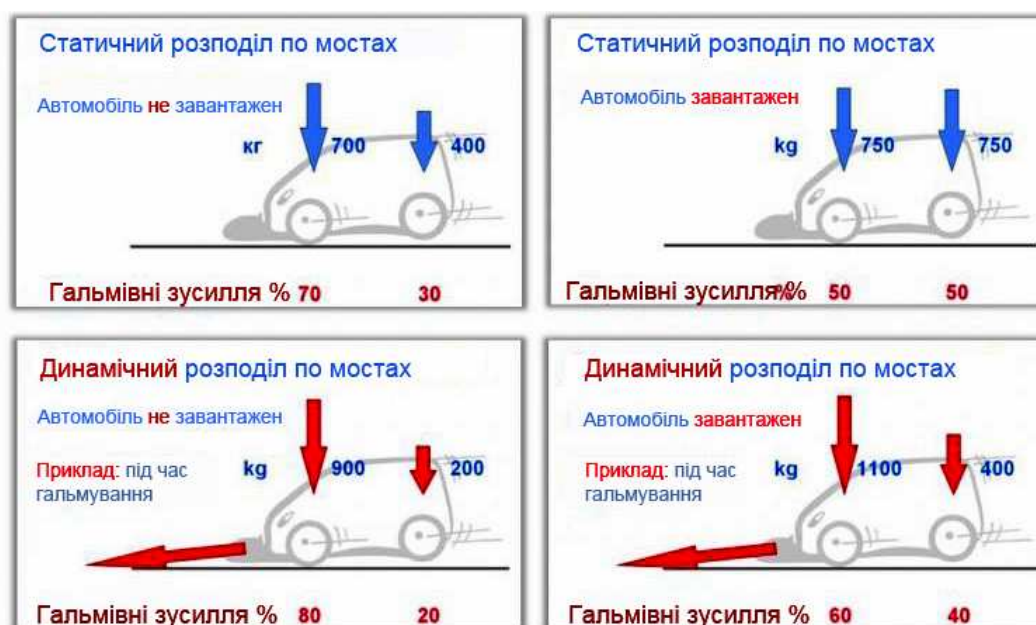


Рисунок 1.23 – Порівняння статичного і динамічного розподілення гальмівних зусиль

EBD та EBV – це програмні пристрої, які, як правило, виконуються окремим електронним блоком, що збільшує надійність гальмівної системи з АБС в цілому. EBD та EBV покращують гальмівну ефективність автомобіля (рис. 1.24), обладнаного АБС, за рахунок наближення реального розподілу гальмівних сил до ідеального. Система EBD вичислює масу автомобіля та вагу, що приходить на ту чи іншу його ось за величиною

тиску у головному циліндрі, де є відповідний датчик. Також враховується сповільнення автомобіля

$$m_a = \frac{pk_p}{j} \quad (1.29)$$

де p – тиск у головному циліндрі, Па;

k_p – коефіцієнт пропорційності між тиском у головному циліндрі та гальмівною силою (зкладається програмно).



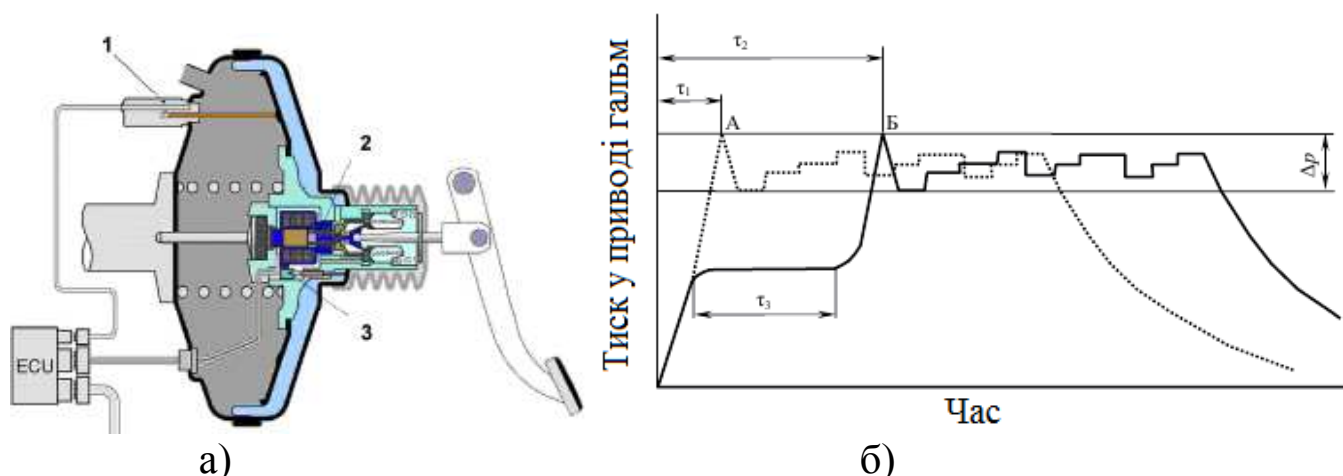
Рисунок 1.24 – Ефективність гальмування автомобіля з системою EBD та без неї

Аналіз причин ДТП з участю автомобілів, які були обладнані першими конструкціями АБС, свідчив про те, що величина сили, яку прикладає водій до гальмівної педалі у разі екстреного гальмування, є недостатньою, щоб подолати силу, яка протидіяла з боку АБС і не давала натиснути на педаль гальма з максимальною ефективністю. Це було причиною збільшення гальмового шляху аж до 40% при багатьох ДТП. Щоб уникнути такого негативного явища з боку перших конструкцій АБС, був розроблений новий пристрій.

Brake Assistant (BA або BAS) – це асистент гальмування, який адаптує гальмівну систему до екстреного гальмування шляхом інтенсивного збільшення тиску рідини у головному гальмівному циліндрі до максимуму [55]. Після чого вступають в роботу модулятори АБС. Технологія "Brake Assist" вперше з'явилася на споживчому ринку в 1996 році на Mercedes Benz [138]. Починаючи з 1998 року, компанія почала впроваджувати цю

систему в усі свої моделі стандартної комплектації. За Mercedes – Benz незабаром прослідували такі компанії, як Audi, Acura, Infiniti, BMW, Rolls Royce, Land Rover, Volvo та ін. з власними розробками Brake Assist.

Пристрій ВА має датчик переміщення, вмонтований в підсилювач гальм (рис. 1.25 а). За сигналом датчика блок управління може визначити, що має місце екстрене гальмування і з більшою інтенсивністю включити апарати гальмового приводу та змінити передавальне відношення підсилювача гальм (рис. 1.25 б).



а) елементи конструкції; б) характеристика роботи; 1 – датчик переміщення; 2 – електромагнітний клапан; 3 – перемикач режиму посилення; А – характеристика з Brake Assistant; Б – характеристика прототипу.

Рисунок 1.25 – Схема та динамічна характеристика роботи Brake Assistant

Елементна база АБС з електронним керуванням, модуляторами та датчиками стала базою для створення більш сучасних та багатофункціональних систем активної безпеки автомобіля. Наприклад, Electronic Stability Program (ESP) – електронна програма стабілізації та Electronic Stability Control (ESC) – електронний контроль стійкості це активні системи безпеки автомобіля, що дозволяють запобігти втрати стійкості руху автомобіля не тільки в режимі гальмування, але і при рівномірному або прискореному русі. За даними американських Страхового інституту дорожньої безпеки (IIHS) і Національного управління безпекою руху на трасах (NHTSA), приблизно одна третина смертельних аварій могла б бути відвернена сучасними системами активної безпеки, якщо б ними були оснащені усі автомобілі. Зараз існують різні варіанти назв систем курсової та динамічної стабілізації руху автомобіля залежно від фірми виробника автомобіля (табл. 1.8).

Таблиця 1.8 – Системи курсової та динамічної стабілізації руху автомобіля

Назва системи курсової та динамічної стабілізації руху автомобіля	Марка автомобіля, на якому застосовується система
ASC (Active Stability Control)	Mitsubishi
AdvanceTrac	Lincoln, Mercury
CST (Controllo Stabilità)	Ferarri
DSC (Dynamic Stability Control)	BMW, Ford (Australia), Jaguar, Land Rover, Mazda, MINI
DSTC (Dynamic Stability and Traction Control)	Volvo
ESC (Electronic Stability Control)	Chevrolet, Hyundai, Kia
ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm)	Audi, Bentley, Bugatti, Chery, Chrysler, Citroen, Dodge, Daimler, Fiat, Holden, Hyundai, Jeep, Kia, Lamborghini, Mercedes Benz, Opel, Peugeot, Proton, Renault, SAAB, Scania, Seat, Skoda, Smart, Suzuki, Vauxhall, VW.
IVD (Interactive Vehicle Dynamics)	Ford
MSP (Maserati Stability Program)	Maserati
PCS (Precision Control System)	Oldsmobile
PSM (Porsche Stability Management)	Porsche
RSC (AdvanceTrac with Roll Stability Control)	Ford
StabiliTrak	Buick, Cadillac, Chevrolet, GMC Truck, Hammer, Pontiac, SAAB, Saturn
VDC (Vehicle Dynamic Control)	Alfa Romeo, Fiat, Infiniti, Nissan, Subaru
VSC (англ. Vehicle Stability Control)	Toyota, Lexus
VSA (Vehicle Stability Assist)	Acura, Honda, Hyundai.

В основу роботи систем курсової та динамічної стабілізації руху автомобіля покладено безперервне порівняння електронним блоком керування розрахункової траєкторії руху автомобіля з інформацією від датчиків про реальну траєкторію (рис. 1.26).

Система курсової та динамічної стабілізації виправляє помилки водія та стабілізує стійкість автомобіля у випадку бічного ковзання на мокрому, крижаному, гравійному чи будь-якому покритті дороги при всіх режимах руху – гальмуванні, розгоні або рівномірному русі. Також система дозволяє зберегти керування автомобілем у випадку надлишкової або недостатньої поворотності. Обов'язкове оснащення електронною системою курсової та динамічної стійкості нових легкових автомобілів та де-

яких категорій автобусів прийнято на рівні держав: з 2010 року в Ізраїлі; з 2011 року в Канаді, Австралії, країнах Євросоюзу та США.

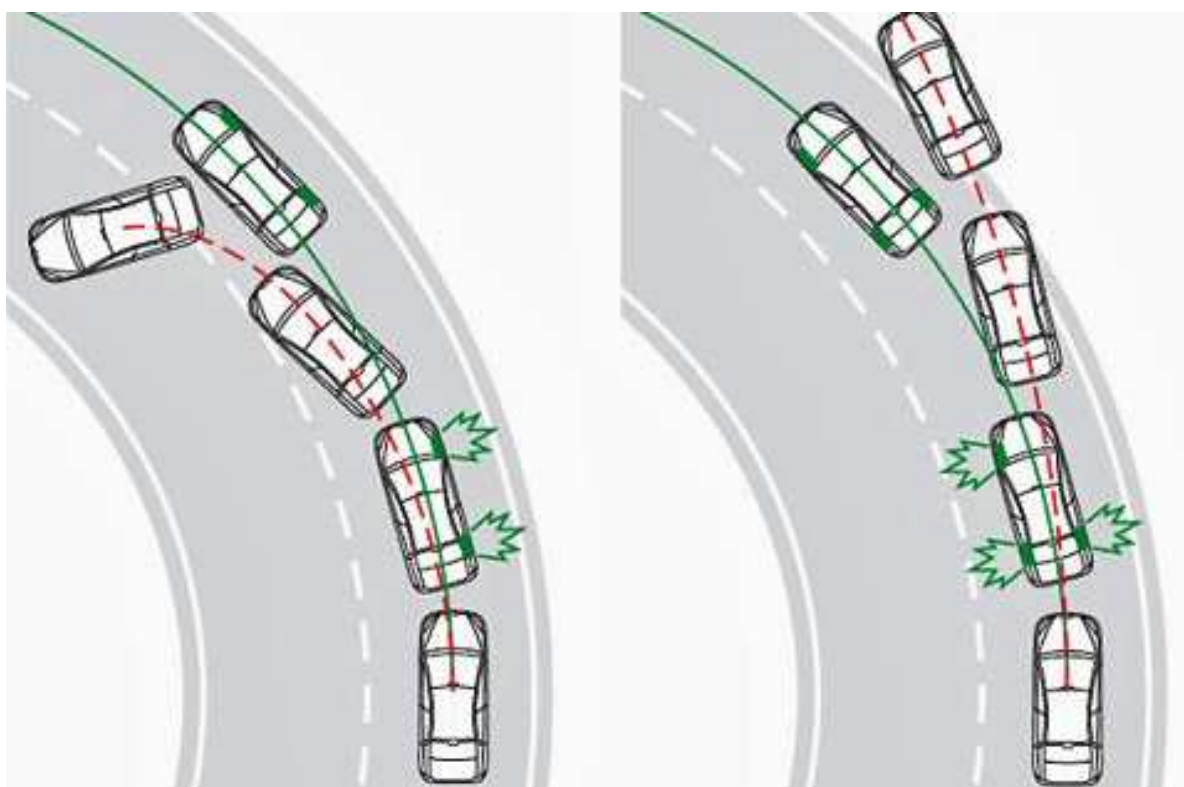


1 – датчики швидкості обертання коліс; 2 – датчик тиску в гальмівній системі; 3 – датчик положення кермового колеса; 4 – датчик кутової швидкості автомобіля; 5 – датчик поперечного прискорення автомобіля; 6 – модулятор тиску; 7 – електронний блок керування двигуна; 8 – мультиплексна лінія; α – кут бічного прослизання колеса; δ_w – кут повороту переднього колеса.

Рисунок 1.26 – Схема системи курсової та динамічної стабілізації автомобіля

У загальному виді робота системи курсової та динамічної стабілізації здійснюється таким чином. Сигнали від датчиків надходять в електронний блок керування системою стабілізації, який зв'язаний мультиплексною лінією з іншими блоками керування, наприклад, двигуном, автоматичною трансмісією, АБС. Звідки система курсової та динамічної стабілізації одержує поточні дані про крутний момент двигуна, положення дросельної заслінки, увімкнену передачу, ступень прослизання коліс та ін. Електронний блок керування системою стабілізації постійно порівнює фактичне поведіння автомобіля, яке фіксується датчиками, з розрахунковими даними, і якщо автомобіль відхиляється від розрахункової траєкторії, система здійснює відповідну коректувальну дію й повертає автомо-

біль до заданої траєкторії руху. Це робиться двома шляхами – точно розрахунковим гальмівним імпульсом, що прикладається до одного чи декількох коліс, або зменшенням крутного моменту двигуна. Час реакції системи курсової та динамічної стабілізації мінімальний – близько 20 мілісекунд. Наприклад, при заносі задньої осі автомобіля на повороті система курсової та динамічної стабілізації гальмує переднє та заднє колесо, які є зовнішніми до повороту (рис. 1.27, а). При зносі автомобіля від центру повороту назовні система гальмує переднє та заднє внутрішні колеса, та заднє зовнішнє колесо (рис. 1.27, б).



а)

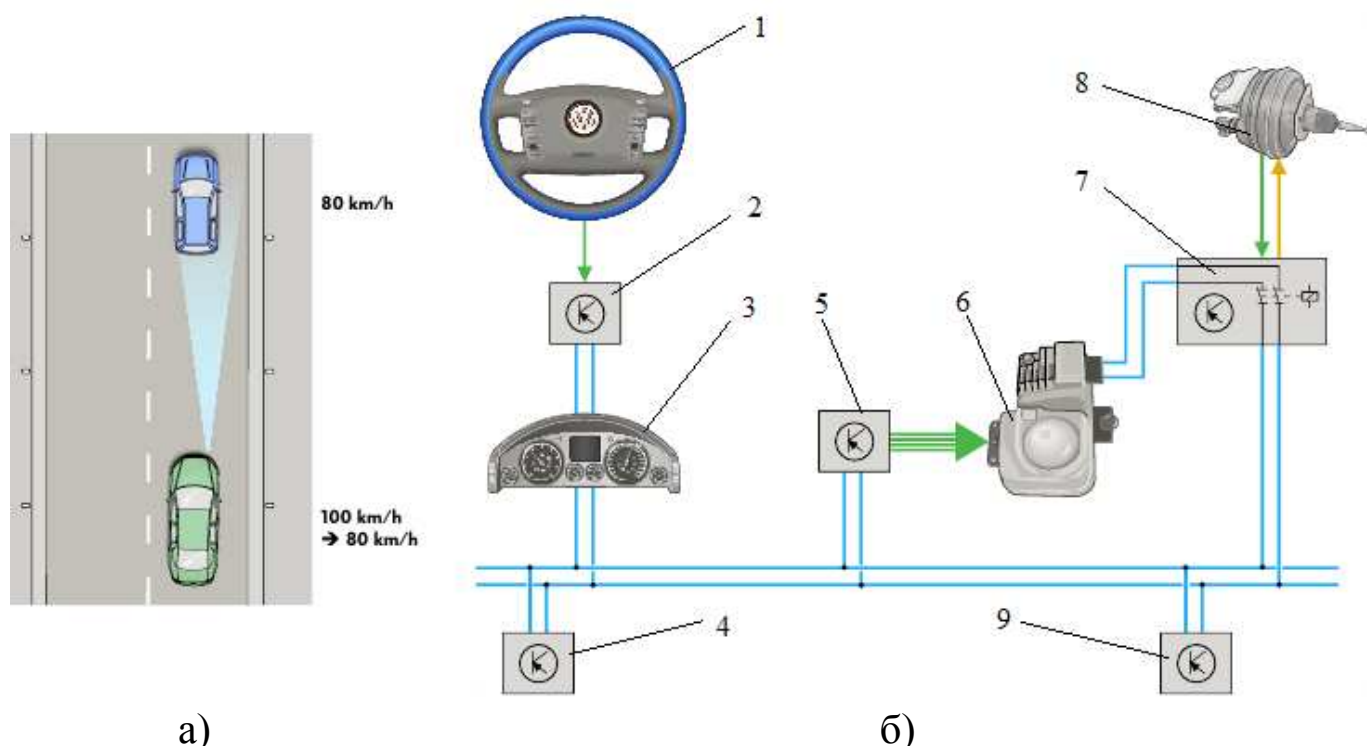
б)

а) занос задньої осі коліс; б) знос передньої осі коліс.

Рисунок 1.27 – Робота системи курсової та динамічної стабілізації руху автомобіля на повороті

Передові автобудівники оснащують автомобілі превентивною системою екстреного гальмування – Preventive Electronic Brake System (PEBS). Система оцінює відстань між автомобілями і подає звуковий та візуальний сигнали, включає додаткове оповіщення, наприклад, різкий гальмівний поштовх, під час якого машина різко пригальмовує, що до-

зволяє активізувати увагу водія, а при бездіяльності водія – включає функцію автоматичного екстреного гальмування (рис. 1.28).



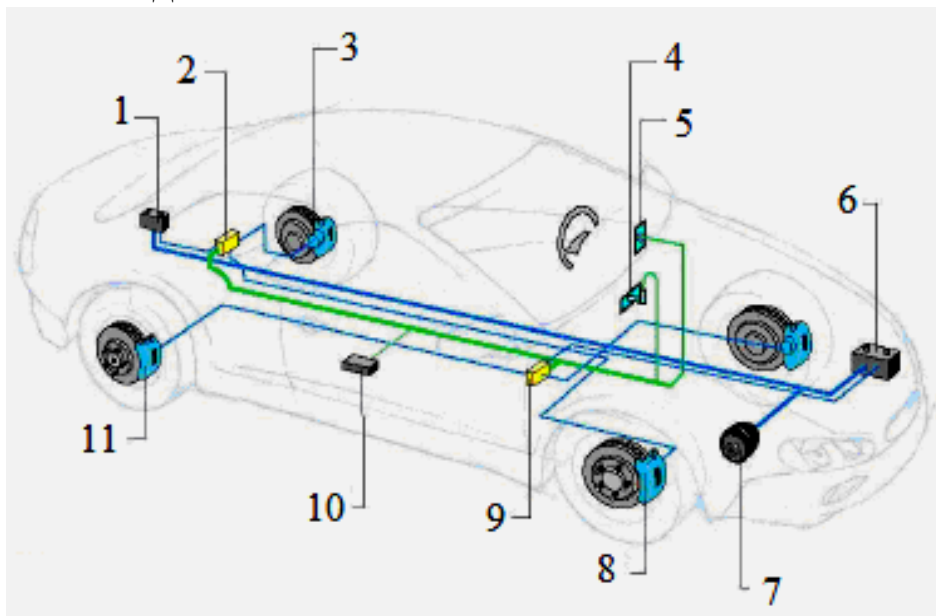
а) система в дії; б) складові системи; 1 – багатофункційне кермо; 2 – блок керування електронною системою рульової колонки; 3 – блок керування з індикацією в комбінації приладів; 4 – блок керування двигуном; 5 – блок керування АБС з ESP; 6 – радарний датчик; 7 – блок керування підсилювача гальм; 8 – підсилювач гальм; 8 – блок керування автоматичною коробкою передач.

Рисунок 1.28 – Превентивна система екстреного гальмування (PEBS) автомобіля

Найбільш перспективною є гальмівна система з електричним гальмівним приводом (рис. 1.29).

Наприклад, в системі з електричним гальмівним приводом Brake-by-Wire (BBW) повністю виключене використання робочого тіла (рідини або стислого повітря) у приводі гальм. Електромеханічні гальмові механізми управляються за допомогою контролерів від емулятора гальмової педалі, а їх електричне забезпечення здійснюється від генератора та акумулятора. Основним елементом керування є контролер, на який надходять також сигнали від уже згадуваних типових датчиків, що використовуються у пристроях АБС, ESP, ESC, PEBS. Контролер оцінює поточну динамічну ситуацію й відповідно до неї забезпечує дозоване керування кожним гальмовим механізмом. Безсумнівною перевагою над всіма існуючими гальмівними пристроями тут є перехід від релейного регулювання до безперервного. Але така система, як самостійна робоча, поки ще заборонена

на законодавчому рівні, тому що не забезпечує необхідну для традиційної гальмівної системи надійність.



1 – акумулятор гальмівної системи; 2, 9 – контролер регулювання гальм задньої та передньої осі коліс; 3, 11 – задні електричні гальмівні механізми з вбудованим стоянковим гальмом; 4 – імітулятор гальмівної педалі з вбудованим датчиком; 5 – вмикач стоянкового гальма; 6 – основна акумуляторна батарея; 7 – генератор; 8 – передні електричні гальмівні механізми; 10 – контролер шасі.

Рисунок 1.29 – Гальмівна система з електричним гальмівним приводом та електромеханічними гальмівними механізмами Brake-by-Wire фірми "Delphi Automotive Systems"

Очевидно, що для покращення гальмівних властивостей автомобіля і підвищення безпеки дорожнього руху конструкція гальмівної системи повинна забезпечувати кочення колеса з оптимальним ковзанням. Виникає питання, – а на скільки теоретично може збільшитися ефективність гальмування ТЗ за рахунок ідеального розподілу гальмівних сил та наближення ковзання всіх коліс до оптимального значення?

Якщо максимальний коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою при 100 % його ковзанні (блокуванні) на сухому рівному асфальтобетонному покритті буде дорівнювати 0,8, тоді за формулою (1.12) отримаємо $j_{yct} = g(\varphi + f) = 9,81(0,8 + 0) = 7,85 м / с^2$.

Що стосується кочення колеса з оптимальним коефіцієнтом ковзання, близьким 20%, то, як вже було наведено, за різними джерелами коефіцієнт зчеплення колеса буде в середньому дорівнювати на сухому асфальтобетонному покритті 0,85÷0,95. Тоді верхню межу усталеного сповіль-

нення автомобіля можна порахувати, як

$$j_{уст} = \frac{g}{\delta}(\varphi + f) = \frac{9,81}{1,04}(0,85 \div 0,95 + 0,014) = 8,15 \div 9,1 \text{ м / с}^2.$$

Таким чином, при екстреному гальмуванні максимальна теоретична межа усталеного сповільнення автомобіля, коли кочення всіх його коліс відбувається з оптимальним коефіцієнтом ковзання, може дорівнювати $8,15 \div 9,1 \text{ м/с}^2$. Наблизити реальний процес гальмування до ідеального при екстреному гальмуванні стало можливим завдяки застосуванню сучасних пристроїв АБС, EBD, EBV, BAS, ESP, ESC, PEBS. Всі ці пристрої забезпечують оптимальне регулювання гальмівної сили на кожному колесі у будь яких умовах та при будь яких режимах руху, що дозволяє покращити ефективність гальмування автомобіля більш ніж на 20 %. Отже, проблематика питання створення нових підходів до оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ, обладнаних антиблокувальною системою гальм, має теоретичне підґрунтування. Особливо актуально це питання звучить стосовно автотехнічної експертизи дослідження обставин ДТП.

Висновки за розділом

1. Вибраний об'єкт дослідження – дорожньо-транспортна пригода (ДТП) є актуальною проблемою, яка притаманна всьому міжнародному суспільству і Україні зокрема. Рівень доходу країни, транспортна політика в галузі безпеки руху, стан дорожньої інфраструктури, якість медичної допомоги, структура автомобільного парку – це основні фактори, які впливають на показники ДТП.

2. Близько 64% перерахованих та рекомендованих Міністром основних питань автотехнічної експертизи визначаються за формулами, які базуються на оцінці ефективності гальмування ТЗ. Тому предмет даного дослідження – оцінка ефективності гальмування ТЗ є дуже значним та вагомим, і впливає на всі етапи дослідження механізму ДТП, а також на результати експертизи в цілому.

3. Ні жодний з відомих методів розрахунку ефективності гальмування автомобіля, включно експертні методи, не враховує тип і конструкцію гальмівної системи, зокрема, наявність чи відсутність АБС. Між тим, більшість науковців рахує, що вплив саме розвитку конструкції гальмівної системи на ефективність гальмування автомобіля є дуже суттєвим.

4. За опублікованими даними легкові автомобілі, гальма яких обладнані АБС, на 10–30 % гальмують ефективніше від інших ТЗ. Тому в експертів виникає резонне питання щодо правильності застосування існуючих розрахункових методів з оцінки ефективності гальмування до автомобілів, обладнаних АБС.

5. Існуючі експертні методи з оцінки ефективності гальмування автомобіля відштовхуються від інформації про наявність чи відсутність слідів гальмування на дорожньому покритті. Причому, якщо сліди гальмування (юзу) залишаються всіма колесами автомобіля, то експерт рахує ефективність гальмування максимальною, а якщо сліди юзу залишили не всі колеса автомобіля, то експерт це враховує через відповідний коефіцієнт і знижує оцінку ефективності гальмування. Тому експерту не розуміло як оцінювати ефективність гальмування автомобіля, який обладнаний АБС, і зовсім не залишає слідів гальмування на дорожньому покритті.

6. Сучасне європейське програмне забезпечення CARAT, яке використовують експерти для дослідження ДТП, не додає до вже відомих методів об'єктивності та точності з оцінки ефективності гальмування ТЗ.

7. Багато науковців вказують на можливість значної похибки при розрахунках на ефективність гальмування автомобіля: за даними проф. Чудакова Е.А. та проф. Зімельова Г.В. похибка становить 5%; за даними проф. Іларіонова В.А похибка може досягати 20%; за даними проф. Суворова Ю.Б. похибка може складати до 18%; за даними Кашканова В.А. похибка у розрахунках може збільшуватися до 19,31%; за даними Куракіної Е.В. похибка складає 4,5–9,8%; за даними Ковригіна В.А. похибка буде складати 6,9–29,2%; за даними експертів НДЕКЦ при ГУМВС України у Харківській обл. та науковців ХНАДУ похибка складає 10–21,6%. На підставі чого виникає проблема як правильно оцінювати ефективність гальмування автомобіля, обладнаного сучасною АБС, коли всі відомі методи розрахунку дають завідомо значну похибку.

8. Доведено, що при екстреному гальмуванні максимальна теоретична межа усталеного сповільнення автомобіля, коли кочення всіх його коліс відбувається з оптимальним коефіцієнтом ковзання, може дорівнювати $8,15 \div 9,1 \text{ м/с}^2$, що на 5–15% більше межі усталеного сповільнення при гальмуванні автомобіля з заблокованими колесами. Отже, проблематика питання нових підходів до оцінки параметрів ефективності гальмування сучасних ТЗ, обладнаних АБС, яке виникло у експертів-автотехніків і яке є предметом даного дослідження, має теоретичне та експериментальне підґрунтування.

9. Наблизити реальний процес гальмування до ідеального при екстреному гальмуванні стало можливим завдяки застосуванню сучасних пристроїв АБС, EBD, EBV, BAS, ESP, ESC, PEBS. Всі ці пристрої забезпечують оптимальне регулювання гальмівної сили на кожному колесі у будь-яких умовах та при будь-яких режимах руху, що за літературними даними дозволяє покращити ефективність гальмування на 20–37,5 %. В експертних методиках дослідження ДТП вплив перерахованих сучасних пристроїв на покращення ефективності екстреного гальмування ТЗ не враховується

Постановка завдань дослідження

1. Дослідити вплив різних факторів на оцінку ефективності гальмування автомобіля.
2. Запропонувати нові наукові гіпотези, які дозволили б знизити погрішність розрахунку з оцінки ефективності гальмування автомобіля.
3. Провести пошукові багатофакторні експериментальні дослідження з оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ.
4. Розробити метод з оцінки ефективності гальмування автомобіля, який би враховував особливості конструкції його гальмівної системи, а саме наявність чи відсутність АБС.
5. Оцінити адекватність запропонованих моделей з визначення ефективності гальмування автомобіля.
6. Удосконалити застарілі експертні методи дослідження ДТП, які і досі передбачають наявність слідів екстреного гальмування на дорожньому покритті, шляхом інтегрування розробленого методу з оцінки ефективності гальмування автомобіля в структуру дослідження ДТП.
7. Покращити експериментальний метод з оцінки ефективності гальмування автомобіля.
8. Визначити перспективи подальших досліджень з застосуванням новітніх технологій.

Розділ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

2.1 Розвиток експериментальних методів оцінки ефективності гальмування автомобіля

Найбільш об'єктивну оцінку гальмівних властивостей автомобіля можна отримати шляхом випробувань. Так, у 1902 році, Ренс Олдс одним з перших провів гальмівні випробування свого спортивного «Олдсмобіла» з іншим автомобілем і кінним екіпажем. Гальмівний шлях зі швидкості 14 миль/год (22,5 км/год) склав у «Олдсмобіла» 6 м, іншого автомобіля 11 м, а у кінного екіпажу 23,6 м (рис. 2.1). Неважко порахувати, що середнє сповільнення перших автомобілів було $1,8 - 3 \text{ м/с}^2$, а кінного екіпажу $-0,83 \text{ м/с}^2$.

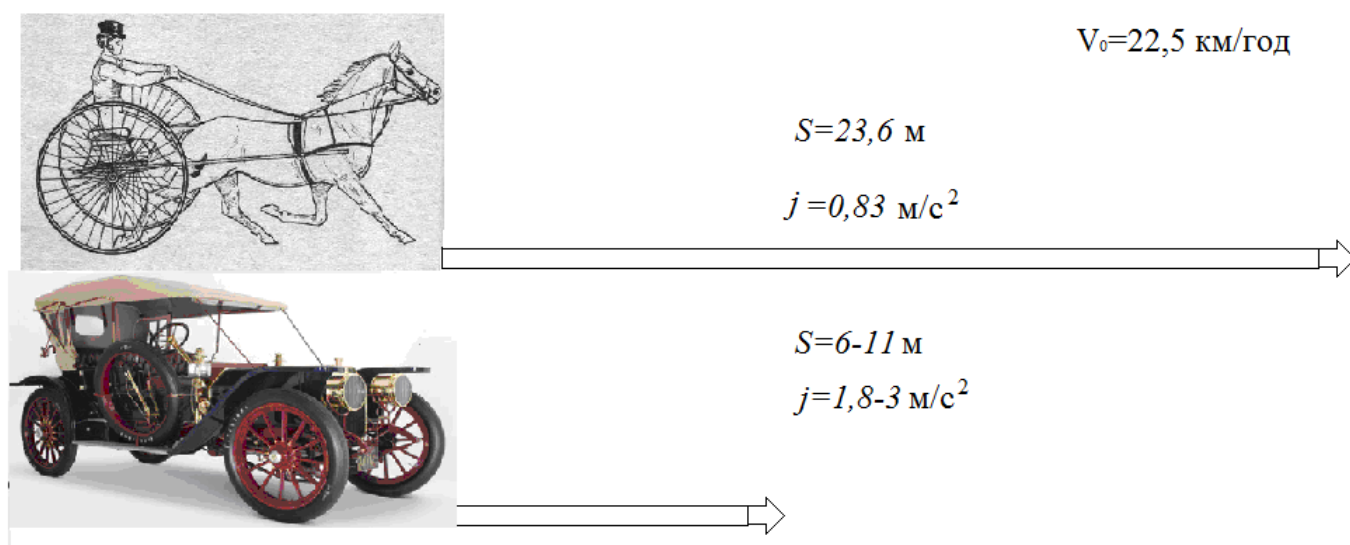


Рисунок 2.1 – Результати перших оцінок ефективності гальмування ТЗ, що виконані Ренсом Олдсом

Протягом першої половини ХХ століття гальмівна ефективність ТЗ покращувалась завдяки поступовому застосуванню гальмівних механізмів на колесах всіх осей і переходу від механічного приводу гальм до гідравлічного або пневматичного приводу. Бухарін Н.А. у 1945 р запропонував оцінювати гальмівну ефективність ТЗ при аварійному гальмуванні за середнім сповільненням та чотирма характеристиками гальм (табл. 2.1) [31].

За сучасними правилами ефективність гальмування ТЗ повинна задовольняти наступним вимогам [73]:

– з від'єднаним двигуном при початковій швидкості гальмування 100 км/год для категорії М₁

$$S_T \leq 0,1V_0 + 0,006V_0^2, \quad (2.1)$$

для всіх інших категорій М та N

$$S_T \leq 0,15V_0 + \frac{1}{130}V_0^2; \quad (2.2)$$

– з приєднаним двигуном при початковій швидкості гальмування 80% $V_{\max} \leq 160$ км/год для категорії М₁

$$S_T \leq 0,1V_0 + 0,0067V_0^2, \quad (2.3)$$

для всіх інших категорій М та N

$$S_T \leq 0,15V_0 + \frac{1}{103}V_0^2. \quad (2.4)$$

Ретроспективний аналіз зміни ефективності гальмування ТЗ за експонентною залежністю запропонував Волков В.П. [40]

$$[j_{ycm}] = j_{\max} [1 - \exp(-B\lambda)], \quad (2.5)$$

де $j_{\max}$ – максимально можливе усталене сповільнення, обумовлене зчіпними властивостями ТЗ, $j_{\max} = \varphi_{\max} \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848$ м/с²;

$\varphi_{\max}, \varphi''$ – максимальний коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою, обумовлений за умовами проведення випробувань на сухому асфальтобетоні, для заблокованих коліс 0,8 ;

B – коефіцієнт, який залежить від категорії транспортного засобу, $B=2,622$ для категорії М1, 1,823 для М2, 1,823 для М3, 1,5 для N;

λ – відносний час, $\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2}$;

Γ_1 – рік, у який робиться зміна нормативних вимог або поточний час;

Γ_2 – рік, від якого умовно ведеться відлік часу, наприклад, $\Gamma_2 = 1900$ р – початок масового виробництва автомобілів;

Γ_3 – рік, від якого проводився ретроспективний аналіз, $\Gamma_3 = 2000$ р.

Результати ретроспективного аналізу свідчать про постійне покращення нормативної величини усталеного сповільнення автомобіля, починаючи з 1900 р до 2000 р (рис. 2.2).

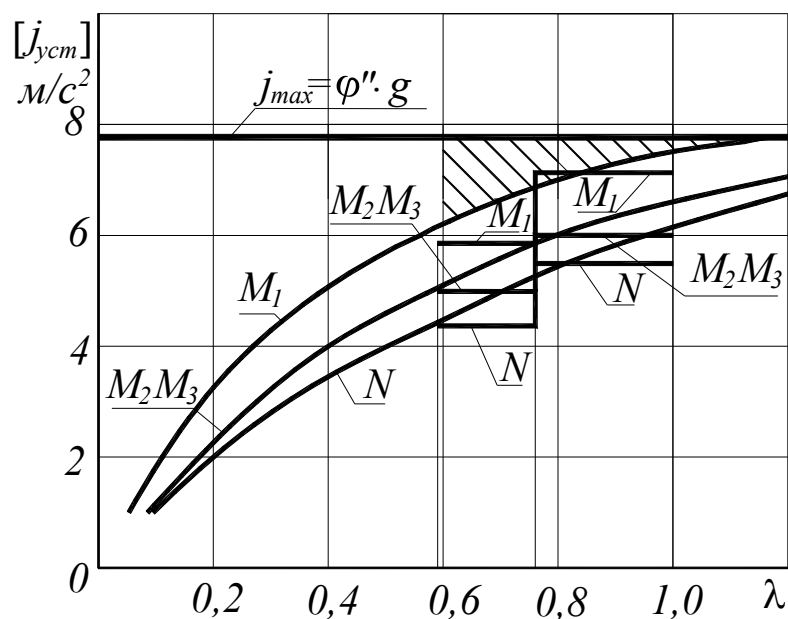


Рисунок 2.2 – Ретроспективний аналіз зміни вимог до ефективності гальмування ТЗ категорій M_1 ; M_2 ; M_3 ; N_1 ; N_2 ; N_3

Таким чином, є чітка мінімальна межа з оцінки ефективності гальмування ТЗ, яка визначається державними стандартами та міжнародними правилами, і є деяка максимальна межа ефективності гальмування ТЗ, яку визначають науковці експериментальним шляхом (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Верхня межа усталеного сповільнення автомобіля за даними різних науковців

Джерело інформації	Межа усталеного сповільнення, м/с^2
Бухарін Н.А. [32]	8–9
Гуревич Л.В. та Меламуд Р.А. [61]	7–8
Волков В.П. [40]	7,848
Китайгородский Е.А., Миронова Ю.А., Пушнов А.В., Каплиев А.А., [160, 205]	до 10
Суворов Ю.Б. [264]	8,5

Зараз широко використовуються декілька основних способів вимірювання параметрів ефективності гальмування ТЗ: за допомогою приладу «п'яте колесо»; з використанням оптичного датчика; з використанням датчика прискорення (акселерометра), з застосуванням спеціального пістолету, який вистрілює на дорогу крейду. Ці способи вимірювання мають як свої переваги, так і свої недоліки.

Найбільш відомий спосіб оцінки ефективності гальмування ТЗ здійснюється з застосуванням приладу «п'яте колесо». Головна перевага вимірювальної системи з «п'ятим колесом» її невисока вартість і точність прямого виміру довжини гальмівного шляху. Прилад «п'яте колесо» служить для вимірювання пройденого шляху з подальшим розрахунком швидкості та сповільнення автомобіля [207]. Істотний недолік такого способу виміру полягає в утрудненні кріплення до автомобіля приладу «п'яте колесо» (рис. 2.3) і великих габаритах та маси цього приладу в порівнянні з пристроями, що використовують інші способи вимірювання.



Рисунок 2.3 – Прилад «п'яте колесо» для вимірювання гальмівного шляху ТЗ

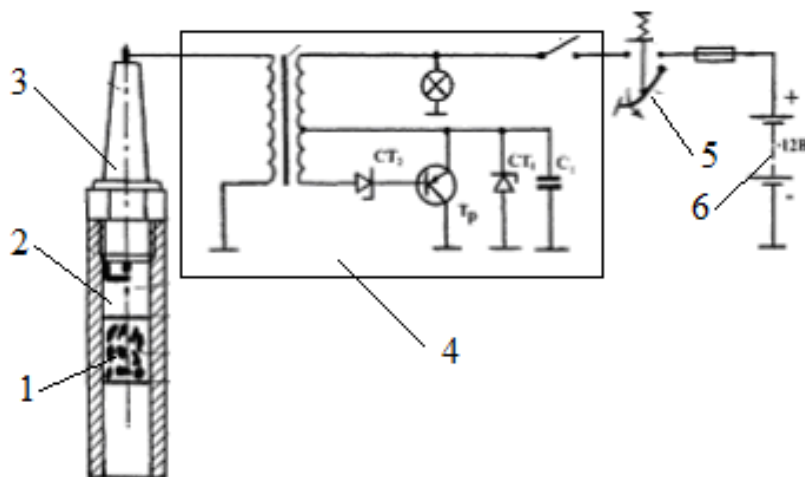
Найбільш сучасним способом вимірювання гальмівної динаміки автомобіля є використання оптичного датчика фірми «Datron», який на кронштейнах з присосками кріпиться до кузова автомобіля (рис. 2.4) [109, 280].



Рисунок 2.4 – Оптичний комплекс фірми «Datron» для вимірювання гальмівної динаміки автомобіля

Оптичний комплекс фірми «Datron» – це ультрасучасний прилад, але він і занадто дорогий. Вартість тільки датчика, що вимірює динаміку за однією координатою, складає 6400 EURO, а ціна вимірювальної системи в цілому досягає порядку 30000–40000 EURO. Проте, такий спосіб вимірювання вигідно відрізняється тим, що він передбачає безпосередню обробку одержаної інформації в цифровому вигляді на комп'ютері. Датчик може виконувати вимірювання з точністю до 0,1 %. Перевагою цього способу вимірювання є можливість швидкого монтажу приладів системи на автомобілі будь-якого виду та класу. Як відзначають самі творці, цей спосіб вимірювання знаходиться на стадії безперервного вдосконалення. Внаслідок цього, динамічний діапазон частоти датчика обмежується 2–8 Гц. Одна з проблем, яка розв'язується розробниками цієї системи, полягає в необхідності зменшення погрішності вимірювання при низьких і високих швидкостях руху.

Найбільш дешевий спосіб вимірювання ефективності гальмування ТЗ здійснюється за допомогою спеціального пістолета, що вистрілює на дорогу крейдою (рис. 2.5). Цей спосіб працює дуже просто. При натисненні на педаль гальм спрацьовує вмикач і спеціальний пістолет вистрілює на дорогу крейду. Відстань від плями крейди до місця зупинки ТЗ і є гальмівний шлях. Недоліки способу криються у труднощах з монтажем пристрою на автомобіль та необхідністю постійного заряджання цього пристрою піропатроном. Крім того на великих швидкостях руху такий спосіб дає додаткову похибку.



1 – крейда; 2 – порошок; 3 – електрозапальничка; 4 – трансформатор; 5 – педаль гальма; 6 – акумулятор.

Рисунок 2.5 – Пристрій, що вистрілює на дорогу крейду

Найбільш розповсюджений спосіб вимірювання параметрів ефективності гальмування автомобіля використовує принцип електронного акселерометру. Сучасний акселерометр – це портативний прилад з електронним датчиком, вартість якого не перевищує 1000–1500 EURO. Тому цей відносно недорогий та сучасний спосіб вимірювання найчастіше використовують саме в автотехнічній експертизі.

Конструктивно портативний прилад з електронним акселерометром складається з блоку обробки й відображення інформації з вбудованим в нього датчиком прискорення, датчика зусилля натиснення на гальмівну педаль, блоку живлення і сполучних дротів (рис. 2.6).

Застосування акселерометру дозволяє отримати значення сповільнення ТЗ безпосереднім його прямим виміром. Інші експериментальні способи цього зробити не дозволяють. Наприклад, прилади «п'яте колесо» та оптичний комплекс фірми «Datron» для визначення усталеного сповільнення застосовують непрямий метод, тобто розраховують цей параметр за даними виміру шляху ТЗ.

Саме тому у даній роботі для виміру динаміки гальмування автомобіля був застосований прилад з електронним акселерометром моделі «Ефект». Цей прилад призначений для перевірки гальмівних систем вантажних і легкових автомобілів, автобусів й автопоїздів при проведенні державного технічного огляду, виконанні автотехнічної експертизи ТЗ, у процесі експлуатації та інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану гальмівної системи транспортного засобу.



1 – блок обробки й відображення інформації, з вбудованим в нього датчиком прискорення; 2 – блок живлення; 3 – датчик зусилля; 4 – сполучні дроти.

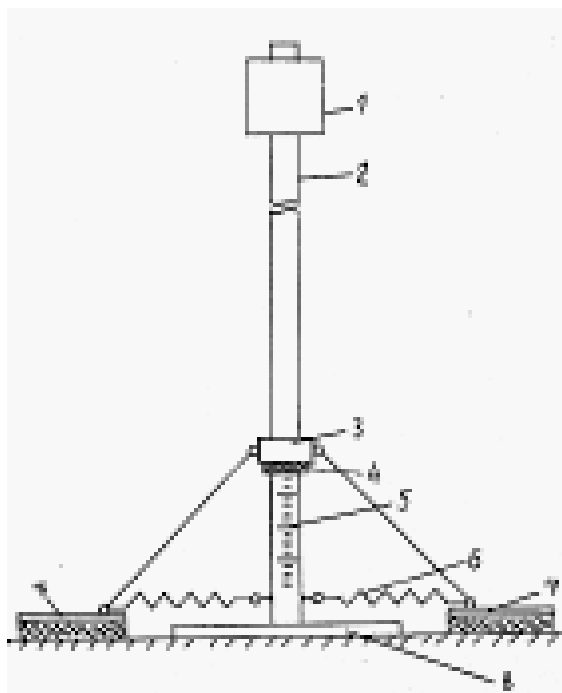
Рисунок 2.6 – Портативний прилад з електронним акселерометром для перевірки гальмівної ефективності автомобіля

Прилад «Ефект» вимірює три параметра: сповільнення автомобіля, зусилля на гальмовій педалі та час спрацювання гальмівної системи. На підставі цих вимірів, електронний блок приладу розраховує швидкість автомобіля на початку гальмування та гальмовий шлях. Прилад також робить перерахунок норми гальмового шляху до реальної початкової швидкості гальмування. Слід зазначити, що в характеристиці даного приладу відсутні відомості про погрішність розрахункових величин – швидкості автомобіля та гальмового шляху. Це основний недолік даного класу приборів і способу виміру, оскільки швидкість автомобіля й гальмовий шлях не вимірюються, а розраховуються.

Для визначення експериментальним шляхом коефіцієнту зчеплення коліс з дорожнім покриттям, дорожні та експертні служби застосовують один з двох основних способів – це або так звана «піраміда» (портативний прилад Кузнецова Ю.В. ППК МАДІ), або динаметричний візок (рис. 2.7).

Визначення коефіцієнта зчеплення за допомогою приладу ППК МАДІ відбувається у стаціонарних умовах наступним чином. Рухомий вантаж 1 закріплюють у верхньому положенні стійки 2, а шайбу 4, що реєструє, піднімають до рухливої муфти 3 (рис. 2.7 а). Після цього звільняють рухомий вантаж від засувки, вантаж сковзає по стійці, ударяється по

рухливій муфті, яка приводить у рух імітатори, змушуючи їх ковзати по поверхні покриття. Шайба, що реєструє, переміщається разом з муфтою. Ділянка нижньої частини стійки позначена шкалою, яка має розмір коефіцієнта зчеплення, завдяки чому зчитують результати вимірів. Недоліком даного приладу є те, що перед застосуванням приладу поверхню дороги під імітаторами вкладають. Похибка виміру складає $\pm 5\%$. Через такі недоліки прибор застосовується більше у дорожній службі ніж під час дослідження ДТП. Більш точним приладом, який здатний вимірювати коефіцієнт зчеплення під час руху ТЗ, є динаметричний візок, але такому приладу притаманні велика вага, габарити та необхідність ще одного ТЗ, який буде обладнаний додатковим зчіпним пристроєм для пересування візка (рис. 2.7 б).



а)



б)

а) Схема приладу ППК МАДІ; б) динаметричний візок; 1 – рухливий вантаж; 2 – опорна стійка; 3 – рухлива муфта; 4 – пружинна шайба, що фіксує вимір; 5 – шкала, 6 – пружини, що стягують імітатори, 7 – імітатори шини, 8 – опора.

Рисунок 2.7 – Прилади для вимірювання зчіпних властивостей дорожнього полотна

Оскільки, як було сказано, існують об'єктивні проблеми встановлення експериментальним шляхом коефіцієнту зчеплення шин з дорогою, то

експерти-автотехніки при дослідженні ДТП вибирають значення цього коефіцієнту залежно від типу і стану опорної поверхні за методичними рекомендаціями установ судової експертизи (табл. 2.4) [262].

Таблиця 2.4 – Експертні значення коефіцієнту зчеплення колеса з дорогою [262]

Вид дорожнього покриття	Стан покриття	Коеф. зчеплення, φ
Асфальт, бетон	Сухий	0,7 – 0,8
	мокрый	0,5 – 0,6
	брудний	0,25 – 0,45
Булижник, брущатка	Сухі	0,6 – 0,7
	Мокры	0,4 – 0,5
Ґрунтова дорога	Суха	0,5 – 0,6
	мокра	0,2 – 0,4
	брудна	0,15 – 0,3
Пісок	Вологий	0,4 – 0,5
	Сухий	0,2 – 0,3
Асфальт, бетон	Обледенілий	0,09 – 0,10
Укочений сніг	Обледенілий	0,12 – 0,15
Укочений сніг	без льодової корки	0,22 – 0,25
Укочений сніг	обледенілий, після розсипу піску	0,17 – 0,26
Укочений сніг	без льодової корки, після розсипу піску	0,30 – 0,38

Таким чином, загальними недоліками всіх перерахованих способів і приладів виміру гальмівної ефективності автомобіля є те, що одні параметри вимірюються, а інші розраховуються. Це знижує точність оцінки ефективності гальмування автомобіля в цілому.

2.2 Гальмівні випробування

2.2.1 Мета, завдання та способи проведення гальмівних випробувань

Через те, що проблематика предмета дослідження тісно пов'язана з відсутністю необхідної експериментальної інформації для створення розрахункового методу з оцінки ефективності гальмування автомобіля, обладнаного АБС, існує об'єктивна необхідність у проведенні багатофакторного пошукового експерименту. Ціль пошукового експерименту – отри-

мати необхідний статистичний матеріал шляхом вимірювання параметрів динаміки гальмування автомобіля.

Основні завдання пошукового експерименту:

- провести багатофакторний експеримент на різних моделях ТЗ, з різними гальмівними системами (з АБС та без неї), з різними шинами, на різному типі дорожнього покриття, з різним навантаженням;
- експериментально перевірити висунуту у роботі гіпотезу про підпорядкування випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля нормальному закону розподілу;
- експериментально встановити кореляційний зв'язок між випадковою величиною усталеного сповільнення ТЗ (з АБС та без неї) та коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

Що стосується взагалі методики проведення випробувань з визначенням ефективності робочої гальмівної системи, то згідно міжнародних та державних стандартів ці випробування розділяють на три типи: випробування тип «нуль» (температура гальм не повинна перевищувати перед гальмуванням 100°C), випробування тип I (на втрату ефективності при багаторазовому безперервному гальмуванні), випробування тип II (на затяжних спусках). У даній роботі передбачається проведення випробувань за типом «нуль», коли температура гальмівних механізмів перед гальмуванням не перевищує 100°C , саме такий тип випробувань найбільш відповідає звичайним умовам експлуатації.

Ділянка дороги, на якій проводяться випробування, має бути пряма й горизонтальна. Допускаються повздовжні ухили, що не перевищують 0,5 %. Покриття дороги має бути твердим і сухим, і достатнім для забезпечення високого коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою ($\varphi \geq 0,7$). Випробування мають проводитись при температурі від $+5$ до $+30^{\circ}\text{C}$ і швидкості вітру не більше 5 м/с. Початкова швидкість гальмування має складати 40 км/год для автомобілів, автобусів та автопоїздів. Натиснення на педаль гальма має здійснюватися шляхом однократної дії із зусиллям, не перевищуючим 500 Н. У процесі випробувань необхідно вчинити не менше двох контрольних гальмувань у кожному напрямі. Після чого розраховується середнє значення кожного параметра. При контрольних гальмуваннях не допускається доводити до блокування колеса автомобіля. Результати випробувань за визначенням ефективності гальмування вважаються незаліковими, якщо автомобіль у процесі гальмування повертається на кут понад 15° . При цьому не допускається коректування траєкторії

руху автомобіля кермовим керуванням, якщо цього не вимагає безпека випробувань. Похибки вимірювання не мають перевищувати при визначенні гальмового шляху $\pm 1,5 \%$, початкової швидкості гальмування $\pm 1,5 \%$, сповільнення $\pm 4,0 \%$.

Дорожні випробування гальмівних систем автомобілів є різновидом випробувань, які відрізняються підвищеною небезпекою. Тому під час випробувань водій повинен використовувати захисний шолом, бути пристебнутим ремнями безпеки, а на автомобілі повинно бути включено дальнє світло фар. Автомобіль, що бере участь у випробуваннях, повинен бути технічно справний, а також мати попереджувальні написи «Гальмівні випробування». При проведенні випробувань на дорогах загального користування органи ДАІ повинні бути своєчасно попереджені про місце і час проведення випробувань.

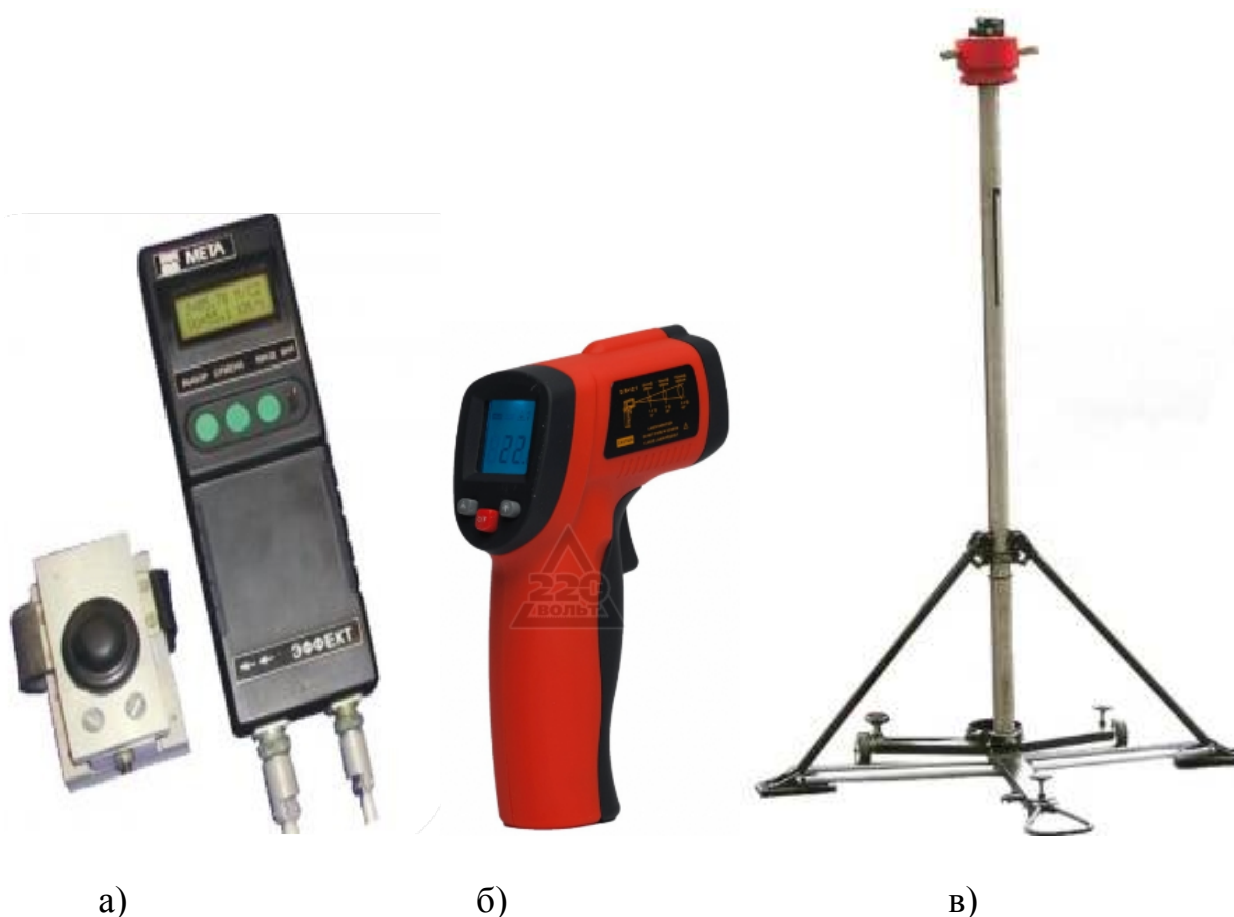
Існуюча методика випробувань із визначення ефективності робочої гальмівної системи по суті створює оптимальні умови для оцінки ефективності гальмування автомобіля. У випадку ДТП дорожні умови можуть бути далекими від тих, що передбачає існуюча методика випробувань. Тому в даній роботі проводилися гальмівні випробування як згідно дотримання існуючих рекомендацій, так і в умовах, які є максимально наближеними до будь-яких обставин ДТП або вимог слідчого експерименту [305], а саме у різні часи року, на асфальтобетонному покритті у різному стані – сухому, мокрому, вкритому снігом та ожеледдю. Частина випробувань проходила на автодромі (рис. 2.8), інша – на дорогах загального користування, з дотриманням умов необхідної безпеки.

При випробуваннях враховувались та стабілізувались такі впливові параметри, як тиск у шинах (згідно технічних вимог 0,2–0,25 МПа), температура гальм (на початку кожного випробування не більше 100 °С), стан дорожнього покриття (коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою), початкова швидкість гальмування (40–60 км/год). Вибір такого діапазону початкової швидкості гальмування обумовлений, по-перше, існуючими обмеженнями швидкісного режиму у місті, по-друге, зменшенням впливу опору повітря на динаміку гальмування автомобіля на невисоких швидкостях, по-третє, умовами проведення випробувань згідно Правил дорожнього руху України, у-четвертих, міркуваннями безпеки проведення випробувань. Всі вимірювання супроводжувались протоколюванням і фіксацією всіх впливових на процес гальмування ТЗ факторів.



Рисунок 2.8 – Підготовлені ділянки випробувань на Харківському автодромі у літній та зимовий періоди

Експериментальні дослідження проводилися з використанням спеціальних приладів. По-перше, у якості основного застосовувався прилад «Ефект» (рис. 2.9 а), який допущено профільним комітетом до використання на території України під номером 16946–03 (додаток 3). Прилад знаходиться на балансу лабораторії експертизи транспорту ХНАДУ і має відмітки обов’язкової щорічної метрологічної перевірки. По-друге, використовувалися допоміжні прилади: для контролю температури гальм – пірометр (рис. 2.9 б); для контролю коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою – ППК МАДІ (номер держреєстру 10912–87) (рис. 2.9 в), електронний динамометр (рис. 2.10 а) та електронні ваги (рис. 2.10 б).



а) прилад «Ефект» для оцінки ефективності гальмування; б) пірометр для контролю за температурою гальм; в) прилад ППК МАДІ для визначення коефіцієнту зчеплення.

Рисунок 2.9 – Прилади, що були застосовані під час гальмівних випробувань транспортних засобів



а)



б)

а) електронний динамометр; б) електронні ваги

Рисунок 2.10 – Додаткові прилади для визначення коефіцієнту зчеплення

Всі ці прилади застосовувалися комплексно, а саме, спочатку на ділянці випробувань для загального контролю зчіпних властивостей вимірювався коефіцієнт зчеплення за допомогою приладу ППК МАДІ. Далі, за допомогою електронного динамометру способом буксирування загальмованого автомобіля іншим автомобілем вимірювалась сила, яка необхідна для такого буксирування. Саме ця виміряна сила R_d дорівнює тій сумарній дотичній реакції R_x , яку якщо поділити на сумарну нормальну реакцію R_z , то отримаємо значення величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою

$$\varphi = \frac{R_x}{R_z} = \frac{P_d}{m_a g}. \quad (2.6)$$

де R_d – сила, виміряна динамометром при буксуванні автомобіля, Н.

Оскільки сумарна нормальна реакція R_z , у свою чергу, дорівнює вазі автомобіля, то вона визначалася за допомогою електронних ваг. Таким чином, була створена можливість проведення гальмівних випробувань з урахуванням коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою конкретного автомобіля у конкретних дорожніх умовах.

Експериментальні дослідження проводилися протягом 12 років, з 2003 до 2015 року. Всього було виконано близько 500 випробувань на визначення ефективності гальмування автомобіля. Випробуванням піддалися різні категорії ТЗ – це легкові автомобілі, автобуси, вантажні автомобі-

лі, мотоцикли, а також саморобні транспортні засоби, такі як трицикли, спортивні автомобілі, ретро-автомобілі тощо.

2.2.2 Експериментальні дослідження на базі Лабораторії експертизи транспорту ХНАДУ

Гальмівні випробування проводилися на базі Лабораторії експертизи транспорту ХНАДУ у межах господарче-договірної тематики на проведення науково-технічної експертизи. Виконувалася оцінка ефективності гальмування як серійних ТЗ – легкових, вантажівок та автобусів, так і саморобних – мотоциклів, трициклів, спортивних та ретро-автомобілів.

Випробування проводилися за наступним алгоритмом. Автомобілі знаходилися у спорядженому стані; стан дороги – сухий рівний асфальто-бетон. Прилад «Ефект» встановлювався на автомобіль, після чого автомобіль розганявся до заданої швидкості і здійснювалось екстрене гальмування. На кожному автомобілі виконувалося декілька випробувань, як правило, чотири гальмування – по два в кожен бік ділянки дороги. Вимірювалося зусилля на педалі гальма, час спрацьовування гальмівної системи, усталене сповільнення й гальмовий шлях. Результати випробувань занесені до відповідних таблиць (табл. 2.5), (табл. 2.6). Повне методичне забезпечення проведення гальмівних випробувань за допомогою приладу «Ефект» наведено у додатку (додаток Ж).

З загальної кількості автомобілів, на яких проводилися випробування, з урахуванням тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи було виділено велику групу автомобілів, гальма яких обладнані АБС (рис. 2.11). Це автобуси категорії M_3 – «одноповерховий» Volvo B9R (2005 р випуску), «полутороповерховий» VolvoB12 (1998 р випуску), «двоповерховий» Neoplan 122 (1996 р випуску). На автобусі VolvoB 9R була встановлена гума марки Firestone, а на інших автобусах – гума марки Fulda. Автобус Volvo B12 мав несправну гальмівну систему правого заднього колеса. Автомобіль 6-го класу FOTON AUMAN BJ3251 (2007 г випуску) категорії N_3 був обладнаний шинами марки Barum Polaris 2. На легкових автомобілях BMW 525i (2002 р випуску) та Hyundai Elantra XD (2005 р випуску) були встановлені шини марок Goodrich та Michelin Saver відповідно.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

а) автобус Volvo B9R; б) автобус VolvoB12; в) автобус Neoplan 122; г) вантажний автомобіль FOTON AUMAN BJ3251; д) BMW 525 i; е) Hyundai Elantra XD

Рисунок 2.11 – Серійні ТЗ, які брали участь у гальмівних випробуваннях, гальма яких обладнані АБС

Таблиця 2.5 Результати гальмівних випробувань ТЗ, обладнаних АБС

Автобус Volvo B9R					
Найменування параметра	Значення параметра				Середнє значення
Гальмівний шлях, м	13,3	13,7	16,2		14,4
Стале уповільнення, м/с ²	6,34	6,41	6,73		6,49
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,37	0,45	0,52		0,44
Зусилля на педалі гальм, Н	380	270	380		343
Швидкість автомобіля, км/год	40,4	40	43,4		41,2
«двоповерховий» Автобус Neoplan 122					
Гальмівний шлях, м	15,1	16,4	16,9		16,1
Усталене сповільнення, м/с ²	4,8	5,06	5,19		5,01
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,45	0,82	0,52		0,59
Зусилля на педалі гальм, Н	650	610	460		573
Швидкість автомобіля, км/год	39,7	40,2	41,2		40,3
Автобус VolvoB12 з несправною гальмівною системою					
Гальмівний шлях, м	16,8	20	–		18,
Стале уповільнення, м/с ²	5,44	5,06	–		5,25
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,7	0,37	–		0,53
Зусилля на педалі гальм, Н	450	560	–		505
Швидкість автомобіля, км/год	38,4	46,2	–		42,3
Вантажний автомобіль FOTON AUMAN BJ3251					
Гальмовий шлях, м	9,3	12,4	20,6	18,1	15,1
Усталене сповільнення, м/с ²	6,34	6,60	6,02	5,19	6,03
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,45	0,67	0,67	0,45	0,56
Зусилля на педалі гальм, Н	87	76	105	94	90,5
Швидкість автомобіля, км/год	31,6	38,0	45,0	44,2	39,7
Легковий автомобіль BMW 525i					
Гальмовий шлях, м	12,9	10,8	12,7	11,8	11,9
Усталене сповільнення, м/с ²	7,88	7,88	7,75	7,69	7,8
Швидкість автомобіля, км/год	44,8	41,2	41,9	42,7	42,6
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,5	0,37	0,45	0,35	0,4
Зусилля на педалі гальм, Н	290	320	330	300	310
Легковий автомобіль Hyundai Elantra XD					
Гальмовий шлях, м	10,4	10,1	11,1	10,5	10,53
Усталене сповільнення, м/с ²	8,46	8,65	8,52	8,54	8,54
Швидкість автомобіля, км/год	43,5	43,4	43,3	43,4	43,4
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,22	0,22	0,30	0,24	0,24
Зусилля на педалі гальм, Н	350	420	390	380	385

Друга велика група ТЗ, які брали участь у випробуваннях, мали застарілу конструкцію гальмівної системи, тобто без застосування АБС. Це

легкові автомобілі ВАЗ–2110 (2004 р випуску), Mazda 323F (1998 р випуску), спортивний автомобіль «баги», трицикл, саморобний автомобіль, мотоцикл, ретро–автомобіль «Москвич 401» кабріолет (рис. 2.12).



а) спортивний автомобіль «баги»; б) трицикл; в) саморобний автомобіль; г) мотоцикл; д) ретро–автомобіль «Москвич 401» кабріолет; е) автомобіль ВАЗ–2110

Рисунок 2.12 – Транспортні засоби без АБС, які брали участь у гальмівних випробуваннях

Таблиця 2.6 – Результати гальмівних випробувань ТЗ без АБС

Найменування параметру	Значення параметру				Середнє значення
Спортивний автомобіль «баги»					
Гальмовий шлях , м	12,1	12,2	11,8	12,5	12,15
Усталене сповільнення, м/с ²	7,4	7,14	7,15	6,72	7,1
Швидкість автомобіля, км/год	41	40	41,5	38	40,1
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,22	0,25	0,26	0,22	0,24
Зусилля на педалі гальм, Н	305	274	278	259	276,5
Мотоцикл					
Гальмовий шлях , м	12,2	11,6	12,0	13,8	12,5
Усталене сповільнення, м/с ²	6,2	6,6	6,4	5,9	6,25
Швидкість автомобіля, км/год	40,1	40,8	39,5	41,3	40,43
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,18	0,22	0,22	0,25	0,22
Зусилля на педалі гальм, Н	254	290	305	273	255,5
Трицикл					
Гальмовий шлях , м	13,5	13,8	12,9	12,6	13,3
Усталене сповільнення, м/с ²	5,6	6,4	5,8	6,3	6,05
Швидкість автомобіля, км/год	41,0	40,5	40,5	42,5	41,5
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,33	0,35	0,28	0,30	0,32
Зусилля на педалі гальм, Н	354	430	301	342	385
Саморобний автомобіль					
Гальмовий шлях , м	12,6	12,9	12,7	13,5	13,1
Усталене сповільнення, м/с ²	6,2	6,6	6,0	6,6	6,45
Швидкість автомобіля, км/год	42,8	43,3	44,1	43,5	43,5
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,39	0,42	0,45	0,35	0,42
Зусилля на педалі гальм, Н	440	470	463	408	430
Ретро-автомобіль «Москвич 401» кабриолет					
Гальмовий шлях , м	13,5	13,9	13,0	13,8	13,75
Усталене сповільнення, м/с ²	6,35	6,15	6,5	6,2	6,33
Швидкість автомобіля, км/год	38,1	39,0	41,4	42,0	40,1
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,5	0,45	0,40	0,35	0,44
Зусилля на педалі гальм, Н	440	470	463	408	430
Легковий автомобіль Mazda 323F					
Гальмовий шлях , м	11,6	12,2	12,9	12,2	12,23
Усталене сповільнення, м/с ²	6,79	7,43	7,17	7,13	7,13
Швидкість автомобіля, км/год	37,7	40,7	41,5	39,9	39,95
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
Зусилля на педалі гальм, Н	220	330	270	270	223
Автомобіль ВАЗ–2110					
Гальмовий шлях , м	12,7	12,5	12,6	13,4	12,8
Усталене сповільнення, м/с ²	6,73	6,66	6,75	6,65	6,7
Швидкість автомобіля, км/год	39	41,6	39	40,1	40
Час спрацювання гальмівної системи, с	0,43	0,4	0,45	0,5	0,45
Зусилля на педалі гальм, Н	420	415	450	505	470

Новим ТЗ для України є трицикл – це триколісний транспортний засіб з робочим об'ємом двигуна більш 50 см^3 , максимальною конструктивною швидкістю більш 40 км/год , з симетричним розташуванням задніх коліс. Раніше, відповідно до ГОСТ 6253–78, якій вже не діє на Україні, трицикл відносився до категорії мототранспорту L_5 . Згідно з діючим ДСТУ 2984–95 та Конвенції про дорожній рух цей транспортний засіб повинен бути віднесений до категорії автомобілів M_1 , якщо його вага перевищує 350 кг . В будь-якому випадку трицикл має ознаки, як легкового автомобіля, так і мотоциклу. Тому у випадку ДТП є сенс оцінювати гальмівну ефективність трициклу за окремою категорією.

Попередній аналіз гальмівних випробувань ТЗ показав, що є суттєва різниця між ефективністю гальмування легкових автомобілів, які обладнані АБС, та іншими ТЗ. Ця різниця складає $15\text{--}26\%$ (рис. 2.13), що підтверджує дані, які наведені в літературних джерелах, про те, що ефективність гальмування автомобілів, які обладнані АБС, значно краща ніж ефективність гальмування автомобілів без АБС (ці дані були наведені у попередніх розділах роботи).

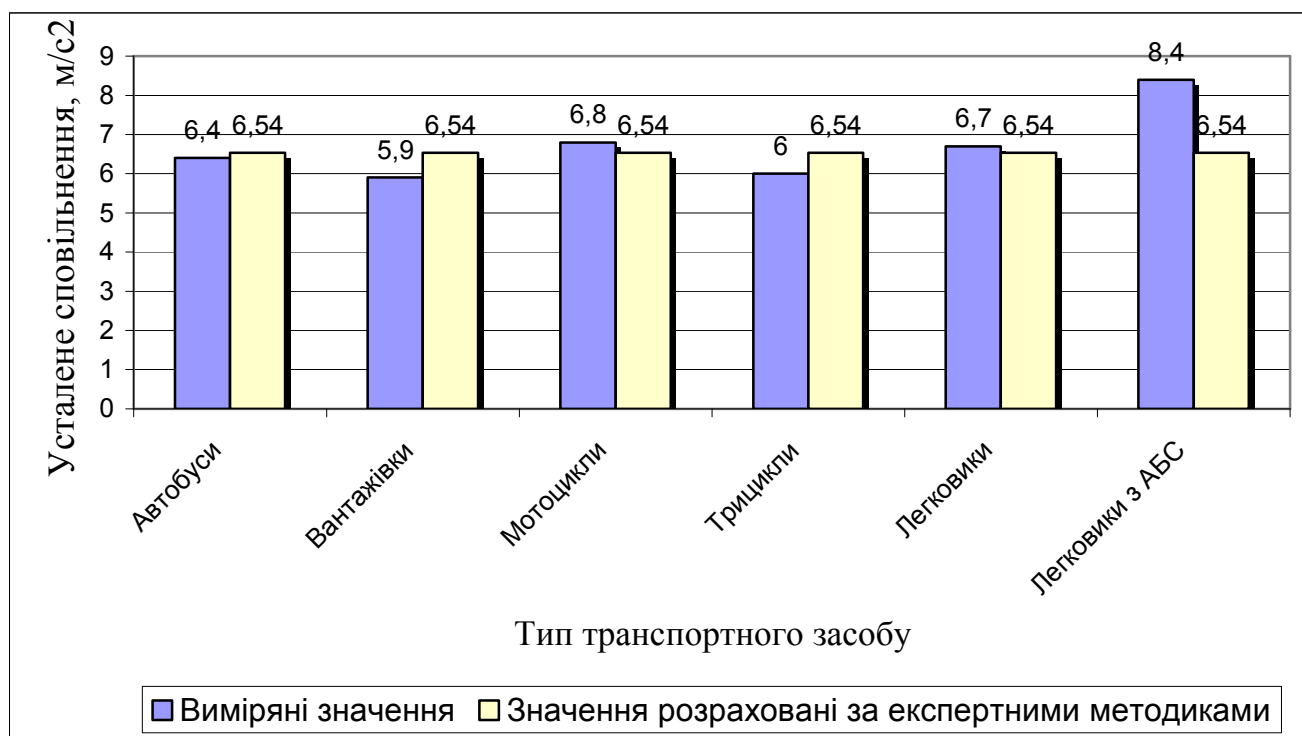


Рисунок 2.13 – Ефективність гальмування транспортних засобів різних категорій за експериментальними даними

Розрахунки, які виконані за експертною формулою (1.16) показують, що величина усталеного сповільнення ТЗ на сухому рівному асфальтобе-

тонному покритті буде рівнятися $6,54 \text{ м/с}^2$, а за табличними систематизованими даними (див. табл. 1.4) ця величина для деяких категорій ТЗ буде ще нижчою. Звідси виникає проблема, яка полягає у тому, що існуючі розрахункові методи дозволяють більш менш точно оцінити ефективність гальмування ТЗ різних категорій з різними гальмівними системами, крім легкових автомобілів категорії М1, які обладнані АБС. Різниця між розрахунковими та виміряними значеннями величини усталеного сповільнення у цьому випадку складає 19,5 %, а це є дуже суттєвою похибкою, яка може привести у разі автотехнічних досліджень до помилкових висновків експертизи обставин ДТП в цілому. З урахуванням того, що в Україні понад 7 млн. одиниць ТЗ, з яких 81,9% – це легкові автомобілі, 15,5% – вантажні автомобілі, 2,6% – автобуси (за даними «ДержавтотрансНДІпроект») помилка в визначенні ефективності гальмування саме легкового автомобіля при дослідженні ДТП може носити масовий систематичний характер.

2.2.3 Гальмівні випробування на базі НДЕКЦ при ГУ МВС України в Харківській області

Інформація про те, що ефективність гальмування легкових автомобілів, обладнаних АБС, значно відрізняється від ефективності гальмування інших ТЗ не могла залишитися без уваги з боку експертних установ. Тому, у рамках даної наукової проблеми, сумісно з фахівцями Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру (НДЕКЦ) при ГУМВС України у Харківській обл., було проведено багатофакторний експеримент з оцінки ефективності гальмування автомобілів категорії М₁.

В якості об'єктів випробувань було вибрано довільно 10 моделей легкових автомобілів малого, середнього та великого класу (рис. 2.14), які добре продаються і повсюдно експлуатуються в Україні.

Автомобілі для випробувань були різного року випуску, з різною маркою шин і були обладнані однією з двох типів гальмівних систем:

- з антиблокувальною системою гальм – це автомобілі Ford Mondeo, Mitsubishi Lancer, Mitsubishi Padjero Vagon;
- з регулятором гальмівних сил (без АБС) – це автомобілі ВАЗ–21011, ВАЗ–2107, ВАЗ–2110, ВАЗ–2111, ВАЗ–2112, Renault Laguna, Nisan Almera.



Номери, які були надані об'єктам випробувань: 13 – Mitsubishi Lancer, 2008 р вип., гума марки Barum Polaris; 14 – Mitsubishi Padjero Vagon, 2006 р вип., гума Goodrich BF Macadam, коробка автомат; 15 – ВАЗ 21011, 1978 р вип.; 16 – ВАЗ 2112, 2007 р вип., гума марки Fulda Kristal; 17 – ВАЗ 2110, 2006 р вип., гума марки Matador MP; 18 – ВАЗ 2107, 1991 р вип., гума марки Debica Navigator; 19 – Nisan Almera, 2007 р вип., гума марки Fulda Kristal; 20 – Renault Laguna, 1995 р вип., гума марки Matador MP (шипована); 21 – Ford Mondeo, 2006 р вип., гума марки Hankong Prima Ventus.

Рисунок 2.14 – Автомобілі, які брали участь у гальмівних випробуваннях

В процесі експериментальних досліджень використовувалися прилади, якими оснащений спеціалізований (черговий) автомобіль експертної служби автотехнічних досліджень НДЕКЦ при ГУ МВС України в Харківській обл., (рис. 2.15):

- електронний вимірювач відстані MD-21E (Польща);
- електронний прилад АМХ-520 (Польща) з контролю ефективності гальмування транспортних засобів;

- спеціальні масштабні лінійки, номерки, рулетки, рідинний рівень;
- цифрові фотоапарат та відеокамера;
- комплект інструменту для дослідження технічного стану ТЗ та його деталей.



Рисунок 2.15 – Спеціалізований автомобіль експертної служби автотехнічних досліджень НДЕКЦ при ГУ МВС України в Харківській обл.

Таблиця 2.7 – Результати гальмівних випробувань легкових автомобілів

Найменування параметру	Значення параметру				Середнє Значення
Mitsubishi Lancer, обладнаний АБС					
Гальмівний шлях, м	8.9	10.4	14.7	13.6	11,9
Усталене сповільнення з «Эфект», м/с ² .	7.88	7.41	7.62	7.75	7,415
Час спрацювання гальм, с.	0,22	0,22	0,6	0,45	0,37
Сила на педалі гальм, Н.	320	140	250	360	267,5
Швидкість автомобіля, км/год	38,6	38,4	46,5	43	41,63
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	7.4	7.63	7.94	7,89	7.31
Mitsubishi Padjero Vagon, обладнаний АБС					
Гальмівний шлях, м	10,1	9,4	12,3	11,3	10,9

Продовження таблиці 2.7

Найменування параметру	Значення параметру				Середнє значення
Стале уповільнення з «Ефект», м/с ² .	8,2	8,5	8,87	8,97	8,71
Час спрацювання гальм, с.	0,41	0,39	0,33	0,35	0,37
Сила на педалі гальм, Н.	520	480	500	512	577,4
Швидкість автомобіля, км/год	40	39,8–	45,5	43,6	42,2
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	8.6	8,4	8,7	9.1	8.8
Ford Mondeo, обладнаний АБС					
Гальмівний шлях, м	10,8	9,8	10,2	11,2	10,57
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	7,69	7,75	8,65	9,8	8,47
Час спрацювання гальм, с.	0,15	0,15	0,30	0,37	0,24
Сила на педалі гальм, Н.	660	850	370	590	617,5
Швидкість автомобіля, км/год	42,5	42,5	41,4	44,6	42,75
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	7.44	7.84	8,02	8.97	8.08
ВАЗ 21011					
Гальмівний шлях, м	9,1	13,5	15,7	10,8	12,7
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	6,66	7,6	6,79		7,11
Час спрацювання гальм, с.	0,15	0,30	0,45	0,35	0,30
Сила на педалі гальм, Н.	520	470	490	501	1360
Швидкість автомобіля, км/год	38,1	45,1	44,2	40,5	42,46
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	6.92	7,5	6,65	–	6.92
ВАЗ 2112					
Гальмівний шлях, м	13,1	8,6	10,3	9,4	10,35
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	7,11	6,73	6,92	6,79	6,89
Час спрацювання гальм, с.	0,45	0,15	0,37	0,3	0,32
Сила на педалі гальм, Н.	880	190	410	930	602,5
Швидкість автомобіля, км/год	40,6	37,2	37,8	35,7	37,82
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	7,05	6,91	6,85	6,88	–
ВАЗ 2111					
Гальмівний шлях, м	9,6	11,5	10,9	13,2	11,3
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	6,78	7,24	6,77	7,14	7,24
Час спрацювання гальм, с.	0,22	0,30	0,37	0,22	0,28
Сила на педалі гальм, Н.	390	370	340	300	350
Швидкість автомобіля, км/год	37,7	41	37,1	50	41,45
Усталене сповільнення з AMX520, м/с ²	6,68	7,34	6,86	6,94	
ВАЗ 2107					
Гальмівний шлях, м	10,3	12,0	11,2	12,7	11,55
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	6,41	6,38	6,53	6,92	6,56
Час спрацювання гальм, с.	0,37	0,45	0,45	0,45	0,43

Закінчення таблиці 2.7

Найменування параметру	Значення параметру				Середнє значення
Сила на педалі гальм, Н.	490	470	470	660	522,5
Швидкість автомобіля, км/год	35,2	38	35,8	40,9	37,48
Усталене сповільнення з АМХ520, м/с ²	—	—	—	—	—
Nisan Almera					
Гальмівний шлях, м	10.3	11.5	10.4	9.0	10,3
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	6.73	6.66	6.47	7.11	6,74
Час спрацювання гальм, с.	0,15	0,15	0,07	0,15	0,26
Сила на педалі гальм, Н.	870	830	920	1010	907,5
Швидкість автомобіля, км/год	40.8	42.9	40.2	38.9	40,7
Усталене сповільнення з АМХ520, м/с ²	—	—	—	—	—
Renault Laguna					
Гальмівний шлях (виміряний), м	15.5	13.6	15.1	12.8	14,25
Гальмівний шлях, м	19.8	18.1	21.2	16.0	18,77
Усталене сповільнення з «Ефект», м/с ²	6.79	6.6	7.05	6.53	6,74
Час спрацювання гальм, с.	0.45	0.30	0.37	0.45	0,4
Сила на педалі гальм, Н.	660	770	890	750	767,5
Швидкість автомобіля, км/год	45.5	43.2	47.3	42	44,5
Усталене сповільнення з АМХ520, м/с ²	6.95	—	—	—	6,95

Для підвищення об'єктивності досліджень з оцінки ефективності гальмування автомобіля вимірювання проводилося одночасно двома приладами – АМХ–520 та «Ефект», які незалежно один від одного фіксували параметри динаміки гальмування автомобіля (табл. 2.7). Причому, прилад АМХ 520 представляв інформацію не тільки в текстовому, а і цифровому та графічному вигляді (рис. 2.16) (Додаток Л), (Додаток М).

Згідно виконаним вимірюванням значення величини сталого уповільнення легкових автомобілів, обладнаних АБС, в середньому становить 8,13 м/с², а легкових автомобілів без АБС – 6,9 м/с²

Таким чином, експериментальні дослідження, які були виконанні на базі Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру (НДЕКЦ) при ГУМВС України у Харківській, показали, що динаміка екстреного гальмування автомобілів категорії М₁ буде залежати від конструкції гальмівної системи, а саме наявності чи відсутності АБС. Усталене сповільнення легкових автомобілів, обладнаних АБС, буде на 15% кращим, ніж у аналогічних автомобілів але без АБС.

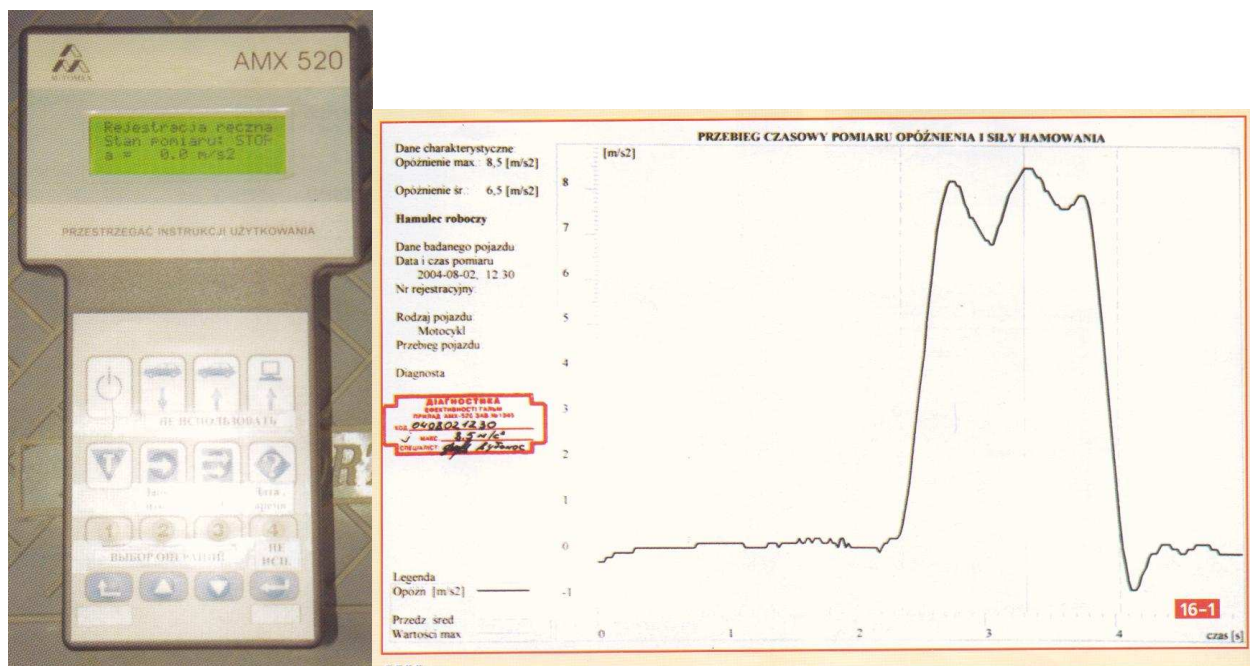


Рисунок 2.16 – Прилад AMX-520 фірми AUTOMEX (Польща) з протоколом виміру у текстовому та графічному вигляді

2.3 Удосконалення та розробка вимірювальної системи для оцінки ефективності гальмування автомобіля

2.3.1 Технічне завдання на розробку вимірювальної системи

Удосконалення та розробка вимірювальної системи для оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля, зокрема, для оцінки його ефективності гальмування, виконувалася протягом 2002–2006 років на кафедрі автомобілів ХНАДУ під керівництвом проф. Туренко А.М., відповідальним проф. Клименко В.І., виконавцем доцентом Сараєвим О.В.

Як вже було відзначено у другому розділу, проблема збільшення погрішності при оцінці ефективності гальмування автомобіля у дорожніх умовах пов'язана з тим, що відомі методи та способи дозволяють отримати прямим вимірюванням тільки один з існуючих параметрів або гальмівний шлях, або сповільнення автомобіля, після чого другий з цих параметрів розраховується. Це знижує точність оцінки ефективності гальмування автомобіля, оскільки до погрішності виміру додається погрішність методу розрахунку. Наприклад, пристрої «п'яте колесо», «пістолет, що стріляє крейдою», вимірюють гальмівний шлях, на підставі чого можна розрахувати сповільнення автомобіля та швидкість. Оптичний прилад «Datron»

вимірює шлях автомобіля у часі, після чого робить у автоматичному режимі розрахунки швидкості руху та сповільнення. Акселерометр типу «Ефект» та інші вимірюють сповільнення автомобіля та час, а гальмівний шлях та швидкість руху розраховується у автоматичному режимі.

Робоча гіпотеза удосконалення та створення нової вимірювальної системи з оцінки ефективності гальмування полягає у тому, що створивши таку систему, яка дозволить прямим вимірюванням отримати обидва існуючих параметри ефективності гальмування автомобіля – сповільнення та гальмівний шлях одночасно у реальному часі, можна покращити точність та інформативність гальмівних випробувань в цілому.

Метою розробки вимірювальної системи з оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля і, зокрема, з оцінки ефективності гальмування є підвищення якості, точності вимірювання та зниження трудомісткості робіт шляхом застосування новітніх цифрових технологій.

При удосконаленні та створенні нової вимірювальної системи з оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля були виділені наступні задачі:

- розробити технічне завдання на створення нової системи;
- створити конструкцію та програмне забезпечення вимірювальної системи;
- визначити раціональну схему монтажу цієї системи на автомобілі;
- розробити алгоритм та визначити математичну основу що до програмного забезпечення системи;
- розробити методику проведення експериментальних досліджень за допомогою нової системи.

Очікувані науково-технічні результати від розробки нової вимірювальної системи становлять:

- теоретичне обґрунтування методики і засобів вимірювання експлуатаційних властивостей автомобіля із використанням прогресивного комп'ютерного устаткування на рівні зі світовими зразками;
- виготовлення експериментального зразку нової аналого-цифрової системи для оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля;
- втілення розробки у навчальний процес та виробництво.

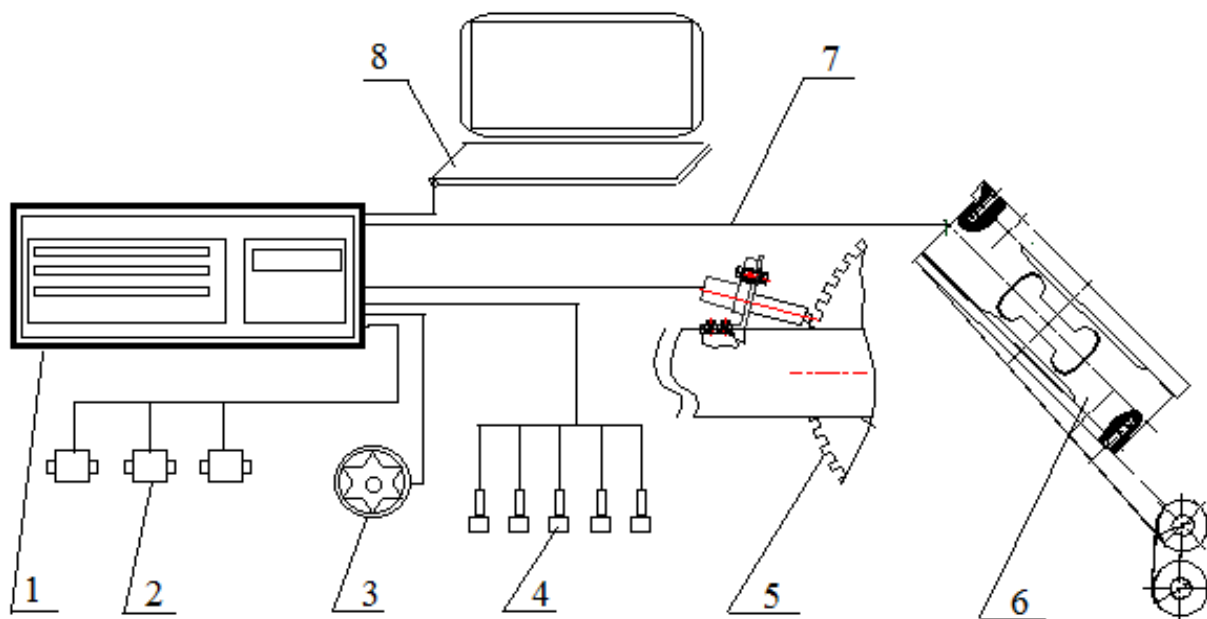
Робота зі створення нової вимірювальної системи повинна розширити теоретичні основи і методику експериментальних досліджень гальмових властивостей ТЗ на основі всебічного вивчення складного предмета дослідження, яким є процес гальмування транспортних засобів. Розроблені методики випробувань до оцінки експлуатаційних властивостей ТЗ

повинні відповідати вимогам міжнародного та вітчизняного стандарту – ДСТУ UN/ECE R 13–09:2002 [72].

Теоретично обґрунтовані рекомендації зі створення вимірювальної системи та її застосування для оцінки гальмівної ефективності автомобіля можуть бути використані в експертних установах МВД та Мінюсту України, виробниками вимірювального обладнання, вищими навчальними закладами з підготовки фахівців з автомобільного транспорту.

2.3.2 Конструкція та характеристики вимірювальної системи

До складу розробленої вимірювальної системи входять: бортовий контролер; прилад «п'яте колесо»; датчики первинної інформації; кабелі зв'язку; переносний комп'ютер (рис. 2.17).



1 – контролер; 2 – датчики прискорень; 3 – датчик витрати палива; 4 – датчики тиску; 5 – датчик обертів пристрою «п'яте колесо»; 6 – датчик зусилля; 7 – кабелі; 8 – переносний комп'ютер.

Рисунок 2.17 – Вимірювальна система для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля

Бортовий контролер виконує такі основні функції: автоматичне опитування датчиків і первинну обробку одержаної інформації; обмін інформацією з переносним комп'ютером по локальній мережі

Ethernet; завдання початку і закінчення автоматичного опитування датчиків; індикацію технологічних операцій; зберігання інформації за встановлений період випробувань.

Бортовий контролер виконано на базі мікропроцесорної плати типу CPU 686E з процесором Geode™ GX1/300 МГц і має 16-ти канальний модуль аналогово-цифрового перетворювання AI16-5A-2. Конструктивно бортовий контролер виконано у вигляді приладу із засобами кріплення в горизонтальній або вертикальній площині (каркас фірми BOPLA). Габаритні розміри приладу – 240x145x271 мм. Встановлюється контролер в салоні автомобіля.

Переносний комп'ютер із спеціальною прикладною програмою забезпечує: введення і коректування налагоджувальних коефіцієнтів параметрів, що вимірюються; калібрування датчиків; передачу введеної оператором інформації в бортовий контролер; виконання розрахунків за заданими функціями; побудову графіків по кожній функції; побудову гальмівної діаграми автомобіля; формування і видачу за командою оператора звітів заданої форми; надання інформації про зміряні і розрахункові параметри на моніторі у цифровому і графічному вигляді; зберігання одержаної в процесі випробувань інформації.

У вимірювальній системі використовуються наступні датчики: датчик обертів пристрою «п'яте колесо», датчик виміру витрати палива, три трьох-координатних датчика для виміру прискорень, датчик для виміру зусилля на педалі гальм, п'ять датчиків для виміру тиску в гальмовому приводі. Всі датчики мають сучасні технічні характеристики (табл. 2.8).

Вимірювання зусилля на гальмівній педалі проводиться за допомогою тензоперетворювача типу AG фірми SCAME (рис. 2.18). Принцип дії датчика наступний: під дією зусилля, що прикладається до гальмівної педалі, мембрана датчика прогинається, резистори, які наклеєні на мембрану за мостовою схемою, міняють свій опір, що спричиняє розбаланс моста, пропорційно вимірюваному зусиллю. Технічна характеристика датчика забезпечує необхідний діапазон вимірювання зусилля від 0,5 до 1000 Н.

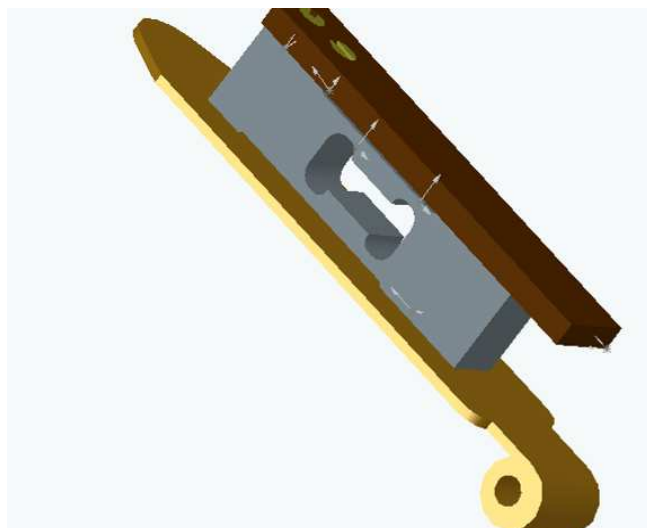


Рисунок 2.18 – Датчик зусилля, який встановлено на педалі гальма

Таблиця 2.8 – Технічні характеристики датчиків вимірювальної системи

Датчик прискорення	
Напруга живлення	4,75...5,25 В
Температурний діапазон експлуатації	–40...85°C
Струм, що споживається	0,6...1mA
Чутливість відносно g	3,2...4,8 %/ G
Датчик зусилля	
Діапазон виміру	15...100 КГ
Клас точності	3000
Комбінована помилка	0,017%
Вхідний опір	410±15 Ом
Вихідний опір	350±5 Ом
Чутливість	2±10% МВ/В
Температурний діапазон експлуатації	–20...60°C
Клас захисту	IP63
Датчик тиску	
Діапазон виміру	0...16 МПА
Напруга живлення	4...12В
Опір моста	2,5±0,5 КОМ
Нелінійність відносно напруги	±2 %
Діапазон вихідного сигналу	100...200 МВ
Початкове значення вихідного сигналу	±15 МВ
Температурний діапазон експлуатації	–50...125°C
Датчик обертів	
Номінальна напруга живлення	12 В
Номінальний коефіцієнт перетворення	60 ИМП/ОБ
Температурний діапазон експлуатації	–40...60°C
Струм, що споживається	до 50МА
Довжина лінії зв'язку до датчику	до 10М

Прилад «п'яте колесо» служить для вимірювання пройденого шляху, швидкості і прискорення (уповільнення) автомобіля. Прилад «п'яте колесо» складається з наступних основних елементів: колесо 1, важіль 2, амортизатор 3, карданний шарнір 4, кронштейн 5, верхній шарнір 6, чашка 7, пружина 8, вилка 9, датчик обертів колеса 10 (рис. 2.19). Датчик 10 включає зубчатий диск, закріплений на осі колеса, і котушку індуктивності, яка встановлена нерухомо на вилці. При обертанні зубчатого диска в котушці індуктивності наводиться імпульсний струм, частота якого пропорційна кутовій швидкості колеса і числу зубців диска (в датчику, що використовується – 60 зубців).

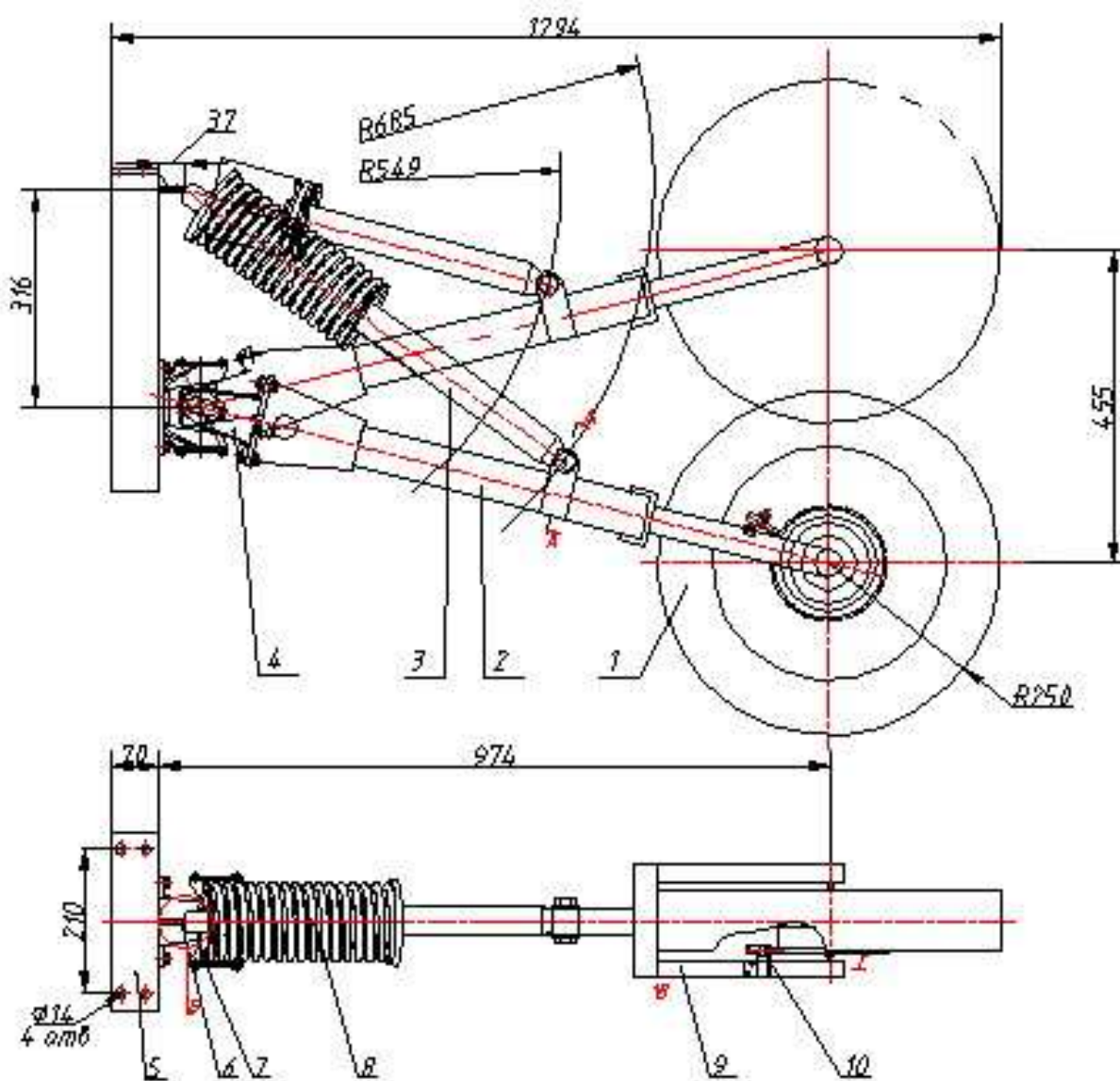


Рисунок 2.19 – Прилад «п'яте колесо»

Для вимірювання величини прискорення використовуються датчики ADXL210/AQC фірми Analog Devices. Це трьох–координатні датчики з межею вимірювання $\pm 10g$ і цифровим виходом у форматі широтно–імпульсної модуляції. Датчики розташовані на спеціальній платі з підсилювачем і поміщені в пластмасовий корпус (рис. 2.20).

Встановлені датчики на передній і задній осі автомобіля, і один датчик кріпиться до кузова поблизу центру мас автомобіля. Датчики забезпечують вимірювання вертикальних і бічних прискорень непідресорених мас автомобіля, тобто підвіски, та дозволяють вимірювати сповільнення автомобіля.

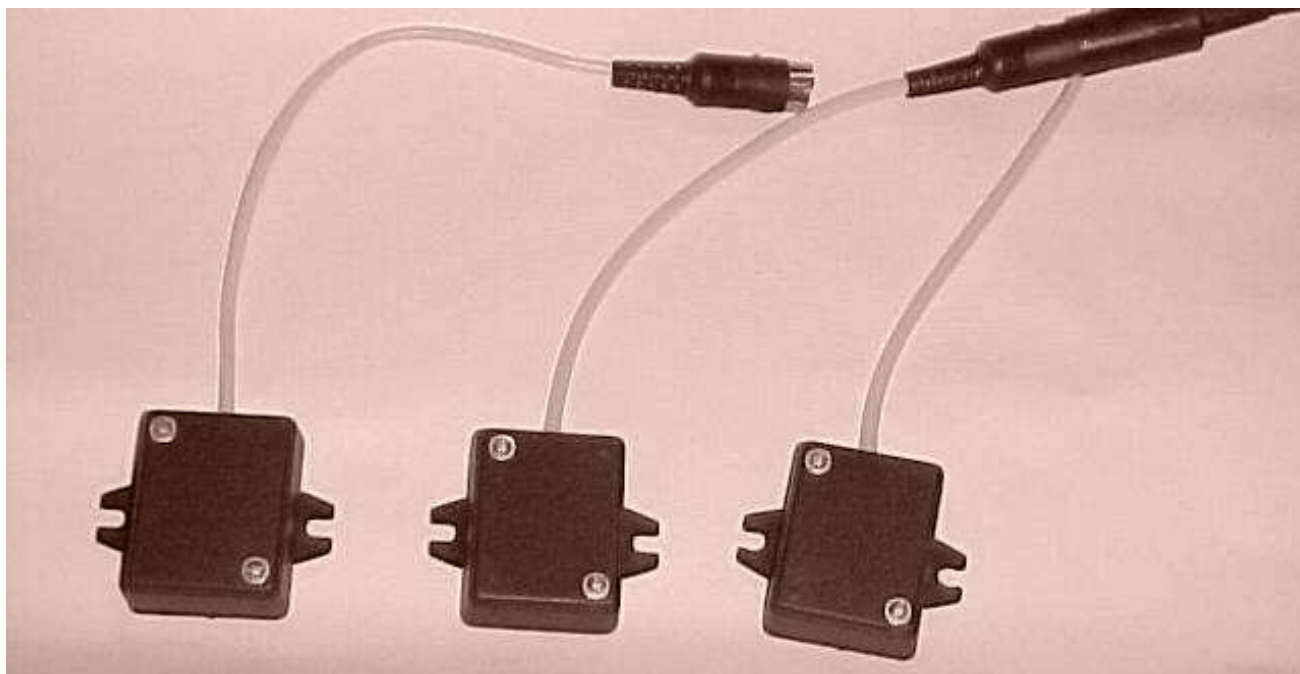


Рисунок 2.20 – Датчики прискорення

Вимірювання тиску повітря в гальмівних магістралях проводиться за допомогою тензоперетворювача серії MD11–V (рис. 2.21). Принцип дії датчика тиску аналогічний роботі датчика зусилля. Технічні характеристики датчика повністю задовольняють умовам проведення гальмівних випробувань. Датчики тиску встановлені безпосередньо в гальмівних камерах передньої і задньої осі, в ресивері і гальмівному крані.

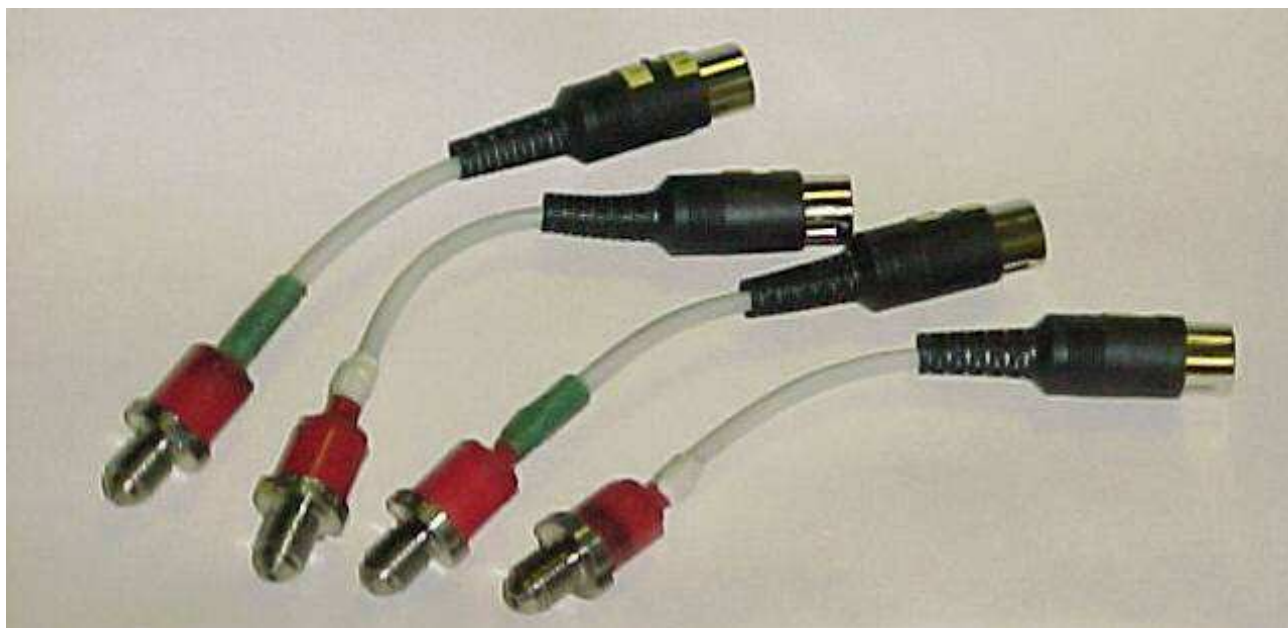
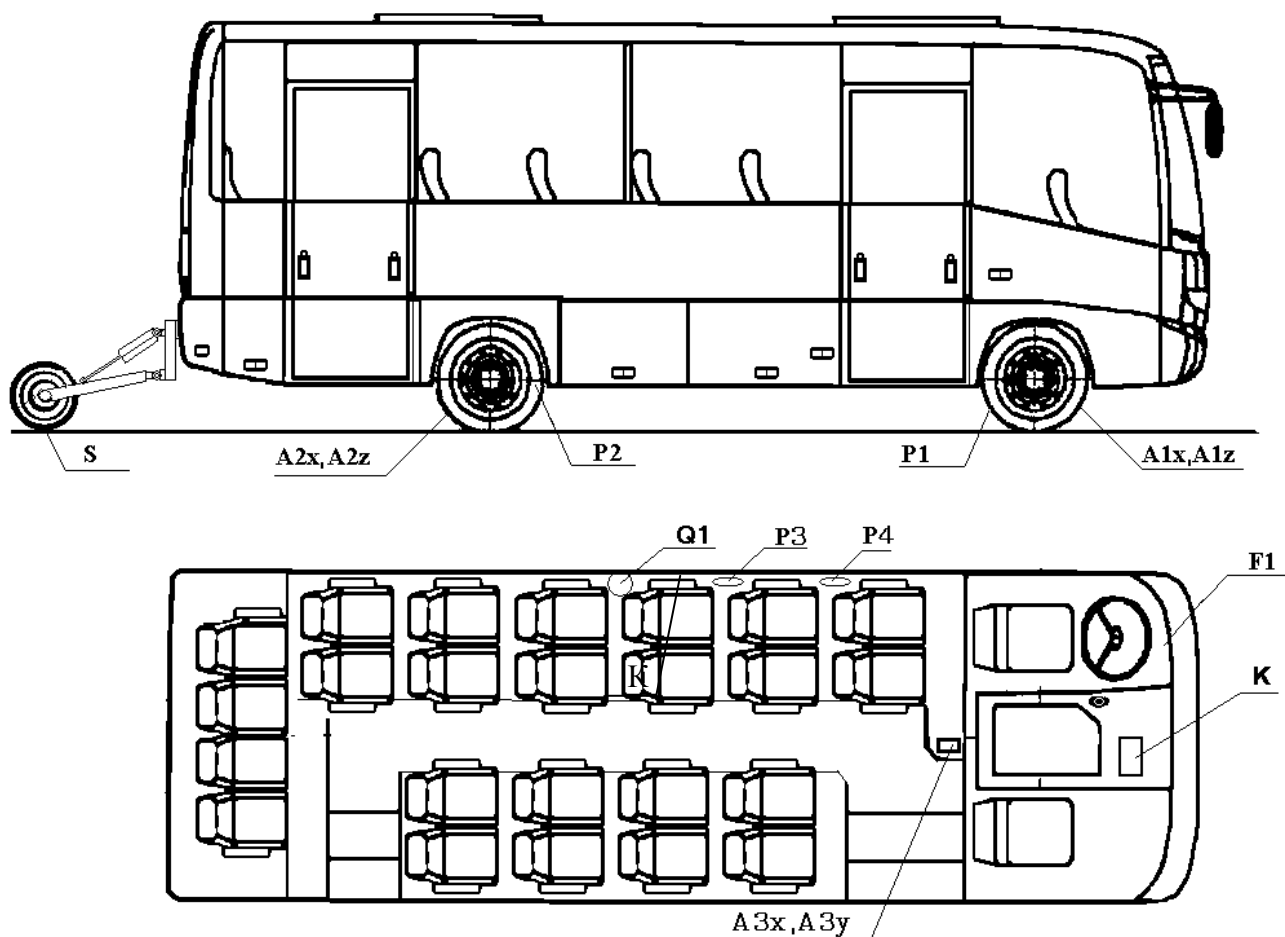


Рисунок 2.21 – Датчики тиску

Вимірювальний комплекс функціонує при температурі навколишнього повітря від -20°C до 45°C і відносній вологості повітря від 5 до 95% без конденсації вологи. Електроживлення апаратури здійснюється від бортової мережі автомобіля напругою 11,4...14 В. Потужність, що використовується, не більше 20 Вт.

Розроблена вимірювальна система для оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля розміщена стаціонарно на автобусі МАЗ 256, що по суті створює сучасну ходову лабораторію (рис.2.22).

Розроблена вимірювальна система була застосована при виконанні експериментальних досліджень у низці кандидатських дисертаційних робіт кафедри автомобілів ХНАДУ [127, 162, 295].



S – прилад «п'яте колесо»; P1–P4 – датчики тиску; A1–A3 – трьох-координатні датчики прискорення; F1 – датчик зусилля на гальмівній педалі; Q1 – датчик витрати палива; К – контролер

Рисунок 2.22 – Схема розташування елементів вимірювальної системи на автомобілі

2.3.3 Інформаційне та метрологічне забезпечення вимірювальної системи

Вимірювальна система ходової лабораторії має чотири режими роботи. Перший режим – огляд поточної інформації і налагоджування каналів, другий – запис інформації, третій – передача записаної інформації з контролера на переносний комп'ютер, четвертий – обробка інформації.

При огляді поточної інформації оператор переконується у працездатності вимірювальних каналів, перевіряє і при необхідності здійснює налагодження каналів. В цьому режимі до контролера повинен бути підключений переносний комп'ютер.

У режимі запису вся поточна інформація поступає від датчиків одночасно по всіх включених каналах до контролера, який здатний безперервно запам'ятовувати її з частотою 100 Гц упродовж 23 хв. В ході запису первинної інформації переносний комп'ютер автоматично відключається від контролера.

У завершальній стадії вимірювань за допомогою переносного комп'ютера, на якому встановлена спеціальна прикладна програма, інформація прочитується з контролера і потім обробляється за видами випробувань.

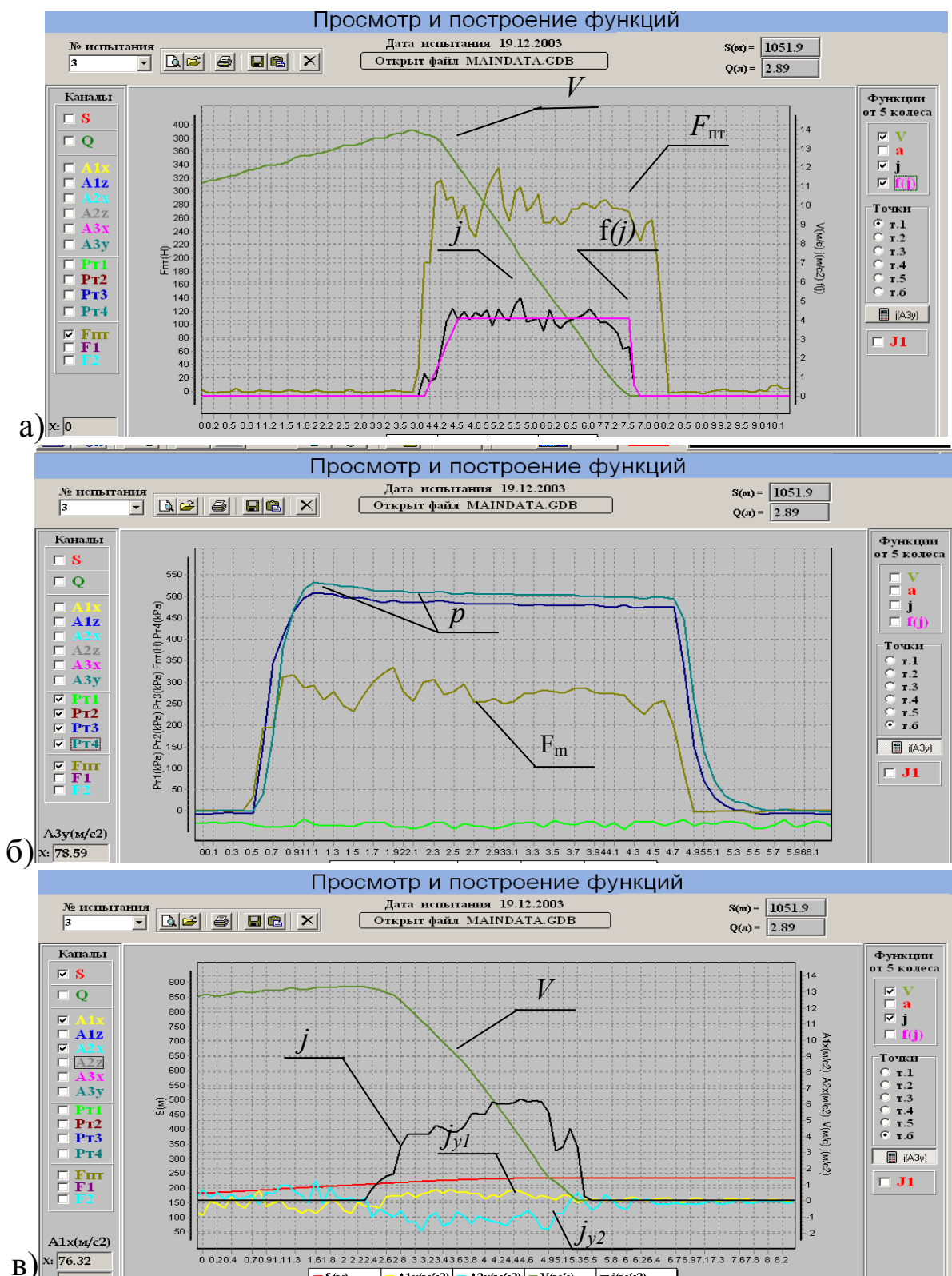
Програмне забезпечення комплексу включає сукупність програмних засобів для реалізації всього спектра завдань з дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля. До складу програмного забезпечення входять стандартне програмне забезпечення та пакети прикладних програм. Стандартне програмне забезпечення – це ліцензійні операційні системи Windows, Dos.

Дослідженню та автоматизації вимірювальної системи підлягає:

- збір і первинна обробка поточних значень контрольованих параметрів;
- подання інформації на екрані монітора комп'ютера в цифровій і графічній формі;
- архівування інформації;
- адаптація прикладного програмного забезпечення в середовище таблиць і графіків Excel.

Крім того, що вимірювальний комплекс фіксує, запам'ятовує й відтворює величезний масив інформації в цифровому й графічному виді, також комплекс має аналітичну програму «Перегляд і побудова функцій», яка дозволяє проаналізувати всі складові динаміки гальмування автомобіля (рис. 2.23).

Пакети прикладних програм забезпечують: відображення інформації у вигляді схем, графіків, таблиць; фіксацію та вивід різних повідомлень (системних, технологічних і дій оператора); роботу системи в режимі реального часу; обмін інформацією між контролером й комп'ютером; відображення на мнемосхемах значень параметрів і відхилення цих параметрів від установлених меж з видачею звукової й світлової сигналізації; керування викликом мнемосхем із клавіатури комп'ютеру; ведення й обслуговування файлів проведених випробувань (щоденник подій, архів параметрів).



а) динаміка гальмування автомобіля; б) динаміка гальмового привода; в) курсова стійкість автомобіля; V – швидкість; j – сповільнення; $f(j)$ – діаграма гальмування; F_m – зусилля на гальмівній педалі; p – тиск у гальмівних контурах; a_{y1}, a_{y2} – бічне прискорення передньої та задньої осі

Рисунок 2.23 – Функції параметрів, що впливають на ефективність гальмування

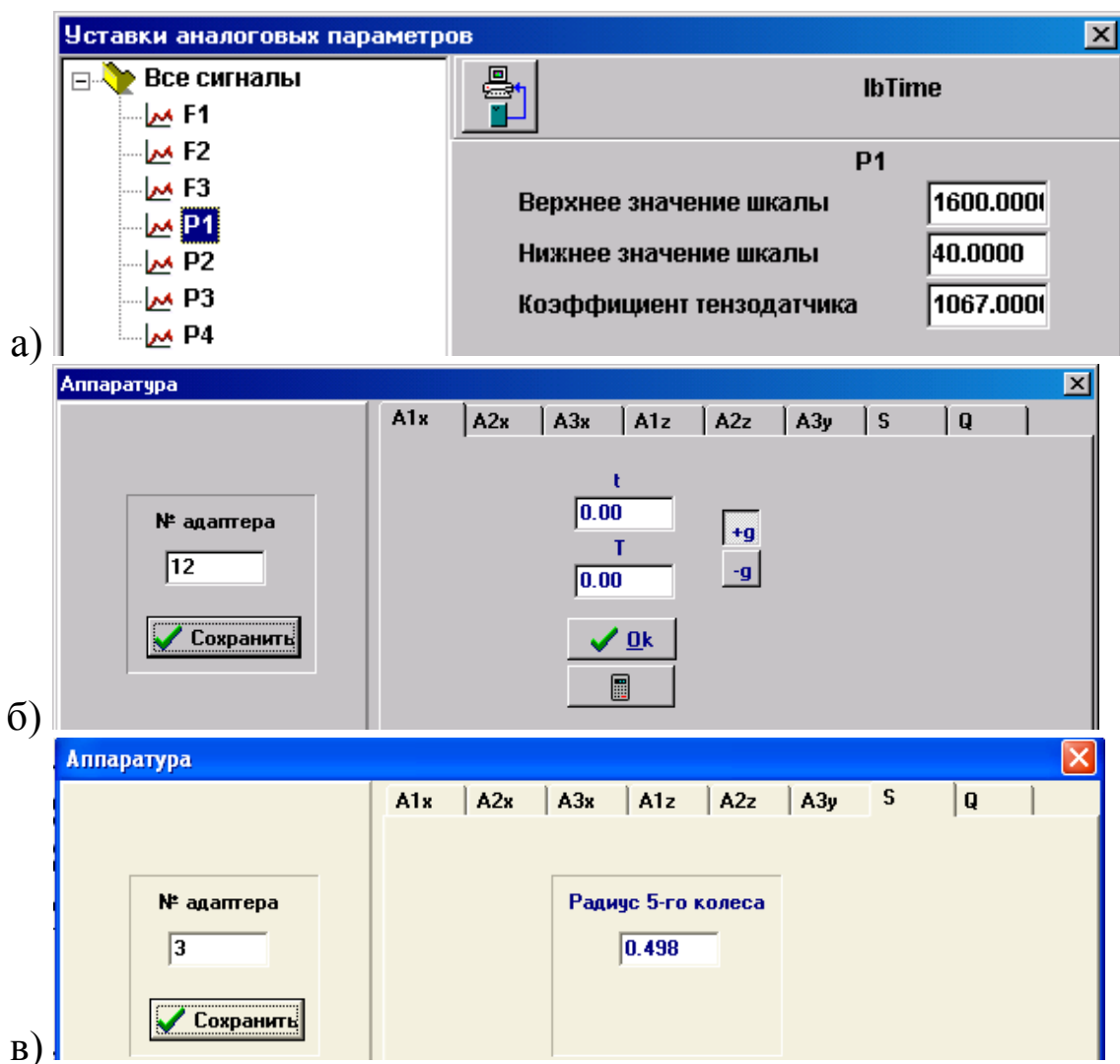
Алгоритми виміру й обробки інформації прикладного програмного забезпечення вимірювального комплексу будуються на основних математичних залежностях (табл. 2.9).

Таблиця 2.9 – Параметри вимірювальної системи

Вид виміру	Розрахункова залежність
Шлях автомобіля від приладу «п'яте колесо», м	$S = 2\pi r n$
Швидкість автомобіля від приладу «п'яте колесо», м/с	$V = \frac{dS}{dt}$
Сповільнення (прискорення) автомобіля від приладу «п'яте колесо», м/с ²	$j = \mp \frac{dV}{dt}$
Тиск у гальмівному приводі за показниками датчиків тиску, Па	$p_m(t)$
Зусилля на педалі гальма за показниками датчика, Н	$P_{PT}(t)$
Сповільнення автомобіля за показниками акселерометру, м/с ²	$j_x(t)$
Бічне прискорення автомобіля за показниками акселерометру, м/с ²	$a_y(t)$
Бічне переміщення автомобіля за показниками акселерометру, м	$S_y = \int \left(\int a_y \cdot dt \right) dt$
Вертикальне прискорення кузова автомобіля за показниками акселерометру, м/с ²	$a_z(t)$
Вертикальне переміщення кузова автомобіля за показниками акселерометру, м	$S_z = \int \left(\int a_z \cdot dt \right) dt$

Щоб покращити точність вимірювальних каналів, передбачено їхнє настроювання, яке здійснюється програмно в автоматизованому режимі. Для цього в інформаційному забезпеченні комплексу існує вікно «Установки аналогових параметрів» для каналів датчиків зусилля й тиску (рис. 2.24 а), і вікно "Апаратура" для калібрування й настроювання каналів датчиків прискорення та обертів колеса (рис. 2.24 б) і (рис. 2.24 в).

При настроюванні аналогових параметрів у відповідному вікні відображається наступна інформація: умовна позначка сигналу в програмі, верхнє значення шкали, нижнє значення шкали, коефіцієнт тензодатчика. Для корекції необхідно вибрати і внести необхідні зміни у відповідний сигнал.



а) – для тензометрії; б) – для акселерометрів; в) для пристрою «п'яте колесо»

Рисунок 2.24 – Вікна настройки каналів виміру системи

У розробленому аналогово–цифровому вимірювальному комплексі ХНАДУ постійна погрішність виміру інтервалів часу становить 0,1%. Ця погрішність враховується при розрахунках погрішностей інших величин.

Погрішність виміру гальмівного шляху визначається двома характеристиками – погрішністю методу й засобів виміру. Обраний метод виміру ґрунтується на підрахунку кількості зубів, які пройшли повз датчик імпульсів. За один оберт зубчастого колеса проходить 60 зубів. Динамічний радіус «п'ятого колеса» становить 0,249 м. За один оберт «п'яте колесо» проходить шлях 1,564 м. За один зуб шлях колеса становить 0,026 м. Із цього випливає, що при обраному методі точніше, чим 0,026 м пройдений шлях виміряти неможливо. До характеристики методу також ставиться округлення результатів виміру. При обраному округленні до 0,1 м погрішність становить 0,05м. Погрішність підрахунку імпульсів становить 1

імпульс, що відповідає 0,026 м. Погрішність, пов'язана з неточністю виготовлення механічної частини пристрою «п'яте колесо», викликана наявністю припустимого люфту й відхиленнями в геометрії зубів датчика обертів. Це позначається при швидкостях руху автомобіля менш 1,5 м/с, коли імпульси датчика слабкі і вони не враховуються. Крім того, у межах малих швидкостей при накладенні вібрації спостерігається нечітке проходження крайки зуба повз датчик, так зване явище дроблення імпульсу. Експериментально визначено, що погрішність на ділянці руху зі швидкістю менш 1,5 м/с в середньому складатиме 0,05 м. Таким чином, величина абсолютної погрішності, що не залежить від довжини гальмівного шляху складе $\Delta = \sqrt{0,026^2 + 0,05^2 + 0,026^2 + 0,05^2} = 0,08 \text{ м}$.

Додатково враховується погрішність, обумовлена нерівністю дороги, мінливістю торкання колеса з дорогою, змінами радіуса колеса. При виконаних випробуваннях на мірній ділянці довжиною 200 м в середньому ця погрішність складала 0,65% пройденого шляху. Тому величина відносної погрішності, що залежить від довжини пройденого шляху не буде перевищувати $\sigma = \sqrt{0,1^2 + 0,65^2} = 0,66\%$.

Результуюча абсолютна погрішність від усього пройденого шляху складе в метрах

$$\Delta_R = \sigma \cdot \frac{S}{100} + \Delta = 0,0066 \cdot S + 0,08, \quad (2.7)$$

де σ – відносна погрішність, %;

S – пройдений шлях, м;

Δ – абсолютна погрішність.

Результуюча відносна погрішність від усього пройденого шляху

$$\sigma_R = \frac{\Delta_R}{S} 100 = \left(0,0066 + \frac{0,08}{S}\right) 100\%, \quad (2.8)$$

де Δ_R – результуюча абсолютна погрішність від усього пройденого шляху, м.

Якщо порахувати за формулою (3.8) результуючу відносну погрішність для зупинного шляху на інтервалі 10–100 м, то ця погрішність не перевищить 1%.

Метод виміру швидкості руху ґрунтується на заповненні проміжку між імпульсами датчика імпульсами стандартної частоти 8 МГц. Погрішність такого методу виміру при довжині ділянки шляху 0,026 м, який еквівалентний відстані між двома імпульсами датчика, складе

$$\sigma = \frac{v_a}{l_z \cdot f} \cdot 100\%, \quad (2.9)$$

де v_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

l_z – ділянка шляху, еквівалентна відстані між двома імпульсами датчика обертів, 0,026 м;

f – частота імпульсу, МГц.

При максимальній швидкості випробувань 25 м/с відносна погрішність методу складе $\sigma = \frac{25}{26 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^6} = 1,2 \cdot 10^{-2}\%$.

При обраному округленні до 0,1 м/с погрішність швидкості руху становить 0,05 м/с.

За аналогією з визначенням погрішності пройденого шляху, погрішність від нерівності дороги, мінливості торкання колеса з дорогою, зміни радіуса колеса при визначенні швидкості складе 0,65%. Тоді відносна погрішність виміру швидкості буде $\sigma = \sqrt{0,012^2 + 0,1^2 + 0,65^2} = 0,66\%$.

Абсолютна погрішність виміру швидкості рівняється

$$\Delta_v = \sigma \cdot \frac{v_a}{100} + \Delta = 0,0066 \cdot v_a + 0,05. \quad (2.10)$$

Вимір сповільнення при використанні приладу «п'яте колесо» визначається по формулі $j = \frac{v_a - v_0}{t}$. Тому граничне значення відносної погрішності буде рівнятися сумі погрішностей усіх трьох величин – часу, початкової швидкості, кінцевій швидкості $\sigma = 0,66 + 0,66 + 0,1 = 1,42\%$.

Точність виміру сповільнення від електронних датчиків залежить від ряду факторів. Складові погрішності датчика ADXL202: нелінійність 0,2%; температурний дрейф $\pm 0,03\%$ на 10°C ; дрейф нуля $\pm 0,04\%$ на 10°C .

Відносна погрішність виміру за допомогою датчика складе

$$\sigma = \sqrt{0,2^2 + 0,6^2 + 0,8^2} = 1,02\%.$$

Абсолютна погрішність при використанні датчика ADXL202, де $a_{\max}=2g \text{ м/с}^2$

$$\Delta a = a_{\max} \cdot \frac{\sigma}{100} = 0,2 \text{ м/с}^2. \quad (2.11)$$

Вимір зусилля на педалі гальма здійснюється датчиком з характеристикою: загальна погрішність згідно з паспортом 0,017%; дрейф чутливості 0,028%. «Дрейф нуля» 0,056%. Складові погрішності контролера: по стабілізації живлення датчика 0,2%; по виміру вихідного сигналу датчика 0,2%. При вимірі аналогових сигналів безрозмірний коефіцієнт, що враховує мінливість перехідного опору контактів, що підключають проводи, ухвалюється 1,1.

Результуюча погрішність для каналу виміру зусилля складе

$$\sigma = 1,1 \cdot \sqrt{0,2^2 + 0,2^2 + 0,017^2 + 0,028^2 + 0,056^2} = 0,33\%$$

В цілому розроблена вимірювальна система з оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля дозволила зменшити погрішності гальмівного шляху до $\pm 1,05\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), сповільнення до $\pm 1,02\%$ (допускається $\pm 4,0\%$), а також швидкості руху до $\pm 1\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), тиску у гальмівній системі до 1,16%, зусилля на педалі гальм до 0,33%, вимірів інтервалів часу до 0,1%.

Головні результати досліджень, доведені до методик, алгоритмів та програм, використані в навчальному процесі ХНАДУ при підготовці фахівців за спеціальністю «Автомобільний транспорт» (Автомобілі та автомобільне господарство), «Машинобудування» (Колісні та гусеничні транспортні засоби) [156].

2.3.4 Експериментальні дослідження на базі розробленої вимірювальної системи

Експериментальні дослідження було виконано на автобусі МАЗ–256, де стаціонарно була розміщена розроблена вимірювальна система. Автобус МАЗ–256 має повну масу 9550 кг, кількість місць для сидіння 23, номінальну місткість 43 пасажирів, габаритні розміри 8090/2550/3330 мм. Згідно міжнародній класифікації цей автобус відноситься до категорії М₃.

Методи випробувань за визначенням гальмівних властивостей автомобілів серійного і масового виробництва, і дослідних зразків встановлюються діючим стандартами країни, які розроблені на підставі Міжна-

родних Правил ЕЕК ООН №13 та вітчизняних стандартів ДСТУ UN/ECE R 13–09:2002 [72]. У відповідності до цих стандартів розроблено методику випробувань гальмівних властивостей ТЗ з застосуванням нового вимірювального комплексу (додаток О).

Випробування виконувалися за типом «нуль», коли температура гальмівних механізмів не перевищує 100°C . Ділянка дороги, на якій проводилися випробування, пряма і горизонтальна, ухили не перевищують 0,5%. Покриття дороги – сухий асфальтобетон з коефіцієнтом зчеплення колеса з дорогою $\varphi \geq 0,7$. Випробування проводилися при температурі від $+5$ до $+30^{\circ}\text{C}$, швидкість вітру не більше 5 м/с.

В процесі експерименту було виконано 20 випробувань у спорядженому (порожньому) стані та 20 випробувань з повним навантаженням (з повною масою). При кожному випробуванні вимірювалися наступні величини: початкова швидкість гальмування V , гальмівний шлях $S_{\text{и}}$, усталене сповільнення $j_{\text{уст}}$, зусилля на педалі гальма F , час спрацьовування гальмівної системи $t_{\text{с}}$. Для наявності результати випробувань були розбиті на чотири блоки по 10 випробувань, кожний блок представлений середніми значеннями параметрів (табл. 2.10).

Таблиця 2.10 – Середні значення параметрів гальмівних випробувань автобусу МАЗ–256

№ п/п	V , км/год	F , Н	$t_{\text{зап}}$, с	$t_{\text{нар}}$, с	$t_{\text{с}}$, с	$S_{\text{и}}$, м	$j_{\text{уст}}$, м/с ²	$j_{\text{уст}}$, м/с ² Середнє
1	40	440	0,1	0,3	0,4	13,3	5,5	5,7 порожній
2	40	495	0,2	0,35	0,55	14,5	5,9	
3	60	430	0,15	0,35	0,5	27,1	6,7	6,5 Завантажений
4	60	395	0,2	0,25	0,45	27,5	6,3	

За результатами всіх випробувань підраховувалася середня величина усталеного сповільнення та часу спрацьовування гальм.

Як показують результати експерименту, у автобусі категорії M_3 з сучасною гальмівною системою практично вдвічі скоротився час спрацьовування гальм у порівнянні з існуючими експертними даними, з $t_2 + t_3 = 0,3 + 0,5 = 0,8$ с (додаток Г) до 0,4 с (див. табл. 6.3). На практиці це приводить до того, що при гальмуванні зі швидкості 60 км/ч = 16,66 м/с реальний гальмівний шлях автобусу категорії M_3 за рахунок зменшення часу спрацьовування гальм буде менше на 6,24 м. Тобто, експерт повинен враховувати такі суттєві зміни в часі спрацьовування гальм автобусу категорії M_3 з сучасною гальмівною системою, але такого врахування з боку експерта не відбувається, бо відсутні на то будь які методичні рекомендації.

Крім того, згідно отриманим експериментальним даним величина усталеного сповільнення автобусу категорії М₃ склала в середньому $6,5 \text{ м/с}^2$ у порожньому стані, та $5,7 \text{ м/с}^2$ у завантаженому стані. Отримані результати за величиною усталеного сповільнення на 7–8 % відрізняються від даних, якими користуються експерти при дослідженні ДТП, а за величиною часу запізнювання спрацьовування гальм різниця складає 50%.

На підставі виконаних експериментальних досліджень можна надати практичні рекомендації експертам, а саме, у випадку, коли ТЗ обладнаний антиблокувальною системою гальм для оцінки його гальмівних властивостей треба проводити або експеримент, або застосовувати експериментальні дані, що отримані у даній роботі. Безумовно, в подальшому експертні установи повинні мати затверджені експертні дані з гальмівної ефективності ТЗ, які обладнані антиблокувальною системою гальм. Для цього треба постійно продовжувати дослідження з вивчення ефективності гальмування сучасних транспортних засобів, конструкції гальмівних систем яких безперервно вдосконалюються.

Висновки за розділом

1. Загальними недоліками всіх перерахованих способів і приладів виміру гальмівної ефективності автомобіля є те, що одні параметри вимірюються, а інші розраховуються. Це знижує точність оцінки параметрів гальмової ефективності автомобіля, таких як усталене сповільнення, гальмовий шлях, час спрацьовування гальм, а також точність визначення початкової швидкості гальмування автомобіля, тому що кожний додатковий шаг розрахунку додає похибки в визначення величини того чи іншого параметра. Робоча гіпотеза удосконалення експериментального методу оцінки ефективності гальмування ТЗ полягає у необхідності створення такої вимірювальної системи, яка б дозволила прямими вимірюваннями отримати одночасно не один, а всі параметри ефективності гальмування ТЗ шляхом застосування аналогово-цифрових технологій та прикладного програмного забезпечення.

2. Пошукові багатофакторні експериментальні дослідження проводилися протягом 12 років, з 2003 до 2015 роки. Всього було виконано близько 500 випробувань на визначення ефективності гальмування автомобіля. Випробуванням піддалися різні категорії ТЗ – це легкові автомобілі, автобуси, вантажні автомобілі, мотоцикли, а також саморобні транспортні засоби, такі як трицикли, спортивні автомобілі, ретро-автомобілі

тощо. Аналіз гальмівних випробувань ТЗ показав, що є суттєва різниця між ефективністю гальмування легкових автомобілів, які обладнані АБС, та ТЗ інших категорій. Ця різниця складає 15–26%.

3. Згідно виконаним вимірюванням значення величини сталого уповільнення легкових автомобілів, обладнаних АБС, в середньому становить $8,13 \text{ м/с}^2$, а легкових автомобілів без АБС – $6,9 \text{ м/с}^2$.

4. Експериментально доказано, що динаміка екстреного гальмування автомобілів категорії M_1 буде залежати при інших рівних умовах від конструкції гальмівної системи, а саме наявності чи відсутності АБС. Усталене сповільнення легкових автомобілів, обладнаних АБС, буде на 15% кращим, ніж у аналогічних автомобілів але без АБС.

5. Існуючі розрахункові методи дозволяють більш менш точно оцінити ефективність гальмування ТЗ різних категорій, крім легкових автомобілів, які обладнані АБС. З урахуванням того, що в Україні понад 7 млн. одиниць ТЗ, з яких 81, 9% – це легкові автомобілі, помилка в визначенні ефективності гальмування саме легкового автомобіля, обладнаного АБС, при дослідженні ДТП може носити масовий характер.

6. Удосконалена та розроблена вимірювальна система шляхом втілення цифрових технологій, яка здатна одночасно різними способами вимірювати обидва параметра ефективності гальмування автомобіля – це гальмівний шлях та сповільнення, інші системи – тільки один з цих параметрів вимірюють, а потім на підставі вимірів розраховують другий параметр, що суттєво впливає на точність визначення цих параметрів в цілому.

7. Розроблена вимірювальна система з оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля дозволила зменшити погрішності гальмівного шляху до $\pm 1,05\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), сповільнення до $\pm 1,02\%$ (допускається $\pm 4,0\%$), а також швидкості руху до $\pm 1\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), тиску у гальмівній системі до $1,16\%$, зусилля на педалі гальм до $0,33\%$, вимірів інтервалів часу до $0,1\%$.

8. Розроблена вимірювальна система має суттєві переваги в швидкості отримання інформації, в покращенні точності вимірів, збільшення обсягу довгострокового зберігання інформації з можливістю її передачі в мережі інтернету, а також на порядок з більшою частотою до 100 Гц, спостерігати складну картину протікання процесу динаміки гальмування автомобіля по всіх вимірювальних каналах одночасно як в цифровому, так і в графічному вигляді.

9. Як показують результати експерименту з застосуванням розробленого вимірювального комплексу у автобусу категорії М₃, обладнаного АБС, практично вдвічі скоротився час спрацьовування гальм у порівнянні з існуючими експертними даними, з 0,8 с до 0,4 с. Крім того, згідно отриманим експериментальним даним величина усталеного сповільнення автобусу категорії М₃ склала в середньому $6,5 \text{ м/с}^2$ у порожньому стані, та $5,7 \text{ м/с}^2$ у завантаженому стані. Отримані результати за величиною усталеного сповільнення на 7–8 % перевищують дані, якими користуються експерти при дослідженні ДТП, а за величиною часу запізнювання спрацьовування гальм різниця складає 50%.

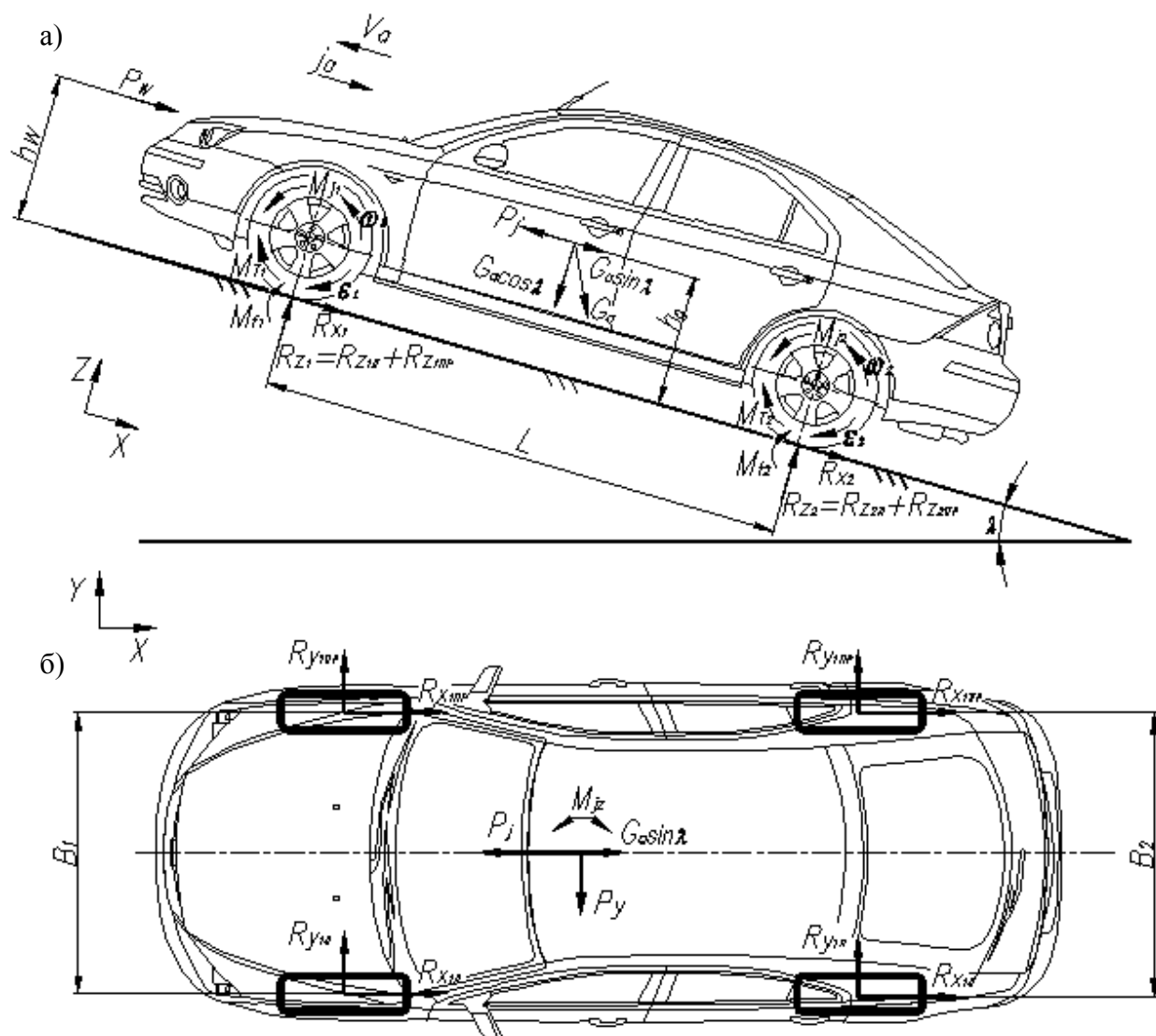
10. Розроблена методика випробувань гальмівних властивостей ТЗ на підставі нового вимірювального комплексу відповідає вимогам існуючого стандарту ДСТУ UN/ECE R 13–09:2002. Головні результати досліджень зі створення вимірювальної системи, доведені до методик, алгоритмів та програм і використані в навчальному процесі ХНАДУ при підготовці фахівців за спеціальністю «Автомобільний транспорт» (Автомобілі та автомобільне господарство), «Машинобудування» (Колісні та гусеничні транспортні засоби).

Розділ 3. ТЕОРЕТИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Детерміновані моделі динаміки екстреного гальмування автомобіля

Гальмування – це процес створення опору руху автомобіля, яким керує водій або автоматизована система, завдяки чому автомобіль зменшує швидкість, зупиняється або утримується на місці. Гальмівними властивостями автомобіля є його ефективність гальмування та стійкість руху під час гальмування. Ефективність гальмування – це кількісна оцінка гальмівних властивостей автомобіля, яка обумовлює його здатність як можливо швидше зупинитися (знизити швидкість руху). Чим швидше автомобіль при інших однакових умовах зупиняється, тим меншим буде його гальмівний шлях, вищим – усталене сповільнення і, в цілому, тим кращим буде його ефективність гальмування. При гальмуванні автомобіля з максимальною ефективністю може виникати блокування, ковзання та занос коліс задньої осі. Тому стійкість руху автомобіля під час гальмування треба розглядати, як його здатність зберігати заданий напрямок руху і орієнтацію осей.

Гальмівна динаміка автомобіля має одно з вирішальних значень для безпеки дорожнього руху та попередження ДТП. При виникненні небезпечної ситуації, наприклад, появи перешкоди, водій може або загальмувати, або спробувати об'їхати перешкоду. Однак останнє виконати важче і небезпечніше ніж екстрено загальмувати автомобіль, так як ширина проїжджої частини обмежена і по ній рухаються інші ТЗ. Тому, згідно статистичним даним (див. рис. 1.7), тільки 19,7 % ДТП є слідством порушення маневрування транспортних засобів, а в інших випадках водій повинен був застосувати екстрене гальмування. І хоча рух автомобіля постійно відбувається по кривій, при дослідженні ДТП, як правило, розглядається найбільш поширений випадок екстреного гальмування автомобіля на ділянці дороги, наближеній до прямої, оскільки незначні відхилення від прямолінійного руху при гальмуванні автомобіля суттєво не впливають на його динаміку руху. Для загального обліку і аналізу більшості чинників, які впливають на оцінку ефективності гальмування ТЗ, розглянемо схему зовнішніх сил та моментів, що діють на автомобіль в процесі його гальмування (рис. 3.1).



P_j – повздовжня сила інерції автомобіля; P_w – сила опору повітря; G_a – вага автомобіля; P_y – бічна сила; R_x – повздовжня (дотична) реакція в плямі контакту колеса з поверхнею дороги; R_y – бічна реакція в плямі контакту колеса з поверхнею дороги; R_z – вертикальна (нормальна) реакція в плямі контакту колеса з поверхнею дороги; M_{T1}, M_{T2} – гальмівні моменти на колесах передньої та задньої осі відповідно; M_{j1}, M_{j2} – інерційні моменти на колесах передньої та задньої осі відповідно; M_{f1}, M_{f2} – моменти опору кочення коліс передньої та задньої осі відповідно; M_{jz} – інерційний момент навколо осі Z ; ω_1, ω_2 – кутова швидкість коліс передньої та задньої осі відповідно; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – кутове сповільнення коліс передньої та задньої осі відповідно; j_a – лінійне сповільнення автомобіля; V_a – швидкість автомобіля.

Рисунок 3.1 – Схема зовнішніх сил та моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні

Слід відзначити, що наведена розрахункова схема має наступні

спрощення:

- вертикальні реакції R_z проведені через осі коліс (насправді ці реакції проходять з деяким зміщенням вперед);
- не показано бічне відведення коліс від дії бічної сили P_y ;
- не показано зміну координат центру мас при гальмуванні;
- не показано поперечний ухил дороги.

За першим законом механіки будь-яке тіло прагне зберегти стан покою чи прямолінійного рівномірного руху – ця властивість матеріальних об'єктів зветься інерцією. Наприклад, якщо до автомобіля, який рухається, прикласти гальмівну силу, то він буде прагнути рухатися вперед за інерцією, а гальмівна сила буде перешкоджати цьому руху. Це створює ілюзію появи сили інерції, що штовхає автомобіль вперед. Насправді на автомобіль буде діяти тільки гальмівна сила. Однак, при математичному опису руху автомобіля зручно умовно рахувати інерційні сили і моменти реально існуючими. За цим принципом д'Аламбера можна розглядати гальмуючий автомобіль як би у рівновазі, оскільки введення інерційних сил та моментів дозволяє прирівняти суму зовнішніх впливів до нуля.

Виходячи з наведеної розрахункової схеми, запишемо рівняння рівноваги (балансу) сил, що діють на автомобіль у повздовжньому напрямку при гальмуванні на ділянці дороги, близької до прямолінійної

$$P_j - \sum R_x - P_w \mp P_\lambda = 0 \quad (3.1)$$

де P_j – повздовжня сила інерції ТЗ, Н;

$\sum R_x$ – сума повздовжніх (дотичних) реакцій в плямі контакту коліс з поверхнею дороги, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

P_λ – сила опору підйому ТЗ (у інших джерелах ця сила традиційно позначається, як P_α), Н;

Повздовжню силу інерції автомобіля при гальмуванні можна записати згідно другого закону Ньютона або у диференціальному вигляді

$$P_j = m_a j_a = \frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) \quad (3.2)$$

де j_a – сповільнення автомобіля, м/с²;

m_a – маса автомобіля, кг;

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

G_a – вага автомобіля, Н;

v_a – швидкість автомобіля, м/с;

t – час, с.

Сила опору підйому P_λ є результат проекції ваги ТЗ на ось Х

$$P_\lambda = G_a \sin \lambda = m_a g \sin \lambda \quad (3.3)$$

де λ – величина повздовжнього ухилу дороги, градуси;

Ця сила додається зі знаком «+» до інших сил опору руху, коли ТЗ рухається на підйом і віднімається, коли – на спуск.

Силу опору повітря можна записати, як [3, 37]

$$P_w = 0,5 c_x \rho F v_a^2 \quad (3.4)$$

де c_x – коефіцієнт обтічності ТЗ;

ρ – густина повітря $\rho \approx 1,2$, кг/м³;

F – лобова площа ТЗ, м²;

Важливим аспектом, який впливає на динаміку руху автомобіля, є процес кочення колеса. Завдяки своїй еластичності колесо взаємодіє з поверхнею дороги, як неголономна система, тобто система на яку, крім геометричних зв'язків, накладаються кінематичні, і їх неможливо звести до геометричних (їх називають неголономними). Математично неголономні зв'язки виражаються рівняннями, що не інтегруються. Рух неголономної системи записується за допомогою рівнянь руху Чаплигіна, Аппеля, Маджи або рівнянь руху, що отримані за варіаційними принципами [68].

Дію на колесо зовнішніх сил та моментів при гальмуванні можна представити у вигляді спрощеної схеми (рис. 3.2), яка не враховує бічне відведення колеса та зміщення вертикальної реакції відносно осі колеса.

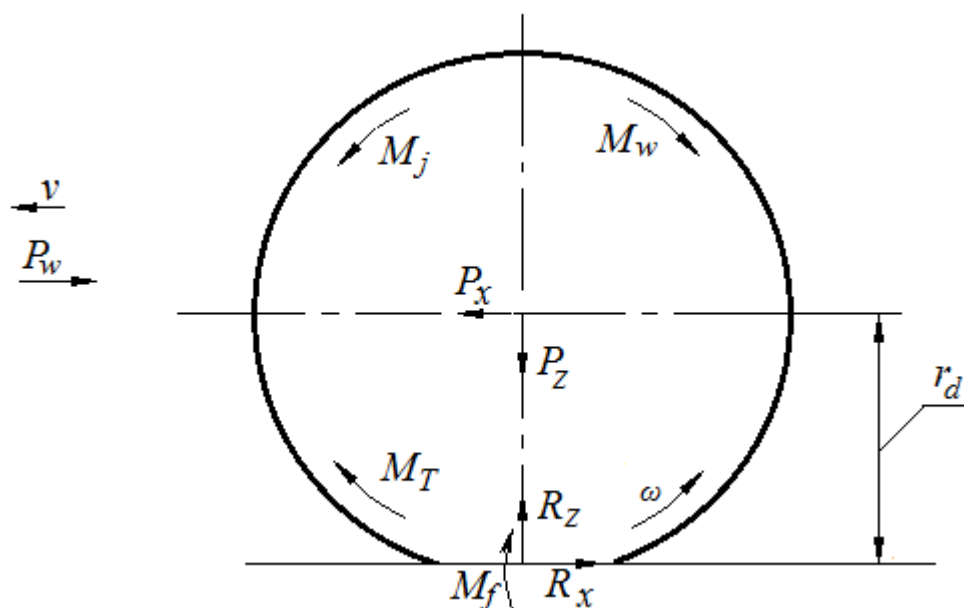


Рисунок 3.2 – Схема зовнішніх сил та моментів, діючих на колесо при гальмуванні

Згідно наведеної розрахункової схеми сума моментів сил, діючих на колесо в площині його кочення, навколо його центру, матиме вигляд

$$M_T + M_f + M_w - M_j - R_x r_d = 0 \quad (3.5)$$

де M_T – момент гальмівної сили колеса, Н;

M_f – момент сили опору кочення колеса, Н;

M_j – момент сили інерції колеса, Н;

M_w – момент сили опору повітря, Н;

R_x – поєздовжня (дотична) реакція в плямі контакту колеса з поверхнею дороги, Н;

r_d – динамічний радіус колеса, м.

Відкіля дотична реакція в плямі контакту колеса з дорогою при гальмуванні буде дорівнювати

$$R_x = \frac{M_T + M_f + M_w - M_j}{r_d} \quad (3.6)$$

Моменти сил, діючі на колесо в площині його кочення, навколо його центру, на плечі r_d можна виразити через відповідні сили

$$M_f = P_f r_d \quad , \quad (3.7)$$

$$M_j = J_k \varepsilon = J_k \left(-\frac{d\omega}{dt} \right), \quad (3.8)$$

де R_f – сила опору кочення колеса, Н;

J_k – момент інерції колеса $J_k = mr_d^2$, кг·м²;

ε – кутове сповільнення колеса, рад/с²;

ω – кутова швидкість колеса, рад/с.

Що стосується моменту гальмівної сили, то його можна виразити або через гальмівну силу P_T , віднесену до радіусу колеса, або через гальмівну силу P_{TM} , діючу безпосередньо у гальмівному механізмі на радіусі тертя

$$M_T = P_T r_d = P_{TM} r_{TM} \quad (3.9)$$

де P_T – гальмівна сила, віднесена до радіусу колеса, Н;

P_{TM} – гальмівна сила, діюча безпосередньо у гальмівному механізмі на радіусі тертя, Н;

r_{TM} – радіус тертя рівнодіючої гальмівної сили у гальмівному механізмі, м.

Величину моменту опору повітря M_w , що діє на колесо, можна визначити тільки експериментальним шляхом у аеродинамічній трубці. У дорожніх ТЗ, де значна частина колеса закрита елементами кузова автомобіля, частка сили від моменту M_w у загальній дії сили опору повітря P_w є дуже незначною. Знехтувавши цим моментом, отримаємо складові по-вздовжньої реакції у плямі контакту колеса з поверхнею дороги

$$R_x = \frac{P_T r_d + P_f r_d - J_k \left(-\frac{d\omega}{dt} \right)}{r_d} = P_T + P_f - \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right), \quad (3.10)$$

Сила опору кочення колеса P_f буде дорівнювати [4, 286]

$$P_f = R_z f, \quad (3.11)$$

де R_z – вертикальна (нормальна) реакція в плямі контакту колеса з дорогою, Н;

f – коефіцієнт опору кочення коліс ТЗ.

Максимальна гальмівна сила P_{Tmax} , яку можна реалізувати в плямі контакту колеса з поверхнею дороги, буде пропорційна нормальній реакції R_z та обмежуватися коефіцієнтом зчеплення колеса з поверхнею дороги у даних дорожніх умовах [31, 32]

$$P_{Tmax} = R_z \varphi \quad (3.12)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою в напрямку його кочення при прямолінійному русі.

Тоді максимально можливу повздовжню реакцію колеса при екстремому гальмуванні можна записати, як

$$R_{xmax} = R_z \varphi + R_z f - \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right) = R_z (\varphi + f) - \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right), \quad (3.13)$$

Якщо суму нормальних реакцій опор автомобіля виразити через його вагу

$$\sum R_z = G_a \cos \lambda, \quad (3.14)$$

то сума всіх повздовжніх реакцій коліс при екстремому гальмуванні буде мати вигляд

$$\sum R_{xmax} = G_a \cos \lambda (\varphi + f) - \sum \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right), \quad (3.15)$$

Підставляючи отримані вирази сил до рівняння рівноваги автомобіля при гальмуванні, запишемо розгорнуте рівняння рівноваги у диференціальному вигляді

$$\frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) - \sum P_T - G_a f \cos \lambda + \sum \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right) - 0,5 c_x \rho F v_a^2 \mp G_a \sin \lambda = 0, \quad (3.16)$$

і це ж рівняння, але при екстремумі гальмуванні, запишемо, як

$$\frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) - G_a (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda) + \sum \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right) - 0,5 c_x \rho F v_a^2 = 0 \quad (3.17)$$

Сума інерційних сил від обертових мас автомобіля та його повздовжньої сили інерції буде представляти собою сумарну силу інерції P_{ja} деякої умовної маси (приведеної маси), яка буде перевищувати дійсну масу автомобіля внаслідок інерції обертових мас двигуна, трансмісії та коліс

$$P_{ja} = \frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) + \sum \frac{J_k}{r_d} \left(-\frac{d\omega}{dt} \right) \quad (3.18)$$

З урахуванням того, що кутові сповільнення передньої та задньої осі коліс можна виразити відповідно, як [286]

$$-\frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{dv_a}{dt} \frac{1}{r_{k_1}}, \quad -\frac{d\omega_2}{dt} = -\frac{dv_a}{dt} \frac{1}{r_{k_2}}, \quad (3.19)$$

а кутове сповільнення обертових мас двигуна та трансмісії, як

$$-\frac{d\omega_e}{dt} = -\frac{dv_a}{dt} \frac{i_i^2}{r_{k_1}}, \quad (3.20)$$

запишемо сумарну силу інерції від приведеної маси автомобіля

$$\begin{aligned}
P_{ja} &= \frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) + \frac{J_{k1}}{r_d} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) \frac{1}{r_{k1}} + \frac{J_{k2}}{r_d} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) \frac{1}{r_{k2}} + \frac{J_e}{r_d} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) \frac{i_i^2}{r_{k1}} = \\
&= -\frac{dv_a}{dt} \left(\frac{G_a}{g} + \frac{J_{k1}}{r_d} \frac{1}{r_{k1}} + \frac{J_{k2}}{r_d} \frac{1}{r_{k2}} + \frac{J_e}{r_d} \frac{i_i^2}{r_{k1}} \right) = \\
&= \frac{G_a}{g} \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) \left(1 + \frac{J_{k1}}{r_d} \frac{1}{r_{k1}} \frac{g}{G_a} + \frac{J_{k2}}{r_d} \frac{1}{r_{k2}} \frac{g}{G_a} + \frac{J_e}{r_d} \frac{i_i^2}{r_{k1}} \frac{g}{G_a} \right)
\end{aligned} \tag{3.21}$$

Вираз в скобках прийнято позначати через коефіцієнт обліку обертових мас [286]

$$\delta_j = 1 + \frac{J_{k1}}{r_d} \frac{1}{r_{k1}} \frac{g}{G_a} + \frac{J_{k2}}{r_d} \frac{1}{r_{k2}} \frac{g}{G_a} + \frac{J_e}{r_d} \frac{i_i^2}{r_{k1}} \frac{g}{G_a}, \tag{3.22}$$

де r_k – кінематичний радіус колеса, м;

i_i – передавальне число трансмісії.

Кінематичний радіус колеса визначається на підставі виміру шляху S , який пройшло колесо, віднесеного до його обертів, або як співвідношення швидкості поступового переміщення колеса до його кутової швидкості [58, 86]

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_{об}} = \frac{v_a}{\omega_k} \tag{3.23}$$

Якщо колесо рухається без ковзання, що буває дуже рідко, то $r_k \approx r_d$. При гальмуванні $r_k > r_d$, а при блокуванні колеса $r_k \rightarrow \infty$. При цьому коефіцієнт обліку впливу інерції обертових мас δ_j буде також змінюватися. Якщо у виразі (2.22) позначити вплив інерційних мас від двигуна та коліс відповідно, як $\delta_{je} = \frac{J_e}{r_d} \frac{i_i^2}{r_{k1}} \frac{g}{G_a}$ та $\delta_{jk} = \frac{J_{k1}}{r_d} \frac{1}{r_{k1}} \frac{g}{G_a} + \frac{J_{k2}}{r_d} \frac{1}{r_{k2}} \frac{g}{G_a}$, то отримаємо [286]

$$\delta_j = 1 + \delta_{je} i_i^2 + \delta_{jk} \quad (3.24)$$

де δ_{je}, δ_{jk} – складова коефіцієнту обліку впливу інерційних мас відповідно від двигуна та коліс.

Значення цих складових знаходиться в межах $\delta_{je}, \delta_{jk} = 0,03 \div 0,05$ [286]. Тоді в середньому, коли нема ковзання коліс при $r_k \approx r_d$ можна прийняти

$$\delta_j = 1,04 + 0,04 i_k^2. \quad (3.25)$$

де i_k – передавальне число коробки передач.

При гальмуванні на нейтральній передачі отримаємо $\delta_j = 1,04$. Треба пам'ятати, що при екстреному гальмуванні колесо обов'язково буде мати деякий процент ковзання. Тоді, згідно виразу (3.22) при гальмуванні та ковзанні колеса за рахунок збільшення його кінематичного радіусу r_k , буде зменшуватися його вплив на коефіцієнт δ_j . При цьому, наприклад, при 20% ковзанні коліс, тобто при збільшенні кінематичного радіусу колеса на $\frac{1}{5}$, можна записати

$\delta_j = 1 + 0,2(\delta_{je} i_i^2 + \delta_{jk}) = 1 + 0,2((0,03 \div 0,05) i_i^2 + 0,03 \div 0,05)$. При блокуванні колеса, коли $r_k \rightarrow \infty$, отримаємо $\delta_j = 1$.

З урахуванням δ_j сумарну силу інерції від приведеної маси автомобіля можна представити, як

$$P_{ja} = \frac{G_a}{g} \delta_j \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) = P_j \delta_j, \quad (3.26)$$

а розгорнуте рівняння рівноваги автомобіля при екстреному гальмуванні у диференціальному вигляді, як

$$\frac{G_a}{g} \delta_j \left(-\frac{dv_a}{dt} \right) - G_a (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda) - 0,5 c_x \rho F v_a^2 = 0 \quad (3.27)$$

де δ_j – коефіцієнт обліку впливу інерції обертових мас ТЗ.

З розгорнутого рівняння рівноваги сил виразимо динаміку руху автомобіля при екстремому гальмуванні

$$-\frac{dv_a}{dt} = j = \frac{g}{\delta_j} \left((\cos\lambda(\varphi + f) \pm \sin\lambda) + \frac{0,5c_x\rho Fv_a^2}{G_a} \right) \quad (3.28)$$

Знак «+» перед $\sin\lambda$ ставиться у разі гальмування автомобіля на підйомі. Це відповідає тому, що усталене сповільнення автомобіля збільшується за рахунок подолання сили опору підйому, хоча максимальна гальмівна сила, що може бути реалізована, при цьому зменшується. Відповідно знак «-» перед $\sin\lambda$ ставиться у разі гальмування автомобіля на спуску.

Для того, щоб вирішити диференціальне рівняння динаміки гальмування автомобіля (3.28) відносно швидкості руху запишемо початкові умови

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = -\frac{g}{\delta_j} \left(b + \frac{0,5c_x\rho Fv^2}{G_a} \right), \\ v(0) = v_0 \end{cases} \quad (3.29)$$

де $b = (\cos\lambda(\varphi + f) \pm \sin\lambda)$.

Виразимо швидкість

$$\frac{dv}{\left((\cos\lambda(\varphi + f) \pm \sin\lambda) + \frac{0,5c_x\rho Fv^2}{G_a} \right)} = -\frac{g}{\delta_j} dt \quad (3.30)$$

Залежність швидкості руху від часу отримаємо, взявши невизначений інтеграл

$$\int \frac{dv}{\left(b + \frac{0,5c_x\rho Fv^2}{G_a} \right)} = -\frac{g}{\delta_j} \int dt. \quad (3.31)$$

Звідси

$$\sqrt{\frac{2G}{bc_x\rho F}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{c_x\rho F}{2bG}} v \right) = -\frac{g}{\delta_j} t + \operatorname{const}, \quad (3.32)$$

$$\text{де } \operatorname{const} = \sqrt{\frac{2G}{bc_x\rho F}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{c_x\rho F}{2bG}} v_0 \right)$$

Далі, після перетворень, отримаємо залежність швидкості руху автомобіля при гальмуванні від часу

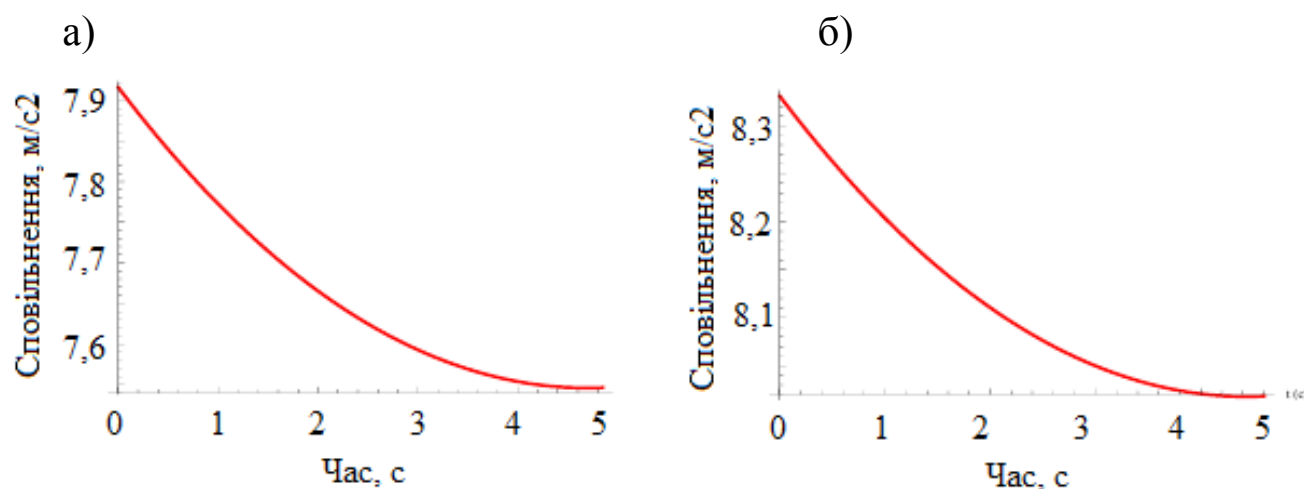
$$\begin{aligned} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{c_x\rho F}{2bG}} v \right) &= \sqrt{\frac{bc_x\rho F}{2G}} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + \operatorname{const} \right), \\ \sqrt{\frac{c_x\rho F}{2bG}} v &= \operatorname{tg} \left[\sqrt{\frac{bc_x\rho F}{2G}} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + \operatorname{const} \right) \right], \\ v(t) &= \sqrt{\frac{2bG}{c_x\rho F}} \operatorname{tg} \left[\sqrt{\frac{bc_x\rho F}{2G}} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + \operatorname{const} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.33)$$

Тоді сповільнення автомобіля визначимо як

$$j = \frac{g}{\delta_j} b \frac{1}{\cos^2 \left[\sqrt{\frac{bc_x\rho F}{2G}} \left(-\frac{g}{\delta_i} t + \operatorname{const} \right) \right]}, \quad (3.34)$$

Отриманий вираз дозволяє визначити функцію сповільнення автомобіля з урахуванням багатьох факторів - $f(j) = \{\lambda, \delta_j, c_x, F, G, dv\}$. Аналізуючи отриману функцію сповільнення автомобіля (3.34) за допомогою програми Wolfram Mathematica (рис. 3.3), можна зробити висновок, що теоретично при екстремумі гальмуванні величина сповільнення автомо-

біля постійно зменшується по спадній експоненті, оскільки сила опору повітря зменшується зі зменшенням швидкості.



а) Автобус Volvo B10M, $v_0 = 36 \text{ м/с}$, $b = (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda) = 0,8$, $G = 115300 \text{ Н}$, $F = 8,3 \text{ м}$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, $\delta_j = 1,04$, $c_x = 0,7$;

б) автомобіль Ford Mondeo, $v_0 = 36 \text{ м/с}$, $b = (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda) = 0,85$, $G = 13350 \text{ Н}$, $F = 1,9 \text{ м}$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, $\delta_j = 1,04$, $c_x = 0,3$

Рисунок 3.3 – Розрахунок сповільнення транспортного засобу

На швидкостях гальмування менших ніж 60 км/год вплив сили опору повітря на зміну величини сповільнення автомобіля стає мінімальним, у межах 2%. Без урахування впливу сили опору повітря для невеликих швидкостей руху, максимальне усталене сповільнення ТЗ у заданих дорожніх умовах буде дорівнювати

$$j = \frac{g}{\delta_j} (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda), \quad (3.35)$$

Теоретично усталене сповільнення ТЗ на горизонтальній ділянці дороги, коли $\lambda=0$, буде залежати тільки від коефіцієнту зчеплення колеса з дорогою, коефіцієнту опору кочення колеса та коефіцієнту обліку інерції обертових мас

$$j_{уст} = \frac{g}{\delta_j} (\varphi + f). \quad (3.36)$$

Якщо відомо значення j_{yct} на рівній ділянці дороги, та виникає необхідність перерахувати його з обліком повздовжнього ухилу дороги, то, розкривши дужки у рівнянні (3.35) та підставивши у нього рівняння (3.36), отримаємо формули:

□ без урахування опору повітря

$$j = j_{yct} \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda, \quad (3.37)$$

□ з урахуванням опору повітря

$$j = \left(j_{yct} \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right) \frac{1}{\cos^2 \left[\sqrt{\frac{bc_x \rho F}{2G}} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + \sqrt{\frac{2G}{bc_x \rho F}} \arctg \left(\sqrt{\frac{c_x \rho F}{2bG}} v_0 \right) \right) \right]} \quad (3.38)$$

Найбільш впливовим фактором, який входить до формули з визначення динаміки гальмування автомобіля (3.38), є коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою. Сутність процесу зчеплення шини з дорогою буде зрозумілий після аналізу складових. Адгезійне зчеплення – прилипання на молекулярному рівні шини до дороги. Реальна площа плями контакту між гумою й виступом дороги мала, тому тиск у плямі контакту високий, що й приводить до злипання на молекулярному рівні шини й виступу мікронерівностей дороги (холодне зварювання). Адгезійна складова домінує на сухій і чистій дорозі. Особливо сильно виражене адгезійне зчеплення при наявності «гумового накату» на дорозі: схоплювання гуми з гумою дуже швидке й міцне. Накат утворюється на чистій дорозі в результаті зчеплення зносу. Зчеплення зносу, викликане надмірною (вище межі міцності) напругою гуми на мікрорівні при адгезійному схоплюванні гуми з дорогою, що приводить до мікророзривів гуми, на які витрачається енергія. Зчеплення зносу незначне взимку й на мокрій дорозі, тому що немає адгезійного зчеплення.

Деформаційне зчеплення – проникнення еластичної гуми у мікронерівності дороги. Деформаційна складова присутня й на сухій дорозі, але домінує на мокрій. Глибина рисунку і розвиненість протектора разом зі швидкістю автомобіля відіграють вирішальну роль у відводі води із пля-

ми контакту шини з дорогою. Якщо мікронерівності дорожнього полотна заповнені водою (а вода адже нестислива), то деформація гуми навколо мікронерівностей мінімальна, мінімальне й деформаційне зчеплення, отже висока імовірність аквапланирування, коли коефіцієнт зчеплення падає до нуля. При створенні сучасних шин саме враховують роль деформаційного зчеплення.

Слід зазначити, що коефіцієнт зчеплення залежить не тільки від стану дороги, але й від конструкції і властивостей самої шини, а також ступеня її спрацьованості і швидкості руху. Так, за даними білоруських вчених, коефіцієнт зчеплення може змінюватися для різних конструкцій шин у дуже широких межах, наприклад, на сухому асфальтобетонному покритті цей коефіцієнт може складати від 0,7 до 1,0 (табл. 3.1) [61].

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнту зчеплення колеса з дорогою за даними Гуревича Л.В., Меламуда Р.А. [61]

Дорожнє покриття та його стан	Максимальний коефіцієнт зчеплення шин		
	Високого тиску	Низького тиску	Високої прохідності
Асфальтобетонне сухе	0,50–0,70	0,70–1,00	0,70–1,00
Те ж, мокре	0,35–0,45	0,45–0,55	0,50–0,60
Те ж, покрите брудом	0,25–0,45	0,25–0,40	0,25–0,45
Булижне сухе	0,40–0,50	0,50–0,55	0,60–0,70
Щебеневе сухе	0,50–0,60	0,60–0,70	0,60–0,70
Те ж, мокре	0,30–0,40	0,40–0,50	0,40–0,55
Ґрунтове сухе	0,40–0,50	0,50–0,60	0,50–0,60
Те ж, зволожене	0,20–0,40	0,30–0,45	0,35–0,50
Лід при температурі нижче 0°C	0,08–0,15	0,10–0,20	0,05–0,10

Залежність коефіцієнту зчеплення від швидкості руху автомобіля відбито у багатьох роботах. Цікаві результати у цьому напрямку були отримані Мацкерле Ю. [151]. За його даними, з підвищенням швидкості руху автомобіля від 50 км/год до 90 км/год і потім до 130 км/год, коефіцієнт зчеплення кожного разу буде поступово зменшуватися на 6% (для випадків, коли асфальтобетон буде сухий або з незначним шаром води до 0,2 мм) (табл. 3.2).

Менш впливовим фактором при розрахунку динаміки гальмування автомобіля є коефіцієнт опору кочення колеса. Оскільки його значення (табл. 3.3) є на порядок нижчими ніж значення коефіцієнту зчеплення колеса з дорогою [266].

Таблиця 3.2 – Залежності коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від стану асфальтобетонного покриття, зношеності шини та швидкості руху за даними Мацкерле Ю. [151]

Швидкість [км/год]	Стан Шин	Стан асфальтобетонного покриття			
		Сухий	мокрый, шар води 0,2 мм	сильний дощ, шар води 1 мм	Калюжі, шар води 2 мм
50	Нові зношені*	0,85	0,65	0,55	0,5
		1,0	0,5	0,4	0,25
90	Нові зношені*	0,8	0,6	0,3	0,05
		0,95	0,2	0,1	0,05
130	Нові зношені*	0,75	0,55	0,2	0
		0,9	0,2	0,1	0
* – Передбачається, що в зношених шинах висота рисунка протектора не менше 1 мм					

Таблиця 3.3 – Коефіцієнт опору кочення колеса f для різних поверхонь дорожнього покриття

Дорожнє покриття	F
Асфальтобетон у доброму стані	0,014–0,018
Асфальтобетон у задовільному стані	0,018–0,020
Гравійне покриття	0,020–0,030
Кам'яна мостова	0,023–0,030
Ґрунтова дорога, суха укочена	0,025–0,035
Ґрунтова дорога після дощу	0,50–0,156
Пісок	0,100–0,300
Укочений сніг	0,070–0,100

Слід зазначити, що вплив коефіцієнту опору кочення колеса на динаміку гальмування автомобіля є не суттєвим, якщо рух відбувається на твердих покриттях [206]. На піску або снігу вплив коефіцієнту опору кочення колеса на процес гальмування автомобіля декілька збільшується.

В загальному випадку на величину коефіцієнту опору кочення колеса впливають конструкція шини, тиск у шині, навантаження на колесо, швидкість руху [310]

$$f = \frac{k}{1000} \left(5,1 + \frac{550000 + 90G}{p} + \frac{1100 + 0,0388G}{p} v \right) \quad (3.39)$$

де k – коефіцієнт, що враховує конструкцію шини, $k=0,8-1,0$ для вантажних автомобілів, $k=1,2-1,7$ для легкових автомобілів;

G – навантаження на колесо, Н;

p – тиск у шині, Па.

Можна констатувати, що при інших рівних умовах значення коефіцієнту опору кочення колеса декілька збільшується при рості швидкості руху [58]

$$f = f(1 + (0,006V)) \quad (3.40)$$

Таким чином, динаміка руху автомобіля, сили та моменти, що діють на автомобіль при гальмуванні традиційно визначаються розрахунковим шляхом за допомогою детермінованих функцій. Однак, при оцінці руху конкретного транспортного засобу в певних умовах експлуатації, наприклад, при виконанні автотехнічної експертизи ДТП, розрахунковий спосіб може дати значну похибку. Це пов'язано з тим, що процес гальмування ТЗ має стохастичну природу, тому оцінювати цей процес за допомогою тільки детермінованих моделей не завжди коректно і пов'язано з виникненням неконтрольованої похибки методу розрахунку. Рішенням цієї проблеми могло б бути встановлення додаткових регресійних залежностей між динамікою гальмування автомобіля з різними гальмівними системами та коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою, що більш відповідало б стохастичній природі процесу гальмування.

3.2 Імовірнісні моделі стохастичної природи динаміки гальмування автомобіля

3.2.1 Методи вирішення стохастичних задач. Статистична гіпотеза

Відомо, що науковий метод – це сукупність основних способів отримання нових знань [135, 174]. Дослівно з грецької мови метод – це шлях дослідження. Метод включає до себе способи дослідження явищ, систематизацію та корегування отриманих та відомих знань. Висновки роблять на основі емпіричних даних, тобто тих, що встановлюються шляхом спостереження та вимірювання [174].

Базою отримання наукових даних є експеримент. Для пояснення явища висувається гіпотеза і будується теорія, на основі якої робиться математичне описання (модель) предмета дослідження. Саме математичне описання дозволяє систематизувати отримані дані та зробити прогнози, які потім знов-таки перевіряються експериментом чи збором нових фактів.

Процес дослідження ускладнюється, якщо модель об'єкта не містить явного опису елементів конструкції, як, наприклад, розрахунок величини усталеного сповільнення ТЗ. При математичному моделюванні такого типу процесу важко виявити взаємозв'язок між числовим значенням усталеного сповільнення ТЗ і особливістю конструкції його гальмівної системи. Реально це можна виконати тільки з використанням результатів вимірів при експериментах з різними гальмівними системами. При цьому необхідно використовувати апарат математичної статистики.

Важливим аспектом наукового методу є об'єктивність отриманих результатів. Не повинні прийматися на віру будь-які ствердження. Для можливості забезпечення незалежної перевірки повинно проводитись документування спостережень та вимірювань. Це дозволяє у разі потреби зробити відтворення експерименту та оцінити ступінь адекватності (валідності) експерименту до відношення к теорії.

Дана наукова робота підпорядковується саме такому порядку дослідження, коли спочатку виконується експеримент, а потім за допомогою теоретичних досліджень встановлюються закономірності процесу та кореляційні зв'язки. При такому порядку дослідження теорія пояснює й узагальнює результати експерименту, а потім оцінюється валідність запропонованої теорії до експерименту (рис. 3.4).

Що стосується моделей об'єктів дослідження, то вони можуть бути детермінованими й імовірнісними. До імовірнісного подання прибігають у випадку неможливості або невмінні описати детерміноване поведіння об'єкта. Виникає питання, як правильно розглядати процес гальмування ТЗ у вигляді випадкової або детермінованої функції?

Відомо, що детерміновані величини підлеглі функціональним залежностям, на відміну від випадкових величин, для яких заздалегідь пророчити результат нем ожливо, тому що він у більшому або меншому ступені обумовлений випадком. Існує два основних джерела виникнення випадкових величин – це, по-перше, вплив на досліджуваний об'єкт великої кількості неконтрольованих факторів, що не враховуються моделлю, по-друге, погрішності виміру детермінованої величини.

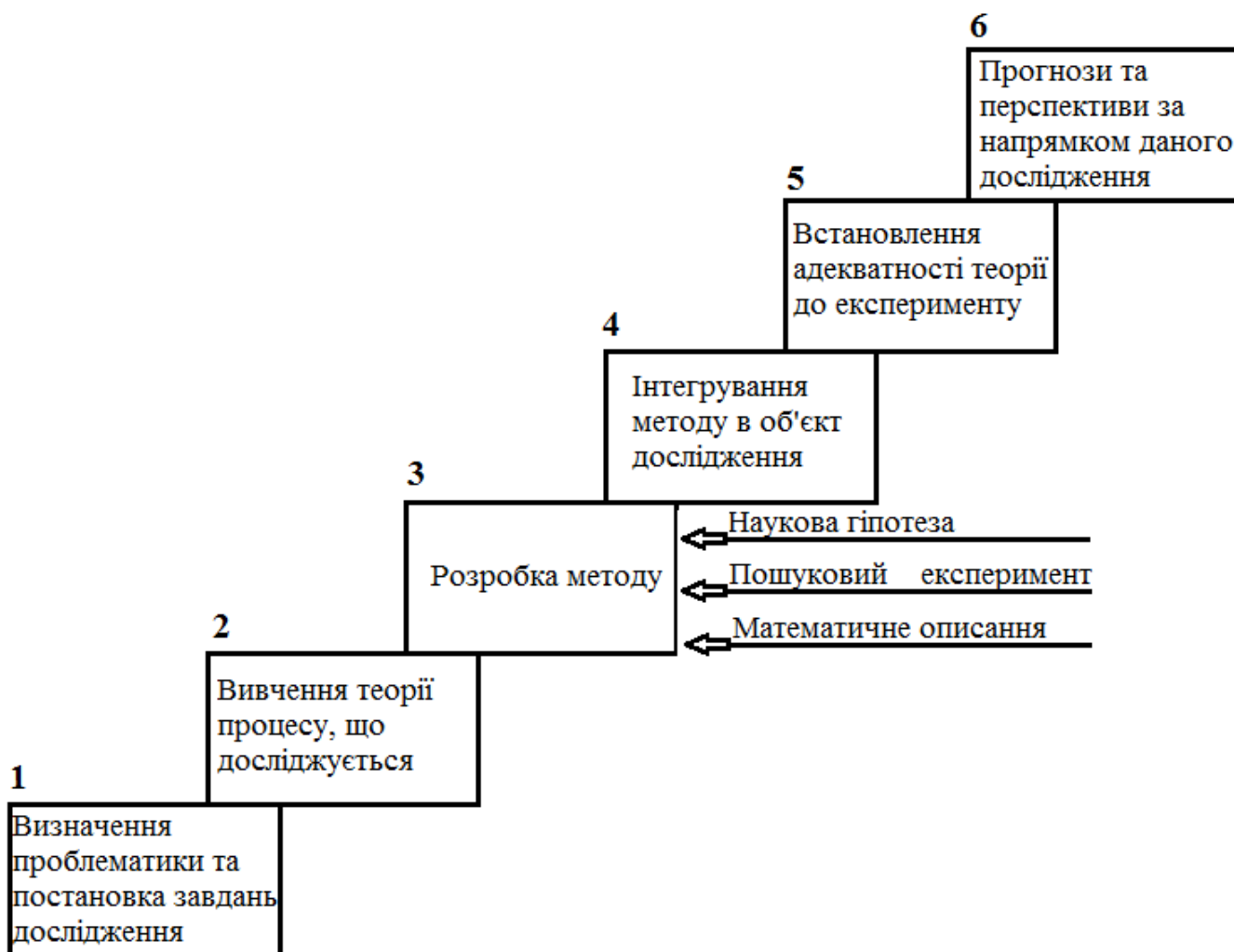


Рисунок 3.4 – Сходи дослідження даної роботи

Можна припустити, що всі фізичні об'єкти, у тому числі й процес гальмування ТЗ, є стохастичними, оскільки їхні характеристики носять випадковий характер. Це пов'язано з тим, що всі вони виготовляються з певними допусками і їхні параметри змінюються в процесі експлуатації, тобто ці характеристики мають вигляд випадкових функцій, для яких існує певне математичне очікування. Для обліку випадкового характеру параметрів об'єкта, крім математичного очікування цих параметрів, повинен

установлюватися їхній розкид (дисперсія) і закон розподілу (рис. 3.5), знаючи який можна сформувати математичну модель і перевірити висунуту гіпотезу.

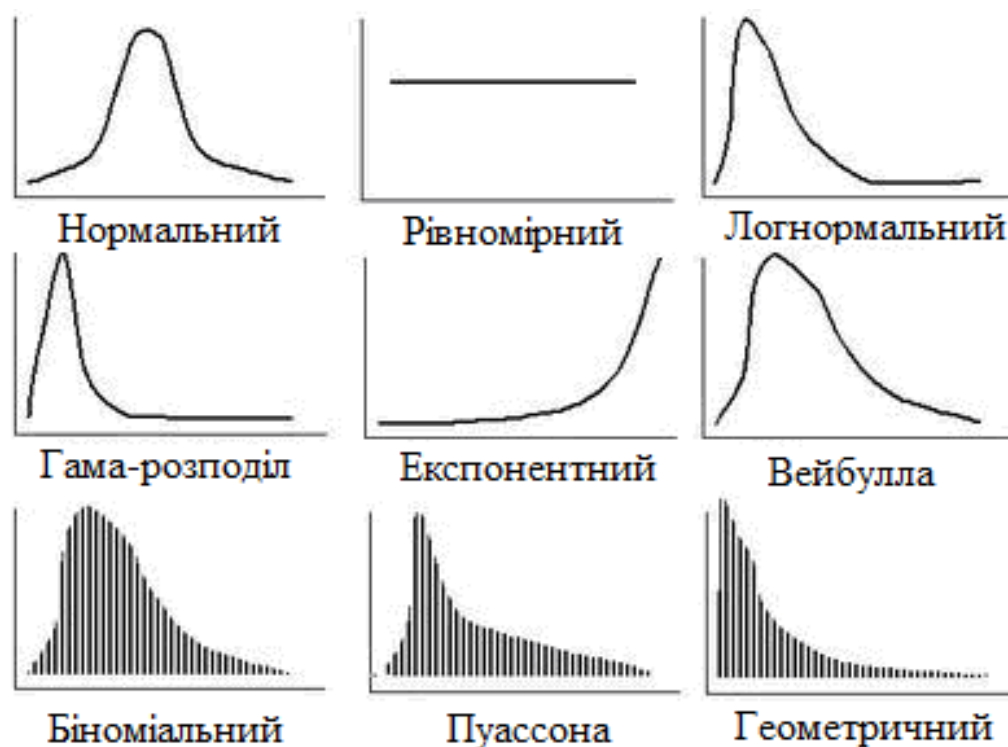


Рисунок 3.5 – Основні імовірнісні закони розподілу випадкової величини (перші дві строчки для неперервної величини, а остання – для дискретної)

Всі випадкові величини діляться на дискретні і неперервні. Дискретна випадкова величина приймає фіксовані значення на інтервалі $[a, b]$, наприклад, 0 чи 1. Неперервна випадкова величина приймає на інтервалі $[a, b]$ будь-яке значення з цього інтервалу, наприклад, при оцінці динаміки гальмування ТЗ такою величиною є його усталене сповільнення. Саме тип випадкової величини визначає можливі методи рішення статистичної задачі (рис. 3.6)

Основними імовірнісними законами розподілу дискретної випадкової величини є розподіли біноміальний, Пуассона та геометричний. При описі неперервних випадкових величин виробничих процесів автомобіля та автомобільного транспорту широко використовуються такі імовірнісні закони, як: нормальний закон розподілу; закон рівномірної щільності; показовий (експонентний) закон розподілу; закони Вейбулла та ін.

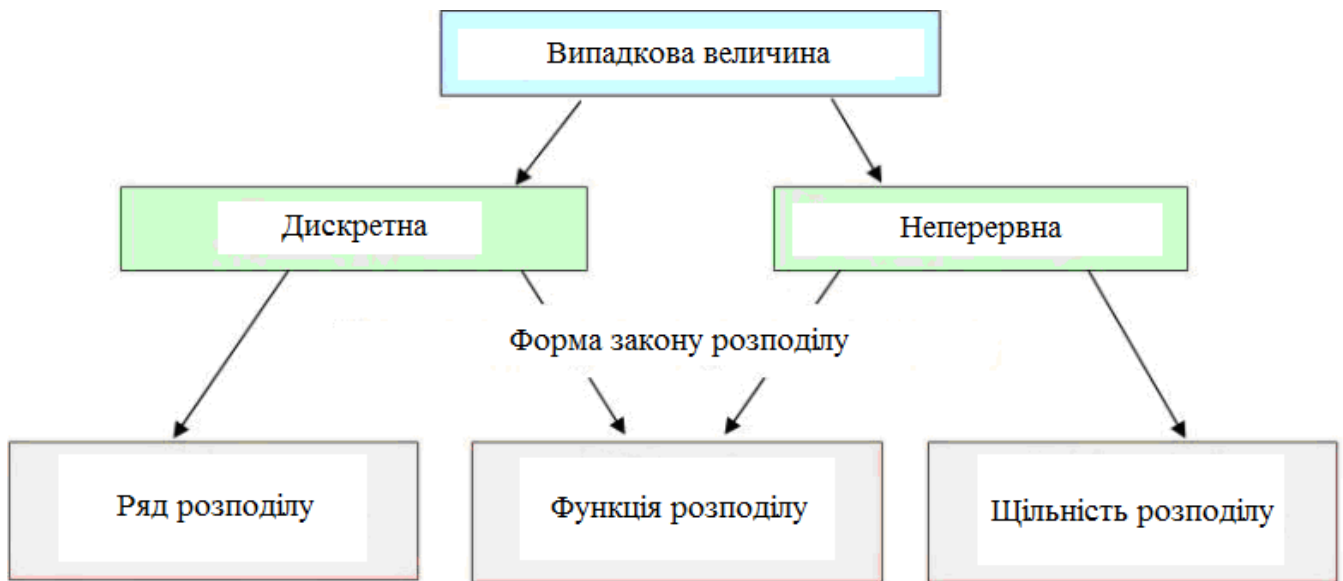


Рисунок 3.6 – Класифікація випадкової величини та відповідної форми закону розподілу

При статистичній обробці дослідних даних одне з найважливіших завдань – це завдання перевірки гіпотез про приналежність статистичних даних (гістограм) до того чи іншого імовірнісного закону. При висуванні та прийнятті зазначених гіпотез виникають наступні чотири випадки:

- гіпотеза вірна і приймається;
- гіпотеза вірна, але помилково відкидається. Виниклу при цьому помилку називають помилкою першого роду, а ймовірність її появи називають рівнем значущості і позначають α , причому $\alpha = 1 - P_D$, де P_D – довірна ймовірність;
- гіпотеза не вірна і відкидається;
- гіпотеза не вірна, але помилково приймається. Виниклу при цьому помилку називають помилкою другого роду.

Для вирішення зазначеної задачі запропоновані відповідні критерії і заздалегідь, при заданому рівні значущості, підраховані і складені таблиці, в яких поміщені критичні (табличні) значення вказаних критеріїв. При практичній перевірці розглянутих гіпотез відбувається зіставлення досвідчених значень критерію K_{on} з табличним значенням критерію $K_{кр}$ і далі, залежно від співвідношення $K_{on} < > K_{кр}$, приймають або відкидають висунуту гіпотезу.

Порядок статистичної перевірки правдоподібності гіпотези про приналежність дослідних даних до заданого виду імовірнісного закону проводиться в два етапи:

– за видом гістограми (багатокутника) або, виходячи з фізичної сутності даного явища, роблять попереднє судження, тобто висувається гіпотеза про приналежність дослідних даних до конкретного ймовірного закону;

– робиться перевірка правдоподібності висунутої гіпотези.

Перевірка правдоподібності гіпотези про приналежність дослідних даних до заданого виду імовірнісного закону може проводитися за допомогою критеріїв: Пірсона, Колмогорова, Романовського, Фішера, Кохрена, Стюдента та ін.

У проведеному дослідженні, наукові гіпотези формуються на основі критичного аналізу зібраної вихідної інформації й чітко поставлених завдань, з метою більш глибокого й всебічного вивчення досліджуваного об'єкта. Провідна наукова гіпотеза даної роботи полягає у тому, що оцінку ефективності гальмування автомобіля треба розглядати як стохастичний процес шляхом розробки імовірнісних та регресійних моделей, які б враховували основні впливові фактори, зокрема, тенденцією розвитку конструкції гальмівної системи.

Статистична (нульова) гіпотеза створення розрахункового методу полягає в тому, що динаміка гальмування автомобіля певної категорії, з певною гальмівною системою повинна підпорядковуватись одному з відомих законів розподілу.

Робоча гіпотеза удосконалення експериментального методу оцінки ефективності гальмування ТЗ полягає у необхідності створення такої вимірювальної системи, яка б дозволила прямими вимірюваннями отримати одночасно всі параметри ефективності гальмування ТЗ (усталене сповільнення, гальмівний шлях, час спрацьовування гальм) шляхом застосування аналогово-цифрових технологій та прикладного програмного забезпечення.

Для дослідження та підтвердження наукових гіпотез у роботі застосовані наступні методи: аналізу попередніх досліджень; математичної статистики та теорії ймовірності при встановленні закону розподілу випадкової величини усталеного сповільнення; регресійного та кореляційного аналізу при визначенні залежності величини усталеного сповільнення від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою; аналітичний метод рішення математичних моделей дослідження ДТП; тензометричний метод вимірювання з подальшим аналогово-цифровим перетворенням сигналу при розробці вимірювальної системи з оцінки ефективності гальмування транспортних засобів; експериментальні методи з оцінки ефективності гальмування автомобіля, коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою та темпера-

тури гальм для створення необхідної статистичної бази; чисельний метод Рунге-Кута для розв'язання математичних моделей з розрахунку динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу.

3.2.2 Закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля

Найбільшу групу випробуваних ТЗ склали легкові автомобілі таких марок, як: Audi, BMW, BAZ, Chevrolet, Ford, Daewoo, Honda, Lexus, Mazda, Mitsubishi, Opel, Porsche, Renault, Skoda, Volkswagen. Всі ці легкові автомобілі відносяться до категорії M_1 , хоча є різними за розміром і належать до різних класів – малого, середнього та великого. Стан коліс цих автомобілів відповідав вимогам правил дорожнього руху, а самі автомобілі перебували в справному стані. Випробування з встановлення теоретичного закону розподілу динаміки гальмування автомобіля проводилися на сухому рівному асфальтобетонному покритті у спорядженому стані автомобіля.

Ключовим моментом до аналізу динаміки гальмування автомобіля, є встановлення величини його усталеного сповільнення, яке, згідно отриманим експериментальним даним, може коливатися в межах від 7,4 до 8,8 м/с^2 для легкових автомобілів з АБС та від 6,2 до 7,6 м/с^2 для легкових автомобілів без АБС. Наявність такого діапазону, як було вже сказано, залежить від багатьох факторів.

В процесі оброблення результатів випробувань, за явною різницею у динаміці гальмування, було виділено два варіаційних ряду – це легкові автомобілі з АБС (перший варіаційний ряд) та легкові автомобілі без АБС (другий варіаційний ряд).

Для обробки експериментальних даних з оцінки ефективності гальмування ТЗ необхідно вирішити ряд завдань математичної статистики: по–перше, визначити закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ (вирішити завдання вирівнювання статистичного ряду); по–друге, перевірити чи погодяться результати експерименту з науковою гіпотезою про те, що випадкова величина усталеного сповільнення підпорядковується одному з відомих законів розподілу.

Отримані результати вимірів величини усталеного сповільнення являють собою неупорядковану статистичну сукупність випадкових значень. Для того, щоб результати вимірів зробити доступними для огляду й зручними для подальшого аналізу, експериментальний матеріал необхід-

но впорядкувати. Розіб'ємо проміжок вимірюваної величини, куди попадає варіаційний ряд, на рівні інтервали. Кількість інтервалів (розрядів) k при заданому обсязі варіаційного ряду можна визначити по формулі [34]

$$k = 4 \log n, \quad (3.41)$$

де n – кількість обмірюваних значень параметра.

Відповідно до цієї формули обидва варіаційних ряду, кожний з яких включає по 80 обмірювальних значень випадкової величини усталеного сповільнення, розбивається на 7 розрядів з інтервалом $0,2 \text{ м/с}^2$. При угрупованні значень випадкової величини по розрядах (інтервалах) може виникнути питання про те, до якого розряду віднести значення, що перебуває в точності на границі двох розрядів. У цих випадках рекомендується умовно вважати граничне значення приналежної рівної міри до обох розрядів, додаючи до них по $0,5$ значення величини.

Якщо частоту інтервалу розділити на обсяг ряду, то одержимо відносну частоту (частість) появи випадкової величини в кожному інтервалі [62]

$$p_i = \frac{m_i}{n}, \quad (3.42)$$

де m_i – частота (кількість) появ випадкової величини в кожному інтервалі.

На практиці, при великій кількості спостережень, відносна частота події приблизно приймається за ймовірність випадкової події або випадкової величини. Теоретично ж під імовірністю випадкової події або випадкової величини розуміється та постійна величина, до якої прагне відносна частота емпіричного розподілу при нескінченному зростанні обсягу варіаційного ряду.

Для кожного варіаційного ряду складемо таблицю частот (табл. 3.4), (табл. 3.5). Таблиця частот дає кількісну уяву про ймовірність емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення в діапазоні, що відповідає процесу гальмування при заданих умовах.

Таблиця 3.4 – Частоти випадкової величини першого варіаційного ряду (легкові автомобілі, обладнані АБС)

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Діапазон інтервалу,	7,4–	7,6–	7,8–8,0	8,0–8,2	8,2–	8,4–	8,6–

м/с^2	7,6	7,8			8,4	8,6	8,8
Частота, m_i	5	11	14	18	16	10	6
Відносна частота p_i	0,063	0,138	0,175	0,225	0,2	0,125	0,075
Щільність відносно- ної частоти $\frac{p_i}{h}$, $\text{с}^2/\text{м}$	0,315	0,69	0,875	1,125	1	0,625	0,375
Середнє значення випадкової величини x_i , м/с^2	7,58	7,76	7,96	8,18	8,35	8,49	8,64
$(x_i - \bar{x})^2$	0,314	0,144	0,032	0,0016	0,044	0,123	0,25
$\bar{x} = 8,14 \text{ м/с}^2$ – статистичне середнє першого варіаційного ряду							

Таблиця 3.5 – Частоти випадкової величини другого варіаційного ряду (легкові автомобілі без АБС)

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Діапазон інтервалу, м/с^2	6,2– 6,4	6,4– 6,6	6,6– 6,8	6,8– 7,0	7,0– 7,2	7,2– 7,4	7,4– 7,6
Частота, m_i	4	11	16	19	14	11	5
Відносна частота p_i	0,050	0,138	0,200	0,238	0,175	0,138	0,063
Щільність відносної частоти $\frac{p_i}{h}$, $\text{с}^2/\text{м}$	0,250	0,690	1,000	1,190	0,875	0,690	0,315
Середнє значення ви- падкової величини x_i , м/с^2	6,28	6,47	6,67	6,96	7,14	7,35	7,51
$(x_i - \bar{x})^2$	0,40	0,194	0,058	0,003	0,053	0,194	0,36
$\bar{x} = 6,91 \text{ м/с}^2$ – статистичне середнє другого варіаційного ряду							

Згідно наведеним у цих таблицях даним статистичне середнє випадкової величини усталеного сповільнення для автомобілів, обладнаних АБС, складатиме $\bar{x} = 8,14 \text{ м/с}^2$, а у автомобілів без АБС – $\bar{x} = 6,91 \text{ м/с}^2$. На підставі чого можна стверджувати, що ефективність гальмування легкових автомобілів завдяки впливу сучасної АБС покращується на 15%.

Для того, щоб перейти до теоретичного опису випадкової величини, представимо її експериментальний розподіл у вигляді гістограми, яка будується в такий спосіб. Підставою кожного шабля гістограми є інтервали, в цьому випадку довжиною $h=0,2 \text{ м/с}^2$, а висота шаблів визначається співвідношенням відносної частоти до довжини інтервалу $\frac{p_i}{h}$, так званою щільністю відносної частоти [44]. Якщо перемножити підставу шаблі з висотою, то одержимо площу прямокутного елемента гістограми, яка буде дорівнювати відносній частоті. Зі способу побудови гістограми треба, щоб повна площа її дорівнювала одиниці. На підставі виконаних розрахунків побудуємо гістограми статистичних рядів випадкової величини усталеного сповільнення (рис. 3.7).

Отримані щільності емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля обох варіаційних рядів мають вигляд нормального закону розподілу. Завдання вирівнювання статистичного ряду, тобто визначення закону розподілу, полягає в тім, щоб краще підібрати теоретичну криву, яка буде описувати статистичний розподіл. Принциповий вид теоретичної кривої в цьому випадку відповідає виду функції щільності нормального розподілу, яка по суті є однією з форм закону нормального розподілу випадкової величини. Розмірність функції щільності розподілу зворотна розмірності випадкової величини. У літературі по теорії ймовірностей, функцію щільності розподілу іноді називають щільністю ймовірності або диференціальною функцією розподілу, також диференціальним законом розподілу [34, 44, 62].

Закон нормального розподілу (Гаусса–Лапласа), заданий функцією щільності розподілу, має вигляд

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (3.43)$$

або

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-0,5t^2}, \quad (3.44)$$

де e – математична константа, основа натурального логарифму, $e=2,718$;

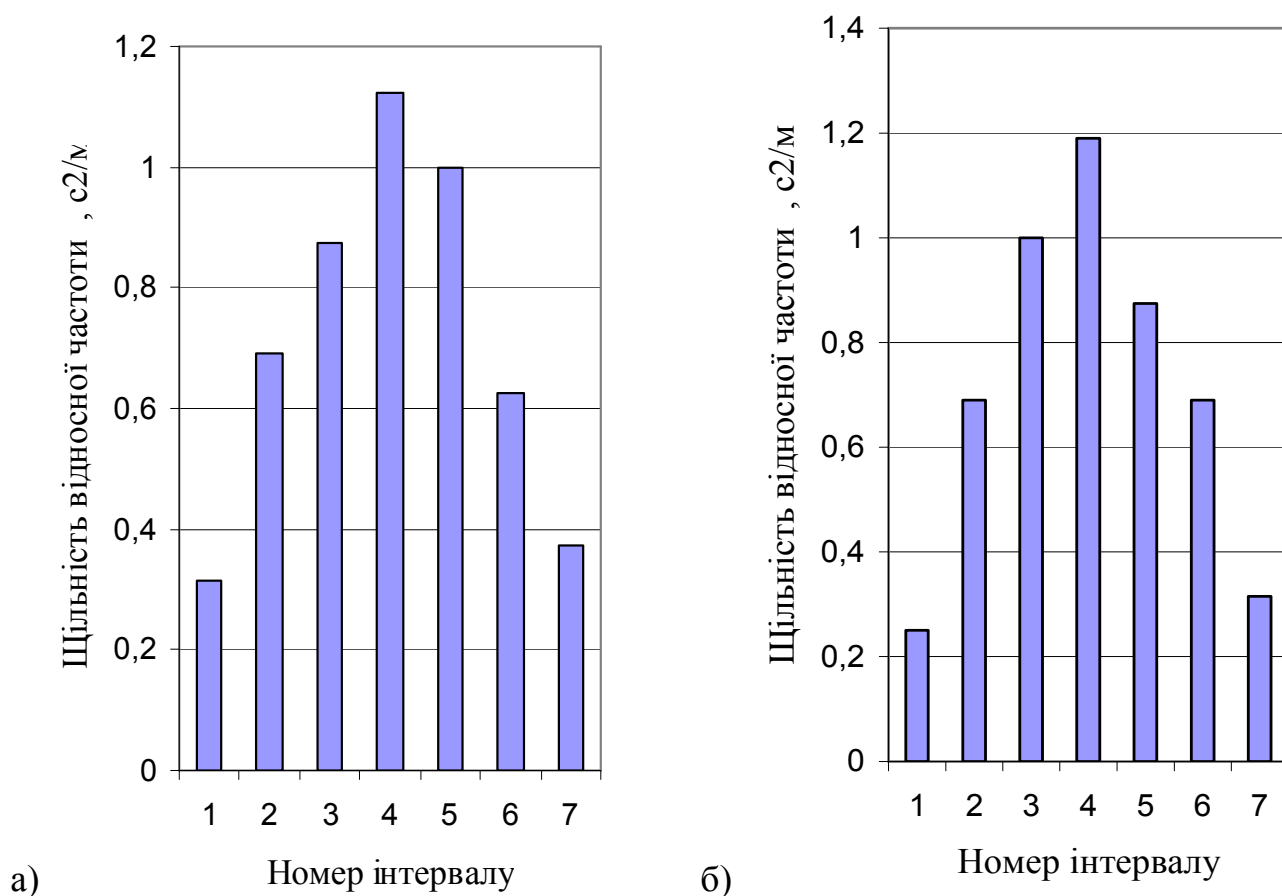
x – координата аргументу (в даному випадку значення середини заданих інтервалів випадкової величини усталеного сповільнення, м/с^2);

μ – математичне очікування (у даному випадку статистичне середнє);

σ – середньоквадратичне відхилення;

$t = \frac{(x - \mu)}{\sigma}$ – нормоване відхилення.

Всі змінні, входні у функції (3.43), (3.44), мають розмірність випадкової величини. Складова функції $\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-0,5t^2}$ табульована й може бути знайдена в різних математико–статистичних таблицях.



а) Перший варіаційний ряд (легкові автомобіля з АБС); б) другий варіаційний ряд (легкові автомобіля без АБС)

Рисунок 3.7 – Щільність емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення

Для того щоб забезпечити можливість наближення функції щільності розподілу до самого статистичного розподілу необхідно встановити статистики випадкової величини – характеристику положення центра розсіювання й характеристику розкиду випадкової величини (табл. 3.6). Ці числові характеристики відіграють більшу роль у теорії ймовірностей.

Кожній числовій характеристиці випадкової величини відповідає її статистична аналогія. Для основної характеристики – математичного очікування такою аналогією є статистичне середнє (середнє арифметичне) випадкової величини. Тому характеристику центра розсіювання буде визначати статистичне середнє й мода випадкової величини. Статистичне середнє визначимо по формулі

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (3.45)$$

де x_i – випадкова величина i -го виміру параметра.

За експериментальними даними статистичне середнє першого варіаційного ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить $\bar{x} = 8,14 \text{ м/с}^2$ (див. табл. 4.1), а другого – $\bar{x} = 6,91 \text{ м/с}^2$ (див. табл. 5.2).

Мода M_0 варіаційного ряду визначається, як середина інтервалу, у якому частота найбільша. Для першого варіаційного ряду $M_0 = 8,10 \text{ м/с}^2$, для другого – $M_0 = 6,90 \text{ м/с}^2$. Мода вказує на щільний розподіл випадкової величини усталеного сповільнення щодо центра розсіювання з незначним відхиленням $0,04 \text{ м/с}^2$ від середнього арифметичного для першого варіаційного ряду та $0,01 \text{ м/с}^2$ відхилення для другого варіаційного ряду.

Центр розсіювання (групування) для теоретичного розподілу – це математичне очікування, тобто те значення випадкової величини, до якого наближається статистичне середнє $\bar{x}$ при нескінченному зростанні варіаційного ряду $n \rightarrow \infty$.

Характеристики розкиду випадкової величини: розмах розсіювання (розкиду) R , середнє квадратичне відхилення σ , дисперсія σ^2 і коефіцієнт варіації V . Розмах розсіювання дорівнює різниці між максимальним x_{max} і мінімальним x_{min} значенням випадкової величини

$$R = x_{max} - x_{min}. \quad (3.46)$$

Для обох варіаційних рядів розмах розсіювання випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ становить близько $1,35 \text{ м/с}^2$.

Якщо кожне лінійне відхилення від статистичного середнього випадкової величини $(x_i - \bar{x})$ піднести до квадрата, щоб не враховувати знаки цих відхилень, а потім взяти корінь квадратний із середнього арифметичного квадратів цих відхилень, то одержимо середньоквадратичне відхилення випадкової величини для нормального закону розподілу

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} . \quad (3.47)$$

Середньоквадратичне відхилення випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для першого варіаційного ряду становить $\sigma = 0,36 \text{ м/с}^2$, для другого варіаційного ряду – $\sigma = 0,43 \text{ м/с}^2$.

Дисперсія (розсіювання) варіаційного ряду – середній квадрат відхилення, для нормального закону розподілу визначається або шляхом зведення у квадрат середньоквадратичного відхилення, або по одній з формул [34]

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 ; \quad (3.48)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2 - \bar{x}^2 . \quad (3.49)$$

Дисперсія випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для першого варіаційного ряду становить $\sigma^2 = 0,13 \text{ (м/с}^2)^2$, для другого варіаційного ряду – $\sigma^2 = 0,18 \text{ (м/с}^2)^2$.

Величину середньоквадратичного відхилення від середньоарифметичного у відсотках характеризує коефіцієнт варіації випадкової величини

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} 100\% . \quad (3.50)$$

Коефіцієнт варіації випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для першого варіаційного ряду становить $V = 4,4\%$, для другого варіаційного ряду – $V = 6,2\%$.

Таблиця 3.6 – Статистики випадкової величини усталеного сповільнення

Найменування та розмірність параметру	Значення параметру	
	1 варіаційний ряд	2 варіаційний ряд
Статистичне середнє $\bar{x}$, м/с ²	8,14	6,91
Мода M_0 варіаційного ряду, м/с ² м/с ² .	8,10	6,90
Розмах розсіювання, м/с ²	1,35	1,35
Середньоквадратичне відхилення σ , м/с ²	0,36	0,43
Дисперсія σ^2 , (м/с ²) ²	0,13	0,18
Коефіцієнт варіації, %	4,4	6,2

З обліком перших двох моментів – математичного очікування (статистичне середнє) і дисперсії запишемо функцію щільності розподілу (3.43) для випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ:

для першого варіаційного ряду

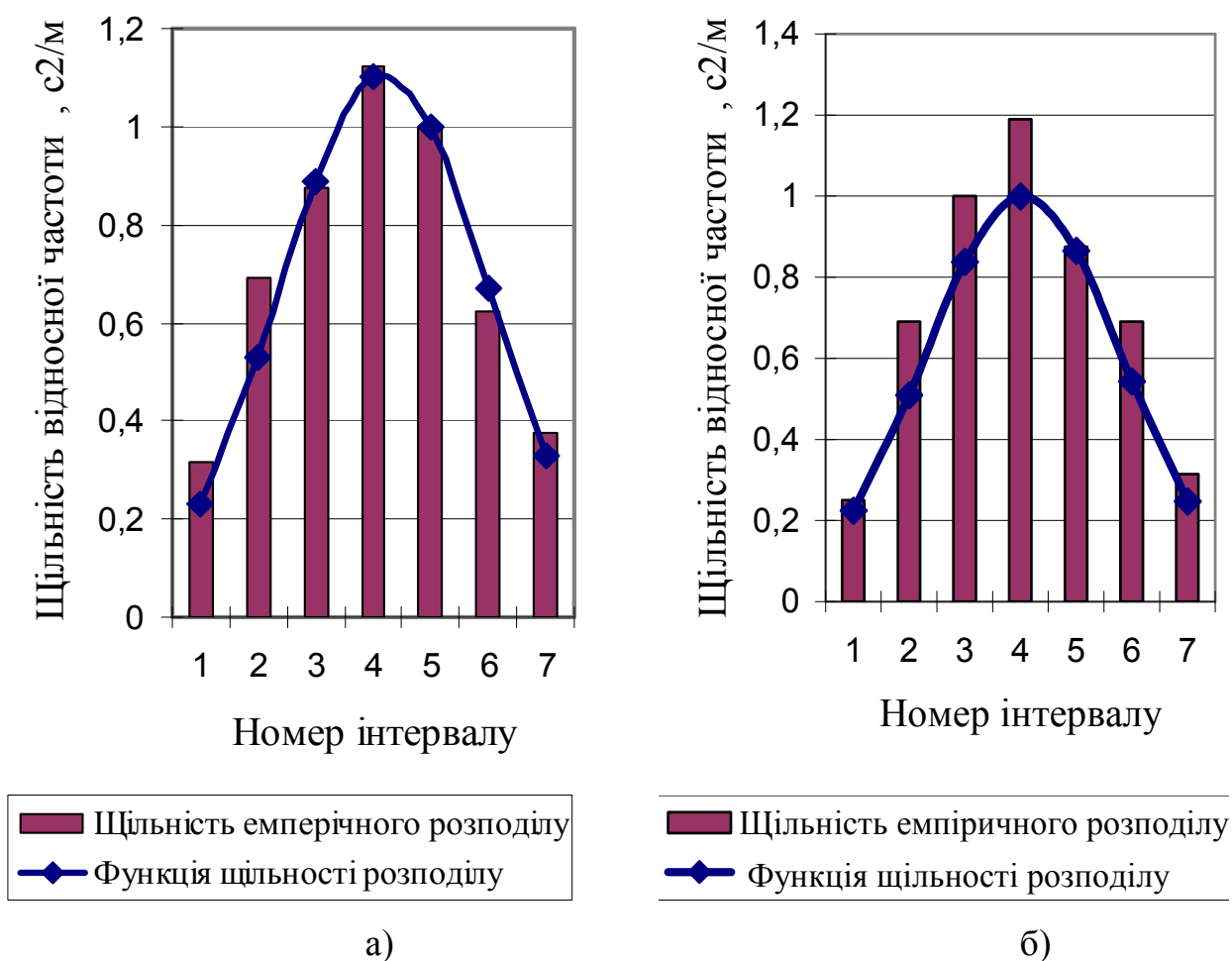
$$f(x) = 1,11e^{-\frac{(x-8,14)^2}{0,26}}; \quad (3.51)$$

для другого варіаційного ряду

$$f(x) = 0,93e^{-\frac{(x-6,91)^2}{0,36}}. \quad (3.52)$$

Розраховані за формулами (3.51) та (3.52) функції щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення зведемо у відповідні таблиці (табл. 3.7), (табл. 3.8).

Зіставимо розраховані функції щільності розподілу з щільністю емпіричного розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для кожного варіаційного ряду (рис. 3.8).



а) Перший варіаційний ряд (легкові автомобіля з АБС); б) другий варіаційний ряд (легкові автомобіля без АБС)

Рисунок 3.8 – Апроксимація щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ теоретичною кривою

Таблиця 3.7 – Значення функції щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення першого варіаційного ряду

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Середини інтервалів випадкової величини усталеного сповільнення x , m/s^2	7,5	7,7	7,9	8,1	8,3	8,5	8,7
Функція щільності розподілу $f(x)$, c^2/m	0,23	0,53	0,89	1,1	1	0,67	0,33

Таблиця 3.8 – Значення функції щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення другого варіаційного ряду

Номер інтервалу	1	2	3	4	5	6	7
Середини інтервалів випадкової величини усталеного сповільнення x , м/с ²	6,3	6,5	6,7	6,9	7,1	7,3	7,5
Функція щільності розподілу $f(x)$, с ² /м	0,383	0,649	0,893	0,999	0,911	0,676	0,408

Користуючись даними статистичного ряду, можна побудувати статистичну функцію $F^*(x)$ та відповідну їй теоретичну функцію $F(x)$ розподілу випадкової величини за однаковою формулою [34].

$$\left. \begin{aligned} F^*(x_1) &= p_1; \\ F^*(x_2) &= p_1 + p_2; \\ F^*(x_3) &= p_1 + p_2 + p_3; \\ &\dots\dots\dots \\ F^*(x_k) &= \sum_{i=1}^k p_i = 1. \end{aligned} \right\} \quad (3.53)$$

Для того, щоб побудувати теоретичну функцію розподілу, необхідно визначити теоретичні відносні частоти. Один зі способів полягає в знаходженні теоретичної відносної частоти з використанням інтегральної функції Лапласа

$$p_i = \Phi(z_{i+1}) - \Phi(z_i), \quad (3.54)$$

$$\text{де } z_1 = \frac{1}{\sigma}(x_i - \bar{x});$$

$$z_{i+1} = \frac{1}{\sigma}(x_{i+1} - \bar{x});$$

$\bar{x}$ – статистичне середнє варіаційного ряду.

У цьому випадку в якості x_i беруться значення середин заданих інтервалів випадкової величини. З урахуванням значень z вираження (3.54) приведемо до виду

$$p_i = \Phi\left(\frac{(x_{i+1} - \bar{x})}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{(x_i - \bar{x})}{\sigma}\right). \quad (3.55)$$

При рішенні завдань із використанням невизначеного інтеграла $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ користуються спеціальними таблицями [34]. У таблиці приводяться значення функції $\Phi(x)$ для $x \geq 0$. Для $x < 0$ користуються тією же таблицею, беручи до уваги, що функція $\Phi(x)$ – непарна, тобто $\Phi(-x) = -\Phi(x)$. У таблиці приводяться значення до $x=5$, тому що при $x > 5$ можна прийняти $\Phi(x) = 0,5$.

Інший спосіб розрахунку теоретичних частот, не потребуючих спеціальних таблиць, полягає в тім, щоб виразити ймовірність влучення величини x на відрізок від x_i до x_{i+1} через функцію щільності розподілу $f(x)$ (3.43) [34]. Геометрично ймовірність влучення величини x на ділянку від x_i до x_{i+1} дорівнює площі кривої розподілу, що опирається на цю ділянку

$$p_i = \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x) dx. \quad (5.56)$$

Іншими словами, значення функції щільності розподілу $f(x)$ необхідно перемножити з довжиною відомого інтервалу $h=0,2 \text{ м/с}^2$, тим самим визначивши підінтегральну площу функції щільності на заданому інтервалі.

Таким чином, для розрахунку значень статистичної функції $F^*(x)$ та теоретичної функції $F(x)$ розподілу випадкової величини за формулою (3.53), будемо послідовно складати відносні частоти, відповідно – статистичні та теоретичні. Розраховані в такий спосіб значення функцій розподілу для кожного інтервалу приводяться в таблицях (табл. 3.8), (табл. 3.9).

Таблиця 3.8 – Частоти й функції розподілу випадкової величини усталеного сповільнення першого варіаційного ряду

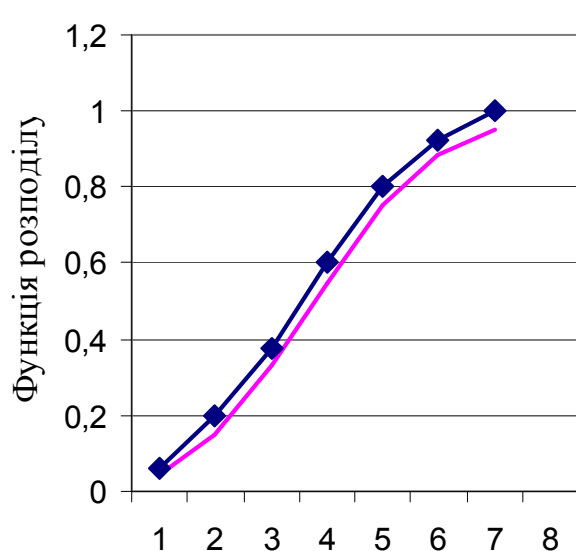
Номер інтервалу (розряду)		1	2	3	4	5	6	7
Відносна частота p_i	Емпіричний розподіл	0,063	0,138	0,175	0,225	0,2	0,125	0,075
	Теоретичний розподіл $p_i \approx h \cdot f(x)$	0,046	0,106	0,178	0,22	0,2	0,134	0,066
Функція розподілу	Емпірична $F^*(x_k)$	0,063	0,201	0,376	0,601	0,801	0,926	1,00
	Теоретична $F(x_k)$	0,046	0,152	0,33	0,55	0,75	0,884	0,95

Таблиця 3.9 – Частоти й функції розподілу випадкової величини усталеного сповільнення другого варіаційного ряду

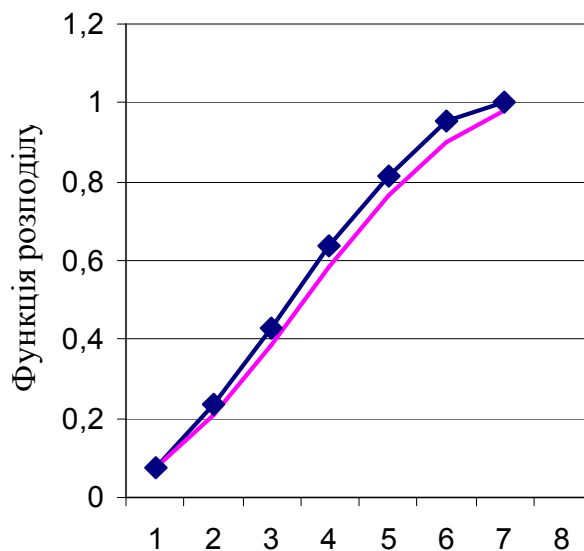
Номер інтервалу (розряду)		1	2	3	4	5	6	7
Відносна частота p_i	Емпіричний розподіл	0,075	0,163	0,188	0,213	0,175	0,138	0,050
	Теоретичний розподіл $p_i \approx h \cdot f(x)$	0,077	0,130	0,179	0,199	0,182	0,135	0,082
Функція розподілу	Емпірична $F^*(x_k)$	0,075	0,238	0,426	0,639	0,814	0,952	1,00
	Теоретична $F(x_k)$	0,077	0,207	0,386	0,585	0,767	0,902	0,98

На підставі виконаних розрахунків побудуємо графіки емпіричної й теоретичної функцій розподілу випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для обох варіаційних рядів (рис. 3.9).

Як би добре не була підібрана теоретична функція, між нею й статистичним розподілом неминучі деякі розбіжності. Природно виникає питання, чи пояснюються ці розбіжності тільки випадковими обставинами, пов'язаними з обмеженим числом спостережень, або вони є істотними й пов'язані з тим, що підібрана функція погано вирівнює даний статистичний розподіл?



а)



б)

а) Перший варіаційний ряд (легкові автомобіля з АБС); б) другий варіаційний ряд (легкові автомобіля без АБС)

Рисунок 3.9 – Функції розподілу випадкової величини усталеного сповільнення

Питання про узгодження теоретичного й емпіричного розподілу вимагає перевірки за допомогою критерію згоди. Таких критеріїв небагато і найбільш простим є критерій згоди Колмогорова

$$\lambda \leq D\sqrt{n}, \quad (3.57)$$

де $D = \max |F^*(x) - F(x)|$ – модуль максимальної розбіжності між статистичною функцією $F^*(x)$ й відповідною теоретичною функцією $F(x)$ розподілу випадкової величини.

Колмогоров А.Н. довів, що якою б не була функція розподілу $F^*(x)$ випадкової величини x при необмеженій кількості спостережень n імовірність нерівності $\lambda \leq D\sqrt{n}$ прагне до межі

$$P(\lambda) = 1 - \sum_{k=-\infty}^{\infty} (-1)^k e^{-2k^2\lambda^2}. \quad (3.58)$$

Для випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ згідно виразу (3.57) отримаємо: $\lambda=0,456$ при $D=0,051$, $n=80$ для першого статистичного ряду; $\lambda=0,49$ при $D=0,055$, $n=80$ для другого статистичного ряду. По таблиці (додаток К), складеною за формулою (3.58), визначимо імовірність $P(\lambda)=0,98$ для першого статистичного ряду та $P(\lambda)=0,96$ для другого статистичного ряду. Оскільки отримані імовірності великі, гіпотезу про нормальний розподіл випадкової величини динаміки гальмування автомобіля можна вважати порівняною з досвідченими даними.

Е.С. Вентцель вказує, що в тих випадках, коли параметри теоретичного розподілу вибираються за статистичним даними, критерій Колмогорова дає свідомо завищені значення ймовірності $P(\lambda)$. Це може привести до того, що погано погоджена з досвідченими даними гіпотеза, буде прийнята, як правдоподібна. При застосуванні критерію χ^2 Пірсона ця обставина враховується відповідним чином шляхом зменшення числа ступенів волі. Число ступенів волі r дорівнює числу інтервалів k мінус число накладених зв'язків s з обліком однієї резервної

$$r = k - s - 1, \quad (3.59)$$

де k – кількість інтервалів;

s – кількість накладених зв'язків.

Зокрема, якщо передбачуваний розподіл – нормальний, то накладеними зв'язками є – математичне очікування й середнє квадратичне відхилення. Тому у даному випадку для обох статистичних рядів $k=7$, $s=2$, $r=4$.

Схема застосування критерію χ^2 Пірсона до оцінки погодженості результатів статистичного й теоретичного розподілів зводиться до наступного – складемо таблицю абсолютних частот теоретичного й статистичного розподілів випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для обох статистичних рядів (табл. 3.10), (табл. 3.11).

Таблиця 3.10 – Абсолютні частоти теоретичного й статистичного розподілів випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для першого варіаційного ряду

Інтервали	1	2	3	4	5	6	7
Частота статистична, m_i	5	11	14	18	16	10	6
Відносна теоретична частота p_i	0,046	0,106	0,178	0,22	0,2	0,134	0,066
np_i	3,68	8,48	14,24	17,6	16	10,72	5,28
$\frac{(m_i - np_i)^2}{np_i}$	0,473	0,749	0,004	0,009	0	0,048	0,098

Таблиця 3.11 – Абсолютні частоти теоретичного й статистичного розподілів випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ для другого варіаційного ряду

Інтервали	1	2	3	4	5	6	7
Частота статистична, m_i	4	11	16	19	14	11	5
Відносна теоретична частота p_i	0,077	0,130	0,179	0,199	0,182	0,135	0,082
np_i	6,16	10,4	14,32	15,92	14,56	10,8	6,56
$\frac{(m_i - np_i)^2}{np_i}$	0,757	0,035	0,197	0,596	0,022	0,004	0,371

Імовірність зробити помилку першого роду – відкинути правильну гіпотезу – прийнято позначати рівнем значимості α . Якщо, наприклад, прийняти рівень значимості $\alpha = 0,05$, то це означає, що в п'яти випадках зі ста є ризик припуститися помилки першого роду, тобто відкинути правильну гіпотезу.

Для рівня значимості $\alpha = 0,05$ за допомогою табульованих критичних крапок розподілу χ^2 (додаток К) визначимо $\chi^2_{кр} = 9,48$. Оскільки для обох варіаційних рядів буде виконуватися нерівність $\chi^2_{набл} < \chi^2_{кр}$, то нема підстав відкинути висунуту у роботі гіпотезу, оскільки розбіжність емпіричних і теоретичних частот незначні. За граничною теоремою Ляпунова, якщо випадкова величина є сумою багатьох випадкових величин, то вона дуже добре описується нормальним законом, тобто якщо на процес впливає багато факторів, то випадкова величина цього процесу буде розподі-

лена за нормальним законом. У даному випадку ми маємо наглядне підтвердження цієї теореми. Отже, дані спостережень погодяться з гіпотезою про нормальний розподіл випадкової величини усталеного сповільнення при екстреному гальмуванні автомобіля.

3.2.3 Регресійна модель динаміки екстреного гальмування автомобіля

Відомо, що величина усталеного сповільнення автомобіля, яка характеризує динаміку його руху при гальмуванні, в найбільшій мірі залежить від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою. У математичній статистиці взаємозв'язок явищ вивчається методом кореляції, до якого звертаються, якщо не можна ізолювати вплив сторонніх факторів. Це завдання вирішується визначенням рівняння регресії й носить назву регресійного аналізу.

У даному випадку необхідно встановити ступінь впливу коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою на величину усталеного сповільнення автомобіля категорії M_1 . Для цього розіб'ємо діапазон коефіцієнту зчеплення $\varphi = [0,1; 0,9]$, на $k=8$ інтервалів, через кожен 0,1. Причому, як і раніше, будемо враховувати вплив АБС на динаміку гальмування автомобіля завдяки використанню двох варіаційних рядів: перший статистичний ряд випробувань – це автомобілі, обладнані АБС; другий статистичний ряд – автомобілі без АБС.

Для відшукування виду функції парної регресії, що зв'язує величину усталеного сповільнення автомобіля з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою, на підставі статистичних даних (додаток І), які були отримані на різному дорожньому покритті, складемо кореляційні таблиці для обох варіаційних рядів (табл. 3.12), (табл. 3.13).

На підставі отриманих табличних даних залежностей між величинами усталеного сповільнення й коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою побудуємо графік функції. Кількість крапок на графіку буде залежати від числа інтервалів, координатами крапок будуть середні значення обох величин. З'єднавши крапки, одержимо ламану лінію регресії (рис. 3.10).

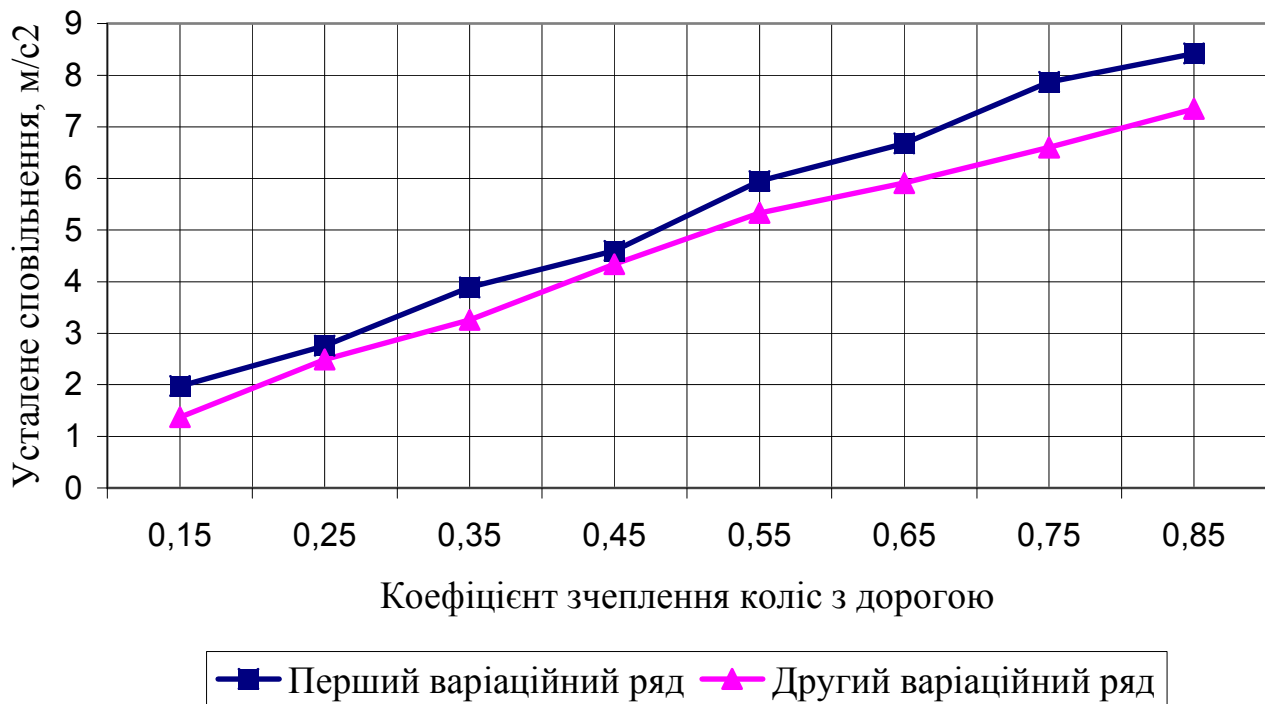


Рисунок 3.10 – Статистична залежність величини усталеного сповільнення від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою для різних варіаційних рядів

Аналізуючи отримане графічне зображення, можна констатувати, що існує прямий статистичний зв'язок між ростом величини усталеного сповільнення й коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. Як відомо, прямий зв'язок вимагає застосування параболічної, показової або лінійної регресії. У цьому випадку інтерпретація парного зв'язку за допомогою лінійної функції регресії буде більш кращою

$$\overline{y_i} = a_0 + a_1 x_{ni}, \quad (3.60)$$

де $\overline{y_i}$ – розрахункове значення випадкової величини усталеного сповільнення на i -ому інтервалі, м/с²;

a_0, a_1 – коефіцієнти лінійної регресії;

x_{ni} – середнє значення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою на i -ом інтервалі.

Таблиця 3.12 – Кореляційна залежність величини усталеного сповільнення від коефіцієнта зчеплення для першого варіаційного ряду (автомобіля, обладнані АБС)

$k(\varphi)$	Ожеледь	Укочений сніг	Сніг з розсипом піску	Мокрий асфальтобетон			Сухий асфальтобетон		N
$j_{уст}, \text{м/с}^2$	0,1–0,2	0,2–0,3	0,3–0,4	0,4–0,5	0,5–0,6	0,6–0,7	0,7–0,8	0,8–0,9	
0,0–1,0	2	–	–	–	–	–	–	–	2
1, 0–2,0	18	3	–	–	–	–	–	–	21
2,0–3,0	–	23	5	–	–	–	–	–	28
3,0–4,0	–	–	15	–	–	–	–	–	15
4,0–5,0	–	–	–	19	–	–	–	–	19
5,0–6,0	–	–	–	–	24	4	–	–	28
6,0–7,0	–	–	–	–	–	21	3	–	24
7,0–8,0	–	–	–	–	–	–	37	34	71
8,0–9,0	–	–	–	–	–	–	–	46	46
N	20	26	20	19	24	25	40	80	254
Середнє значення $j_{уст}, \text{м/с}^2$	1,98	2,76	3,89	4,6	5,95	6,68	7,87	8,42	–

Для визначення коефіцієнтів лінійної регресії необхідно скласти й вирішити систему рівнянь виду [22]

$$\begin{cases} ka_0 + a_1 \sum x_{ni} = \sum y_i; \\ a_0 \sum x_{ni} + a_1 \sum x_{ni}^2 = \sum y_i x_{ni}, \end{cases} \quad (3.61)$$

де y_i – середнє значення усталеного сповільнення на i -ом інтервалі, м/с^2 ;

k – кількість інтервалів аргументу, $k=8$.

Таблиця 3.13 – Кореляційна залежність величини усталеного сповільнення від коефіцієнта зчеплення для другого варіаційного ряду (автомобіля без АБС)

$k(\varphi)$	Ожеледь	Укочений сніг	Сніг з розсипом піску	Мокрий асфаль- тобетон			Сухий асфаль- тобетон		N
$j_{уст}, \text{м/с}^2$	0,1–0,2	0,2–0,3	0,3–0,4	0,4– 0,5	0,5– 0,6	0,6– 0,7	0,7– 0,8	0,8– 0,9	
0,0–1,0	4	–	–	–	–	–	–	–	4
1, 0–2,0	14	2	–	–	–	–	–	–	16
2,0–3,0	–	20	6	–	–	–	–	–	26
3,0–4,0	–	–	17	2	–	–	–	–	19
4,0–5,0	–	–	–	16	7	–	–	–	23
5,0–6,0	–	–	–	–	21	16	–	–	37
6,0–7,0	–	–	–	–	–	5	50	–	55
7,0–8,0	–	–	–	–	–	–	–	30	30
N	18	22	23	18	28	21	50	30	210
Середнє значення $j_{уст}, \text{м/с}^2$	1,37	2,49	3,26	4,34	5,33	5,91	6,6	7,35	–

Для розрахунку рівняння (3.61) складемо таблицю значень змінних цього рівняння для обох варіаційних рядів (табл. 3.14), (табл. 3.15).

Таблиця 3.14 – Значення змінних для визначення коефіцієнтів лінійної регресії першого варіаційного ряду

Середнє значення коефіцієнту зчеплення коліс з до- рогою на і- ом інтерва- лі x_{ni}	Середньо- статистичне значення усталеного сповільнен- ня на і-ом інтервалі $y_i, \text{м/с}^2$	x_{ni}^2	$y_i^2, \text{м/с}^2$	$x_{ni} y_i, \text{м/с}^2$	Розрахунко- ве значення усталеного сповільнен- ня на і-ом інтервалі $\overline{y_i}, \text{м/с}^2$	$(y_i - \overline{y_i})^2 \text{м/с}^2$
0,15	1,98	0,022	3,92	0,27	1,93	0,0025
0,25	2,76	0,062	7,62	0,69	2,88	0,0144

0,35	3,89	0,122	15,13	1,36	3,83	0,0036
0,45	4,60	0,202	21,16	2,07	4,78	0,0324
0,55	5,95	0,302	35,4	3,27	5,73	0,0484
0,65	6,68	0,422	44,62	4,34	6,68	0,0000
0,75	7,87	0,562	61,94	5,90	7,63	0,0576
0,85	8,42	0,722	70,90	7,16	8,57	0,0225
$\sum x_{ni} = 4,0$	$\sum y_i = 42,15$	$\sum x_{ni}^2 = 2,42$	$\sum y_i^2 = 260,69$	$\sum y_i x_{ni} = 25,06$	—	$\sum (y_i - \bar{y}_i)^2 = 0,1814$

Таблиця 3.15 – Значення змінних для визначення коефіцієнтів лінійної регресії другого варіаційного ряду

Середнє значення коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою на і-ом інтервалі x_{ni}	Середньо-статистичне значення усталеного сповільнення на і-ом інтервалі $y_i, \text{ м/с}^2$	x_{ni}^2	$y_i^2, (\text{м/с}^2)^2$	$x_{ni} y_i, \text{ м/с}^2$	Розрахункове значення усталеного сповільнення на і-ом інтервалі $\bar{y}_i, \text{ м/с}^2$	$(y_i - \bar{y}_i)^2 (\text{м/с}^2)^2$
0,15	1,37	0,022	1,877	0,206	1,63	0,0676
0,25	2,49	0,062	6,2	0,62	2,47	0,0004
0,35	3,26	0,122	10,628	1,14	3,33	0,0049
0,45	4,34	0,202	18,836	1,95	4,18	0,0256
0,55	5,33	0,302	28,41	2,93	5,03	0,09
0,65	5,91	0,422	34,93	3,84	5,88	0,0009
0,75	6,60	0,562	43,56	4,95	6,73	0,0169
0,85	7,35	0,722	54,023	6,25	7,58	0,0529
$\sum x_{ni} = 4,0$	$\sum y_i = 36,65$	$\sum x_{ni}^2 = 2,42$	$\sum y_i^2 = 198,46$	$\sum y_i x_{ni} = 21,88$	—	$\sum (y_i - \bar{y}_i)^2 = 0,2592$

Підставимо в систему рівнянь (3.61) отримані табличні значення змінних для визначення кореляційного зв'язку між величиною усталеного

сповільнення та коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. Одержимо для першого та другого варіаційного ряду відповідно

$$\begin{cases} 8a_0 + 4a_1 = 42,15; \\ 4a_0 + 2,42a_1 = 25,06. \end{cases} \quad (3.62)$$

$$\begin{cases} 8a_0 + 4a_1 = 36,65; \\ 4a_0 + 2,42a_1 = 21,88. \end{cases} \quad (3.63)$$

Рішення цих систем рівнянь дає коефіцієнти $a_0 = 0,525 \approx 0,5$, $a_1 = 9,49 \approx 9,5$ для першого варіаційного ряду та $a_0 = 0,348 \approx 0,35$, $a_1 = 8,464 \approx 8,5$ для другого варіаційного ряду. Тоді з обліком встановлених коефіцієнтів функція лінійної регресії (3.60) буде мати вигляд для першого і другого варіаційного ряду відповідно

$$\overline{y_i} = 0,5 + 9,5x_{ni}, \quad (3.64)$$

$$\overline{y_i} = 0,35 + 8,5x_{ni}. \quad (3.65)$$

За формулами (3.64) та (3.65) розрахуємо середні значення усталеного сповільнення $\overline{y_i}$ на i -ом інтервалі і занесемо дані до відповідних таблиць (табл. 3.14) та (табл. 3.15), на підставі яких побудуємо функції регресії (рис. 3.11).

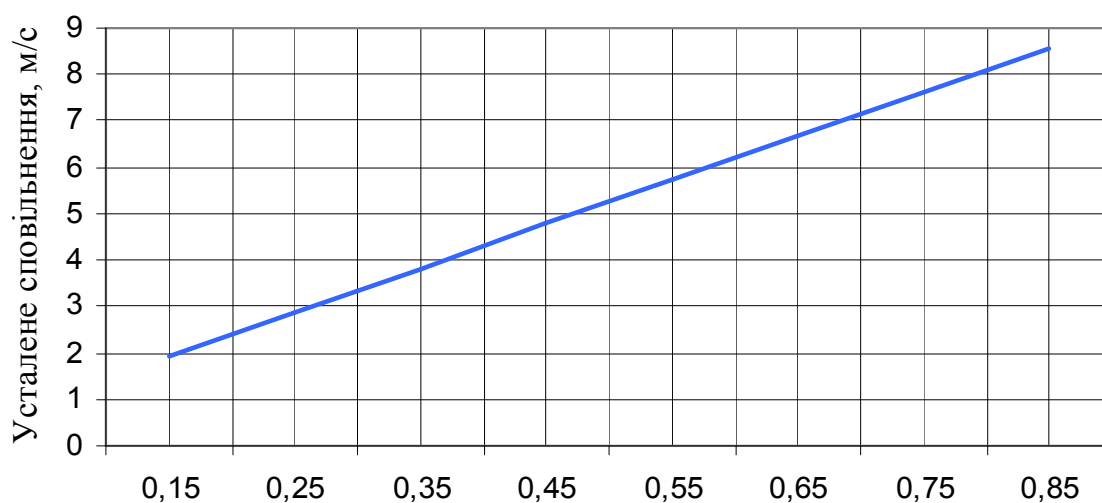
Якщо розрахункове значення випадкової величини усталеного сповільнення $\overline{y_i}$ і коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою x_{ni} позначити традиційно, як $j_{уст}$ та ϕ відповідно, то отримаємо емпіричне рівняння для розрахунку усталеного сповільнення:

– для легкових автомобілів, обладнаних АБС

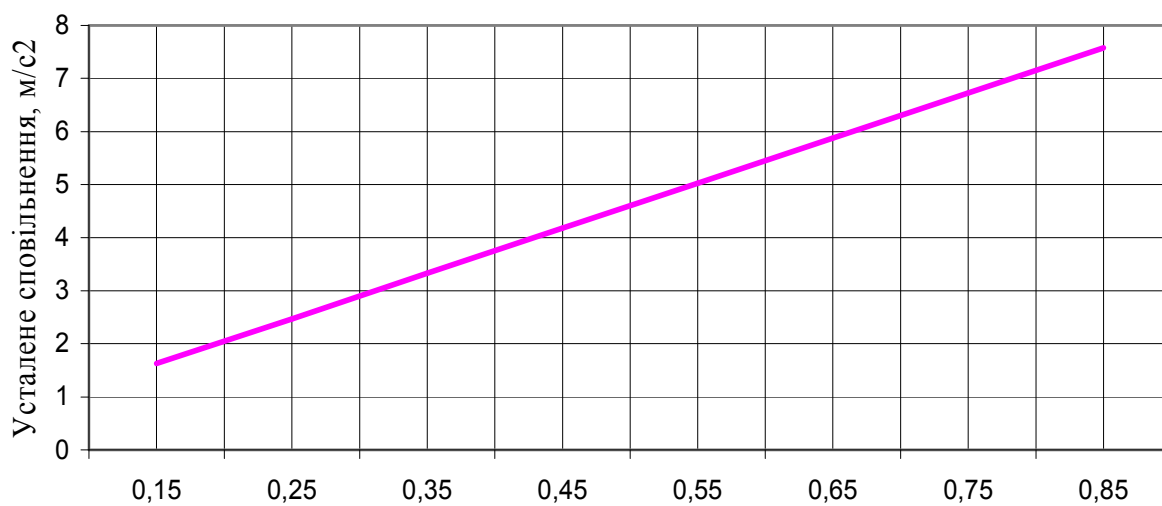
$$j_{уст} = 0,5 + 9,5\phi, \quad (3.66)$$

- для автомобілів без АБС

$$j_{уст} = 0,35 + 8,5\phi, \quad (3.67)$$



а) Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою



б) Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою

а) для першого варіаційного ряду; б) для другого варіаційного ряду.

Рисунок 3.11 – Функції регресії залежності величини усталеного сповільнення від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою

Якщо потрібно перерахувати отримані дані усталеного сповільнення з обліком ухилу дороги, то, підставивши рівняння (3.66) і (3.67) у формулу (3.37), запишемо:

– для легкових автомобілів, обладнаних АБС

$$j = (0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta} \sin \lambda, \quad (3.68)$$

– для автомобілів без АБС

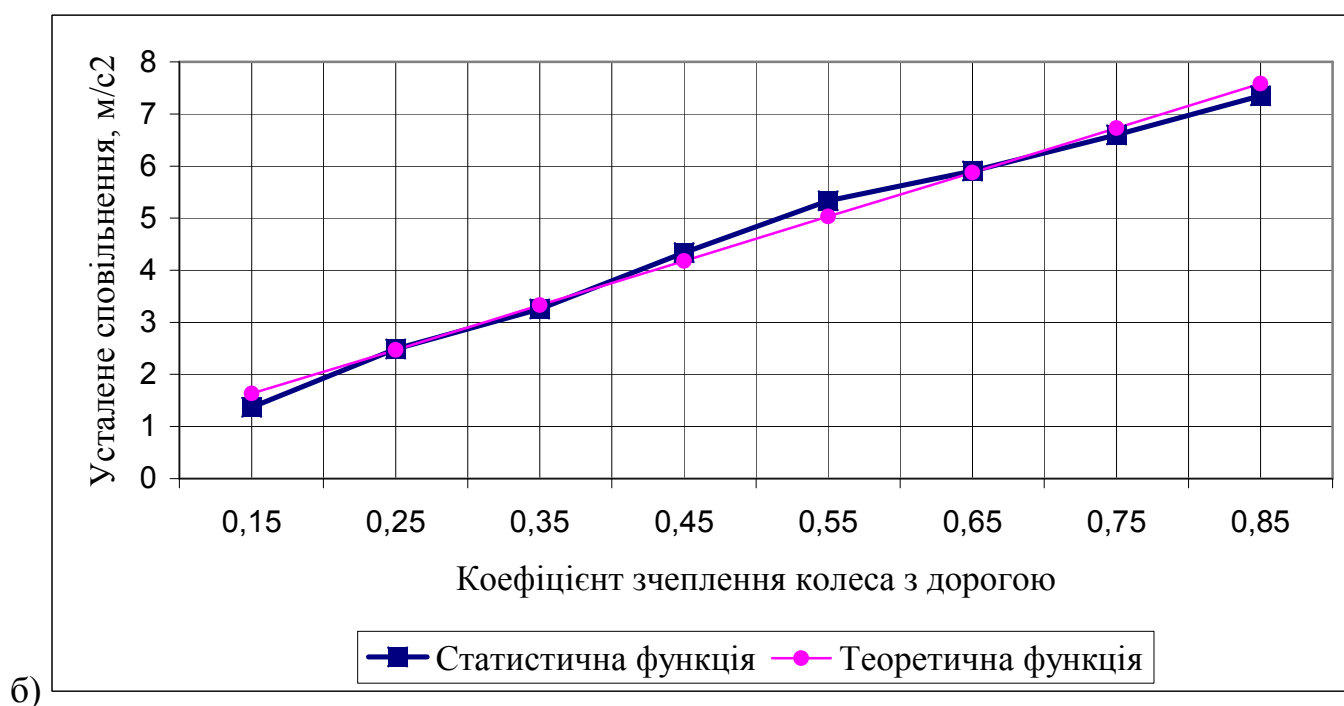
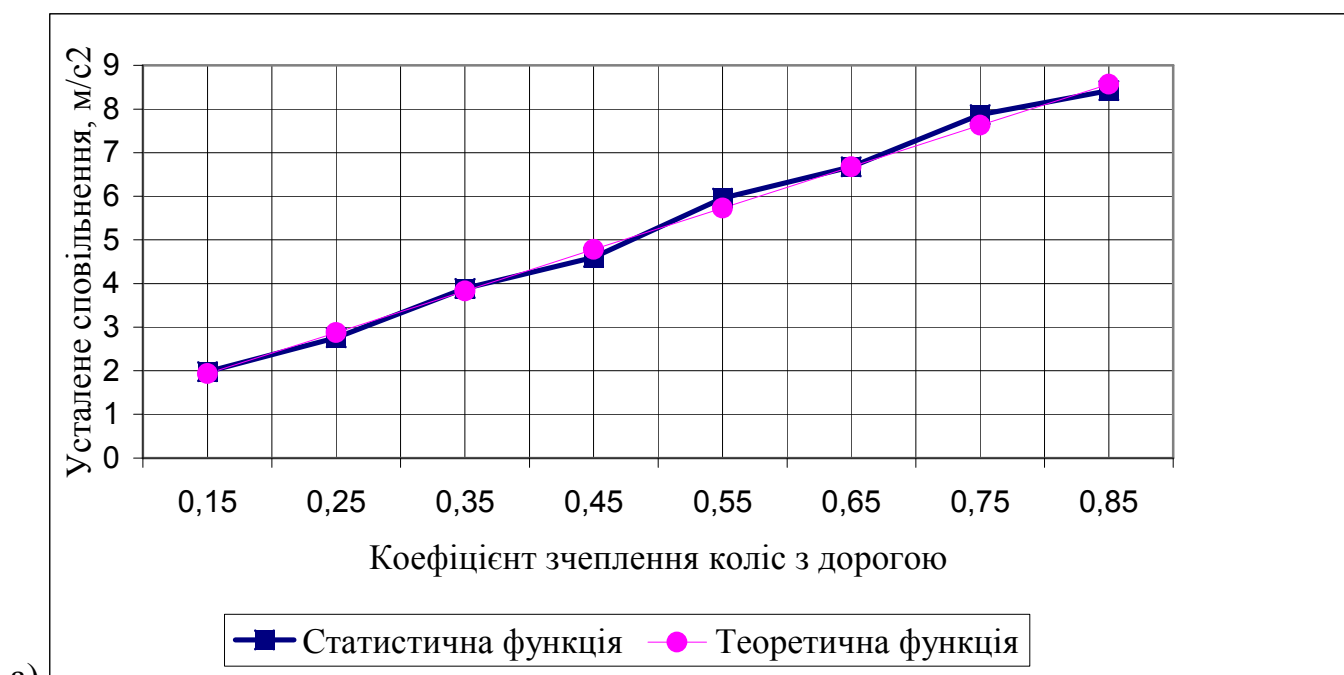
$$j = (0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta} \sin \lambda. \quad (3.69)$$

Таким чином, вперше розроблені регресійні моделі оцінки ефективності гальмування ТЗ з урахуванням тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи – наявності або відсутності АБС. Розроблені моделі, на відміну від існуючих, здатні врахувати 15% різницю у динаміці гальмування між легковими автомобілями, обладнаними АБС, та автомобілями без АБС.

3.2.4 Перевірка адекватності регресійної моделі з оцінки ефективності гальмування автомобіля

Виконаємо перевірку адекватності розробленої регресійної моделі залежності величини усталеного сповільнення від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою. Для цього порівнюємо статистичні залежності (див. рис. 3.10) з теоретичними функціями (див. рис. 3.11). Добре видно, що статистичні залежності (ламані регресії) близько відтворюються розрахунковими функціями (рівнянням регресії) для кожного варіаційного ряду (рис. 3.12).

Середньоквадратичну помилку, що у цьому випадку характеризує міру близькості емпіричних даних теоретичним, розрахуємо за формулою (3.47). З урахуванням отриманих даних (див. табл. 3.6) середньоквадратична помилка між теоретичними та експериментальними даними буде становити $\sigma=0,36 \text{ м/с}^2$ для першого варіаційного ряду, та $\sigma=0,43 \text{ м/с}^2$ – для другого.



а) Перший варіаційний ряд (легкові автомобілі, обладнані АБС); б) другий варіаційний ряд (легкові автомобіля без АБС)

Рисунок 3.12 – Функції регресії залежності величини усталеного сповільнення ТЗ від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою

Обґрунтованою мірою тісноти зв'язку між двома величинами є лінійний коефіцієнт кореляції

$$r_k = \frac{\overline{xy} - \bar{x} \cdot \bar{y}}{\sigma_x \sigma_y}. \quad (3.70)$$

Для розрахунку коефіцієнта кореляції використовуються наступні формули:

$$\overline{xy} = \frac{\sum x_{ni} y_i}{k} = \frac{25,06}{8} = 3,133, \quad \overline{xy} = \frac{\sum x_{ni} y_i}{k} = \frac{21,88}{8} = 2,735; \quad (3.71)$$

$$\bar{x} = \frac{\sum x_{ni}}{k} = \frac{4}{8} = 0,5; \quad (3.72)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i}{k} = \frac{42,15}{8} = 5,269, \quad \bar{y} = \frac{\sum y_i}{k} = \frac{36,65}{8} = 4,58; \quad (3.73)$$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum x_{ni}^2}{k} - \bar{x}^2} = \sqrt{\frac{2,42}{8} - 0,5^2} = 0,23; \quad (3.74)$$

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum y_i^2}{k} - \bar{y}^2} = \sqrt{\frac{260,69}{8} - 5,269^2} = 2,196;$$

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum y_i^2}{k} - \bar{y}^2} = \sqrt{\frac{198,46}{8} - 4,58^2} = 1,954. \quad (3.75)$$

Всі необхідні дані для розрахунку по цих формулах були визначені раніше (див. табл. 3.14), (див. табл. 3.15). За формулою (3.70) одержимо

лінійний коефіцієнт кореляції $r_k = \frac{\overline{xy} - \bar{x} \cdot \bar{y}}{\sigma_x \sigma_y} = \frac{3,133 - 0,5 \cdot 5,269}{0,23 \cdot 2,196} = 0,98$ –

для першого варіаційного ряду, $r_k = \frac{\overline{xy} - \bar{x} \cdot \bar{y}}{\sigma_x \sigma_y} = \frac{2,735 - 0,5 \cdot 4,58}{0,23 \cdot 1,954} = 0,98$ – для

другого варіаційного ряду. Коефіцієнт кореляції має помилку, що обчислюється по формулі

$$\sigma_r = \frac{1 - r_k^2}{\sqrt{n - 1}} \quad (3.76)$$

Помилка коефіцієнту кореляції складає для обох варіаційних рядів 0,0006. Коефіцієнт детермінації – квадрат коефіцієнта кореляції теж високий і становить 0,99.

Той факт, що середньоквадратична помилка між теоретичною та статистичною функціями регресії мала – $\sigma=0,36 \text{ м/с}^2$ для першого варіаційного ряду, та $\sigma=0,43 \text{ м/с}^2$ – для другого, а коефіцієнт кореляції високий $r_k = 0,98$, вказує на встановлений тісний зв'язок між коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою і динамікою гальмування автомобіля з урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи – наявності чи відсутності АБС.

3.3 Розрахункова модель зупинного шляху транспортного засобу

Відомо, що аналітичний метод є найбільш точним методом рішення будь-якої задачі. Якщо цей метод неможливо застосувати при рішенні певної задачі, то використовують інші математичні методи, найбільш поширені з яких є численні, асимптотичні, статистичні, бульові та ін. Спробуємо вирішити задачу з розрахунку зупинного шляху ТЗ змішаними аналітичним та статистичним методами.

Щоб формалізувати процес екстреного гальмування ТЗ, розглянемо цей процес поетапно на чотирьох ділянках t_1, t_2, t_3, t_4 гальмівної діаграми (рис. 3.13). Спочатку водій починає реагувати на небезпеку за деякий час t_1 і далі натискає на педаль гальм, але початок спрацьовування гальм відбувається не миттєво, а з деяким запізненням t_2 . За цей інтервал часу $t_1 + t_2$ гальмування ТЗ буде відбуватися тільки під дією сил опору руху та опору повітря. Можна припустити, що за цей невеликий інтервал часу швидкість руху ТЗ буде незмінною і дорівнювати початковій швидкості v_a . Далі на ділянці t_3 сповільнення ТЗ починає зростати, а швидкість руху зменшуватися, і на четвертій ділянці t_4 відбувається гальмування ТЗ з максимальною ефективністю.

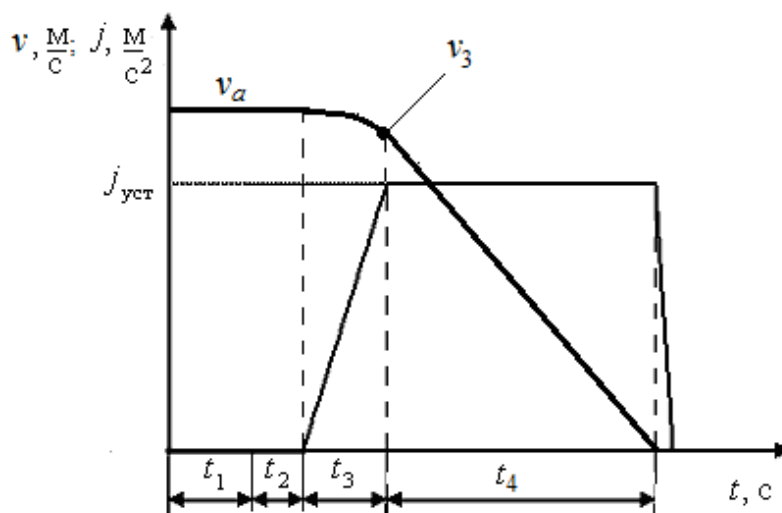


Рисунок 3.13 – Гальмівна діаграма з урахуванням часу реакції водія

Саме на підставі такого опису процесу екстреного гальмування ТЗ сформулюємо умови завдання. По-перше, необхідно визначити зупинний шлях ТЗ, що складається із чотирьох послідовних ділянок S_1, S_2, S_3, S_4 . Відомі у цьому завданні значення швидкості ТЗ перед гальмуванням v_a і значення його усталеного сповільнення j , а також значення інтервалів часу t_1, t_2, t_3 , які беруться за експертними методичними даними. По-друге, необхідно визначити час зупинки автомобіля.

Запишемо функцію сповільнення від часу на чотирьох послідовних ділянках зупинного шляху, як

$$j(t) = \begin{cases} 0, & 0 < t \leq t_1; \\ 0, & 0 < t \leq t_2; \\ at + b, & 0 < t \leq t_3; \\ j = \text{const}, & 0 < t \leq t_4. \end{cases}, \quad (3.77)$$

де t – поточний час у рамках заданого інтервалу часу, с;
 a, b – коефіцієнти лінійної функції.

Запишемо функції швидкості й відстані на чотирьох ділянках зупинного шляху у диференціальному вигляді. На першій та другій ділянках, де сповільнення буде дорівнювати 0, отримаємо

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = 0; \\ v(0) = v_a. \end{cases} \quad (3.78)$$

де v_a – швидкість руху автомобіля перед гальмуванням, м/с.

Після інтегрування одержимо швидкість на першій та другій ділянках зупинного шляху

$$\begin{cases} v(t) = C_1^v; \quad C_1^v = \text{const} \Rightarrow v(t) = v_a \\ v(0) = C_1^v = v_a. \end{cases} \quad (3.79)$$

Початкові умови для розрахунку зупинного шляху автомобіля на першій та другій ділянках

$$\begin{cases} \frac{dS}{dt} = v = v_a; \\ S(0) = 0. \end{cases} \quad (3.80)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку зупинного шляху на першій та другій ділянках

$$\begin{cases} S(t) = v_a t + C_1^S; \quad C_1^S = \text{const} \Rightarrow S(t) = v_a t; \quad S_1 + S_2 = v_a(t_1 + t_2) \\ S(0) = 0 = C_1^S. \end{cases} \quad (3.81)$$

Розглянемо процес гальмування автомобіля на третій ділянці. Функцію наростання сповільнення j транспортного засобу на цій ділянці гальмування можна представити за допомогою лінійної функції виду $y = ax + b$, яка задається координатами $(y_1 = 0, x_1 = 0)$, $(y_2 = j, x_2 = t_3)$.

Тоді коефіцієнти лінійної функції будуть мати вигляд $a = \frac{j}{t_3}$, $b = 0$, а фу-

нкцію можна представити, як $y = \frac{j}{t_3} t$. З урахуванням цього диференціальне рівняння швидкості руху автомобіля на ділянці t_3 буде мати вигляд

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{j}{t_3} t; \\ v(0) = v_a. \end{cases} \quad (3.82)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку швидкості руху автомобіля на третій ділянці зупинного шляху

$$\begin{cases} v(t) = -\frac{jt^2}{2t_3} + C_2^v, \quad C_2^v = \text{const} = v_a \Rightarrow v(t) = -\frac{jt^2}{2t_3} + v_a; \\ v(0) = v_a = C_2^v. \end{cases} \quad (3.83)$$

Швидкість автомобіля наприкінці інтервалу часу t_3 буде

$$v_3 = v_a - \frac{jt_3}{2}. \quad (3.84)$$

Початкові умови для розрахунку відстані на ділянці t_3 складуть

$$\begin{cases} \frac{dS}{dt} = v(t) = v_a - \frac{jt^2}{2t_3}; \\ S_3(0) = 0. \end{cases} \quad (3.85)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку відстані на третій ділянці зупинного шляху автомобіля у різний момент часу t

$$S(t) = v_a t - \frac{j_{ycm} t^3}{6t_3}. \quad (3.86)$$

Шлях гальмування на ділянці t_3 буде дорівнювати

$$S_3 = v_a t_3 - \frac{j_{ycm} t_3^2}{6}. \quad (3.87)$$

Початкові умови для розрахунку швидкості на ділянці t_4 наступні

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = j = \text{const}; \\ v_3(0) = v_a - \frac{jt_3}{2}. \end{cases} \quad (3.88)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку швидкості руху автомобіля на четвертій ділянці його зупинного шляху

$$\begin{cases} v_4(t) = -jt + C_3^v; \\ v_4(0) = v_3 = v_a - \frac{jt_3}{2} = C_3^v. \end{cases} \quad (3.89)$$

Звідки функція швидкості руху автомобіля на ділянці t_4 буде мати вигляд

$$v_4(t) = v_a - \frac{jt_3}{2} - jt. \quad (3.90)$$

Якщо записати вираження швидкості руху автомобіля (3.83) у кінцевий момент, коли ця швидкість буде рівняти 0, то одержимо вираження

$v_4 = 0 = v_a - \frac{jt_3}{2} - jt_4$, з якого визначимо час гальмування автомобіля t_4 , на останній ділянці зупинного шляху

$$t_4 = \frac{1}{j} \left(v_a - \frac{jt_3}{2} \right) = \frac{v_3}{j}. \quad (3.91)$$

Початковими умовами для розрахунку четвертої ділянки зупинного шляху будуть

$$\begin{cases} \frac{dS_4}{dt} = v_4(t) = v_a - \frac{jt_3}{2} - jt; \\ S_4(0) = 0. \end{cases} \quad (3.92)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку відстані на четвертій ділянці зупинного шляху автомобіля у різний момент часу t

$$S_4(t) = \left(v_a - \frac{jt_3}{2} \right) t - \frac{jt^2}{2}, \quad (3.93)$$

а зупинний шлях гальмування на четвертій ділянці буде рівнятися

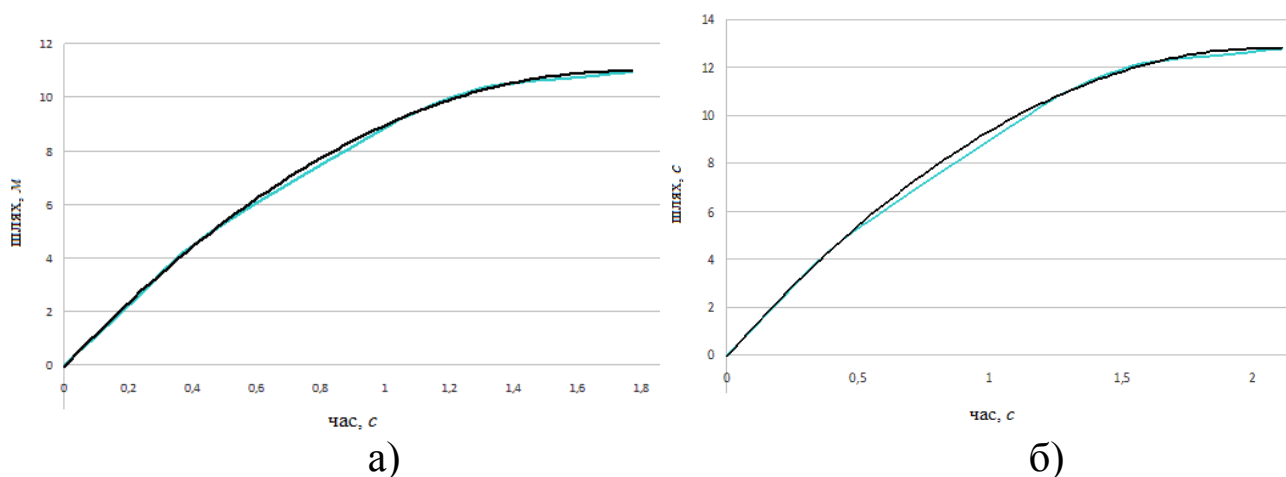
$$S_4(t_4) = \left(v_a - \frac{jt_3}{2} \right) t_4 - \frac{jt_4^2}{2} = \frac{v_3^2}{2j} = \frac{1}{2j} \left(v_a - \frac{jt_3}{2} \right)^2, \quad (3.94)$$

Так як зупинний шлях автомобіля S_0 буде складатися із суми ділянок $S_0 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4$, то з урахуванням виразів (3.67), (3.68), (3.81), (3.87), (3.94) отримаємо системи рівнянь відповідно для автомобілів, обладнаних АБС, та без АБС:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_0 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4; \\ S_1 + S_2 = v_a(t_1 + t_2); \\ S_3 = v_a t_3 - \frac{j_0 t_3^2}{6}; \\ S_4 = \frac{1}{2j} \left(v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \right)^2; \\ j = (0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda. \end{array} \right. , \quad (3.95)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S_0 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4; \\ S_1 + S_2 = v_a(t_1 + t_2); \\ S_3 = v_a t_3 - \frac{j_0 t_3^2}{6}; \\ S_4 = \frac{1}{2j} \left(v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \right)^2; \\ j = (0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda. \end{array} \right. \quad (3.96)$$

Дані системи рівнянь вигідно дозволяють отримати зміну довжини зупинного шляху за часом (рис. 3.14).



а – для автомобіля категорії М1, який обладнаний АБС; б – для автомобіля категорії М1, який має застарілу конструкцію гальм без АБС

Рисунок 3.14 – Зміна довжини зупинного шляху автомобіля за часом при початковій швидкості гальмування 40 км/год

Рішенням системи рівнянь (3.95) або (3.96), буде вираз

$$S_o = (t_1 + t_2)v_a + t_3v_a - \frac{j_{yсм}t_3^2}{6} + \frac{\left(v_a - \frac{j_{yсм}t_3}{2}\right)^2}{2j_{yсм}} = \quad (3.97)$$

$$= (t_1 + t_2)v_a + t_3v_a - \frac{jt_3^2}{6} + \frac{v_a^2}{2j} - \frac{v_at_3^2}{2} + \frac{jt_3^2}{8} = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{2j} - \frac{jt_3^2}{24}$$

Зробивши підстановку розробленої регресійної моделі (3.68) або (3.69) у вираз (3.97), отримаємо формулу для розрахунку зупинного шляху автомобіля з урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи:

– для легкових автомобілів, обладнаних АБС

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{2\left((0,5 + 9,5\varphi)\cos\lambda \pm \frac{g}{\delta_j}\sin\lambda\right)} - \frac{\left((0,5 + 9,5\varphi)\cos\lambda \pm \frac{g}{\delta_j}\sin\lambda\right)t_3^2}{24}, \quad (3.98)$$

– для автомобілів без АБС

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{2 \left((0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right)} - \frac{\left((0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right) t_3^2}{24}. \quad (3.99)$$

Якщо знехтувати останнім членом в отриманих виразах через його відносну малість, то рівняння для визначення зупинного шляху автомобіля набувають вигляду:

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{2 \left((0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right)}, \quad (3.100)$$

– для автомобілів без АБС

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{2 \left((0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right)}. \quad (3.101)$$

При відсутності нахилу дороги, коли $\cos \theta = 1$, $\sin \theta = 0$, формули для розрахунку зупинного шляху декілька спрощуються:

– для легкових автомобілів, обладнаних АБС

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{1 + 19\varphi}, \quad (3.102)$$

– для автомобілів без АБС

$$S_o = (t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{0,7 + 17\varphi}. \quad (3.103)$$

Гальмівний шлях, який не враховує час реакції водія, буде:
 – для легкових автомобілів, обладнаних АБС

$$S_T = (t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{1+19\varphi}, \quad (3.104)$$

– для автомобілів без АБС

$$S_T = (t_2 + \frac{t_3}{2})v_a + \frac{v_a^2}{0,7+17\varphi}. \quad (3.105)$$

Час зупинки ТЗ при екстремому гальмуванні буде дорівнювати:
 – для легкових автомобілів, обладнаних АБС

$$T_o = t_1 + t_2 + 0,458t_3 + \frac{v_a}{(0,5+9,5\varphi)\cos\lambda \pm \frac{g}{\delta_j}\sin\lambda}, \quad (3.106)$$

– для автомобілів без АБС

$$T_o = t_1 + t_2 + 0,458t_3 + \frac{v_a}{(0,35+8,5\varphi)\cos\lambda \pm \frac{g}{\delta_j}\sin\lambda}. \quad (3.107)$$

Таким чином, отримані розрахункові моделі (3.98)–(3.107), які вигідно дозволяють оцінити ефективність гальмування легкового автомобіля з обліком тенденції розвитку конструкції гальмівної системи – наявності чи відсутності АБС, при цьому враховуються не тільки кінематичні закони переміщення матеріального тіла, але і стохастична природа процесу гальмування автомобіля, що дозволяє покращити точність розрахунків в цілому.

3.4 Імітаційне моделювання автоматичного гальмування вантажних причепів при їх відриві від тягача

В автотехнічній експертизі дослідження ДТП є декілька складних задач, які і досі залишаються не вирішуваними. Одна з цих задач – це оцінка ефективності гальмування вантажних причепів з пневматичним гальмівним приводом при їх відриві від тягача. Таке ДТП трапляється не часто, але може мати тяжкі наслідки (рис. 3.15).



Рисунок 3.15 – ДТП внаслідок відриву вантажного причепа (напівпричепа)

В умовах експлуатації автопоїзда завжди існує ймовірність відриву причепа, у результаті чого повинно здійснюватися його автоматичне гальмування та зупинка. Ці вимоги міжнародних Правил №13 ЕЭК ООН можна вважати виконаними, якщо згідно пункту 5.2.1.18.4.2 при падінні тиску в живильному трубопроводі зі швидкістю не менш 1 бар/с (0,1 МПа/с), автоматичне гальмування причепа здійснюється не пізніше того моменту, коли тиск у живильному трубопроводі впаде до 2 барів (0,2 МПа). Слід помітити, що нормативні вимоги поширюються тільки на причепа категорії О₃, О₄ з пневматичним гальмовим приводом.

У пневматичному гальмовому приводі вантажного автопоїзда основним апаратом, що керує процесом гальмування, є повітророзподільний клапан (ПРК). Саме за командою ПРК здійснюється автоматичний процес гальмування. На причепах вітчизняного виробництва до автомобілів КрАЗ та МАЗ застосовуються ПРК Полтавського автоагрегатного заводу (рис. 3.16 а).

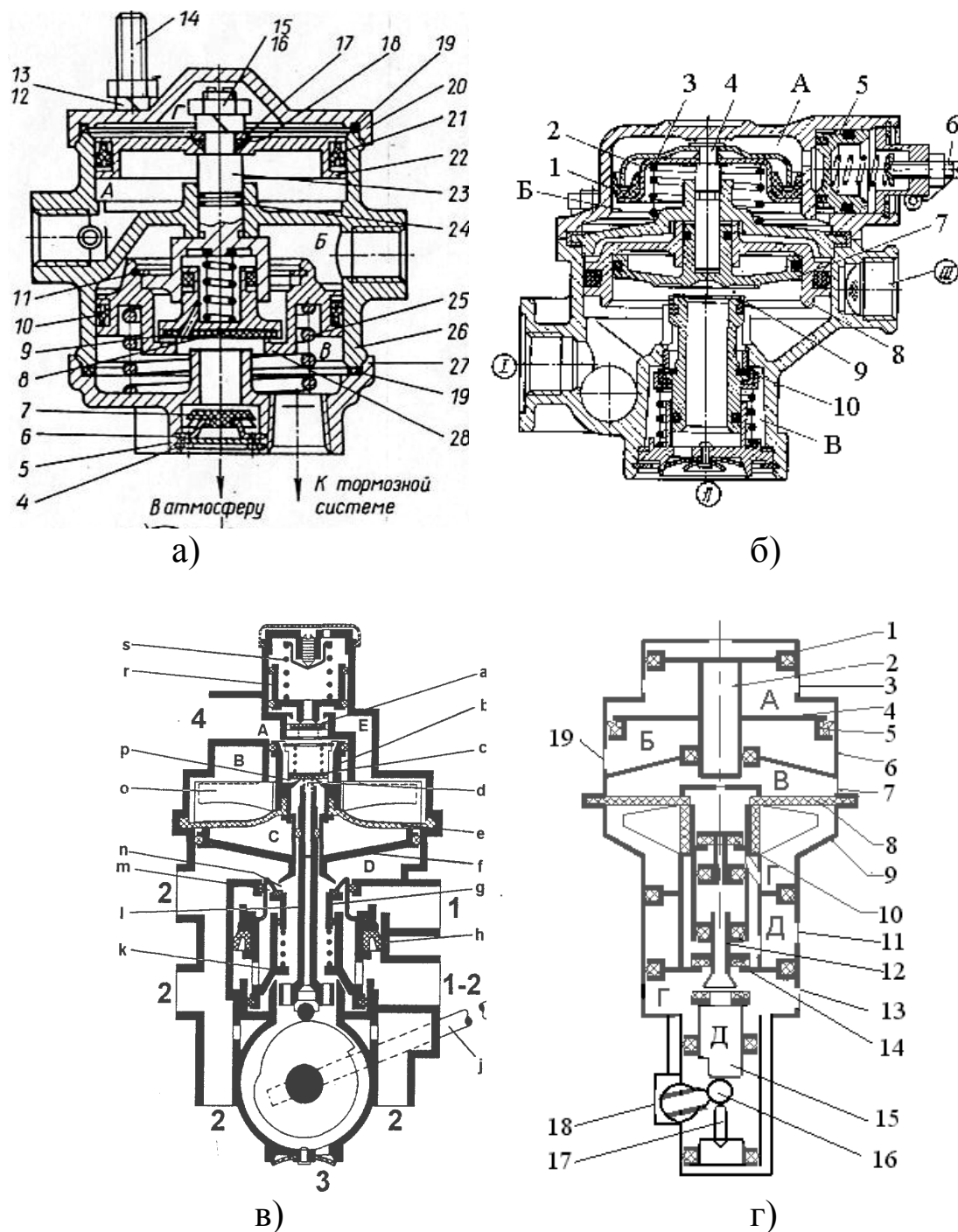
На причепах російського виробництва до автомобілів КамАЗ застосовується ПРК Рославльського автоагрегатного заводу (рис. 3.16 б), який забезпечує включення автоматичного гальмування причепа лише після того, як тиск у ресивері причепа упаде нижче $5,2 \cdot 10^5$ Па, що пов'язано з істотним запізнюванням за часом.

На закордонних моделях причепа, як правило, застосовується ПРК з функцією РТС фірми "WABCO" [316]. Аналогом цього апарату є розробка експериментального ПРК з функцією РТС Вовчанського автоагрегатного заводу. Ці апарати здійснюють автоматичне гальмування причепа після падіння тиску у з'єднуючій живильній магістралі до $2,7 \cdot 10^5$ Па (рис. 3.16 в).

Оцінити ефективність автоматичного гальмування причепа, у випадку його відриву від тягача, на практиці досить складно у зв'язку з тим, що відрив причепа пов'язаний з порушенням умов експлуатації або ДТП. Тому становить інтерес дослідження теоретичних та експериментальних напрямків, які б змогли дати відповідь на це складне запитання, тобто оцінити параметри ефективності гальмування – час спрацювання гальм, усталене сповільнення, гальмівний шлях причепа.

Для вирішення поставленого завдання пропонується розглянути процес автоматичного гальмування причепа через динамічну характеристику його гальмівного приводу. Така пропозиція базується на тому, що при відриві причепа від тягача відбувається розрив живильної та керуючої магістралей гальм між тягачем та причепом. А це означає, що, зробивши імітацію розриву живильної магістралі між причепом та тягачем,

можна порахувати динамічну характеристику процесу автоматичного гальмування причепа, а потім на підставі отриманих параметрів – часу спрацювання гальм та усталеного сповільнення порахувати зупинний шлях причепа, що відірвався.

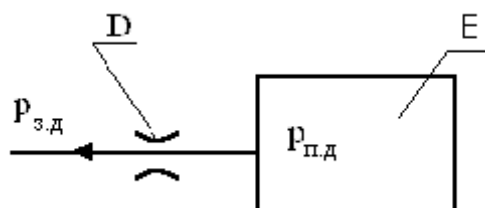


а) ПРК Полтавського автоагрегатного заводу; б) ПРК Рославльського автоагрегатного заводу; в) ПРК з функцією РТС фірми "WABCO"; г) Експериментальний ПРК з функцією РТС Вовчанського автоагрегатного заводу.

Рисунок 3.16 – Повітророзподільний клапан (ПРК)

Розрахунок динамічної характеристики спрацьовування пневматичного гальмівного приводу при розриві живильної магістралі потребує застосування законів витрати повітря у трубопроводах та ємностях. У пневматичних пристроях робочим тілом є стисле повітря, яке при моделюванні динамічних процесів розглядається як ідеальний газ, у якого відсутні сили зчеплення між молекулами, а самі молекули є матеріальними крапками, що не мають обсягу. Стан газу визначається трьома основними параметрами: абсолютним тиском p , обсягом V і температурою T . Передбачається, що перехідні процеси, що відбуваються в пневматичному гальмівному приводі, здійснюються при постійній температурі.

Динамічна модель пневматичного гальмівного приводу передбачає еквівалентну заміну різних по конструкції апаратів привода ідеалізованими елементами динамічного ланцюга [61–64]. Складні апарати, що представляють собою сукупність порожнин каналів і клапанів, у фізичній моделі замінюють еквівалентними ємностями й зосередженими опорами (рис. 3.17).



D – дросельний опір руху повітря; E – ємність

Рисунок 3.17 – Елементи фізичної моделі пневматичного гальмівного приводу

Миттєва масова витрата повітря через дросель буде дорівнювати [62]

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \mu \cdot f \cdot \vartheta_{kr} \cdot \frac{P_{п.д}}{R \cdot T} \cdot \varphi(\sigma), \quad (3.108)$$

де μ – поправочний коефіцієнт витрати повітря;
 f – площа поперечного перерізу каналу дроселя, m^2 ;
 ϑ_{kr} – критична швидкість плин повітря, m/s ;
 $P_{п.д}$ – тиск у резервуарі перед дроселем, звідки впливає повітря, Pa ;
 $\varphi(\sigma)$ – безрозмірна функція витрати;

R – газова постійна, для повітря $R=287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$;

T – абсолютна температура робочого тіла, К .

Критична швидкість визначається з вираження $\vartheta_{\text{кр}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$, де k – показник адіабати, рівний $k=1.4$ [24, 29–32].

Функція витрати $\varphi(\sigma)$ являє собою закон зміни масової витрати повітря через пневмоопір залежно від зміни безрозмірного тиску σ , яке визначається відношенням тиску в порожнині за дроселем $p_{\text{зд}}$, у яку надходить повітря, до тиску повітря перед дроселем $p_{\text{пд}}$, звідки впливає повітря, $\sigma=p_{\text{зд}}/p_{\text{пд}}$ [29].

Функція витрати $\varphi(\sigma)$ також залежить від функції $u(\sigma)$ швидкості струменя у вихідному перетині каналу $\varphi(\sigma) = \sigma^{\frac{1}{k}} \cdot u(\sigma)$. Більша складність термодинамічних процесів у пристроях пневмоприводів є причиною того, що дотепер теоретично не отримана газодинамічна функція витрати $\varphi(\sigma)$ реальних пневмоопорів. Тому в цей час у динамічних розрахунках використовуються різні спрощені емпіричні залежності або розхідні функції, отримані для геометричного сопла з рядом довільних допущень [29, 117].

Залежно від співвідношення тисків у функції витрати при розгляді перехідних процесів у динамічних моделях розрізняють надкритичний плин газів при $\sigma \leq 0,528$ і докритичний плин газів при $\sigma > 0,528$ [29–31].

Функція витрати $\varphi(\sigma)$ через геометричне сопло для адіабатичного процесу згідно з формулою Сен-Венана й Ванцеля, рівняється відповідно для докритичного й надкритичного режимів плину газу [117]:

$$\varphi(\sigma_{\text{д}}) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}; \quad \varphi(\sigma_{\text{н}}) = 0,579 \quad (3.109)$$

Згідно з експериментами Ф.Е. Санвилла, критичний режим плину газу в реальних клапанах і трубопроводах може досягатися при співвідношеннях тисків у функції витрати $\varphi(\sigma)$ значно менше 0,5, або зовсім не досягатися. З обліком цього Ф.Е. Санвилл запропонував для розрахунків емпіричну розхідну функцію [62, 117]:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma - \sigma_{\text{кр}}}{1 - \sigma_{\text{кр}}} \right)^2}, \quad (3.110)$$

де $\sigma_{\text{кр}}$ – експериментальне критичне співвідношення тисків.

Функція, крім наявності двох режимів плинущу газу, передбачає проведення попереднього експерименту для визначення $\sigma_{кр}$ і поправочного коефіцієнта μ .

Розбивка перехідного процесу на два режими плинущу газу й відповідно використанню двох видів рівнянь приводить до ускладнення математичної моделі. З метою спрощення математичної моделі в роботі Е.В. Герц [29] запропонована функція витрати газу, яка передбачає в розрахунках один режим плинущу газу:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2k(\xi - \ln \sigma)}}, \quad (3.111)$$

де ξ – коефіцієнт опору трубопроводу.

Функція не має аналітичного розв'язання й донедавна не знаходила широкого поширення в практичних розрахунках. При розрахунках найпростіших ланок гальмової системи використовували лінійну функцію витрати $\varphi(\sigma) = \alpha - \sigma$, де α – коефіцієнт апроксимації, рівний 1,5 [9].

У практиці розрахунків пневматичних гальмових приводів досить часто використовується спрощена гіперболічна функція витрати, отримана Н. Ф. Метлюк і В. П. Автушко [62]:

$$\varphi(\sigma) = A \cdot \frac{1 - \sigma}{B - \sigma} = A \cdot \frac{p_{п.д} - p_{з.д}}{B \cdot p_{п.д} - p_{з.д}}, \quad (3.112)$$

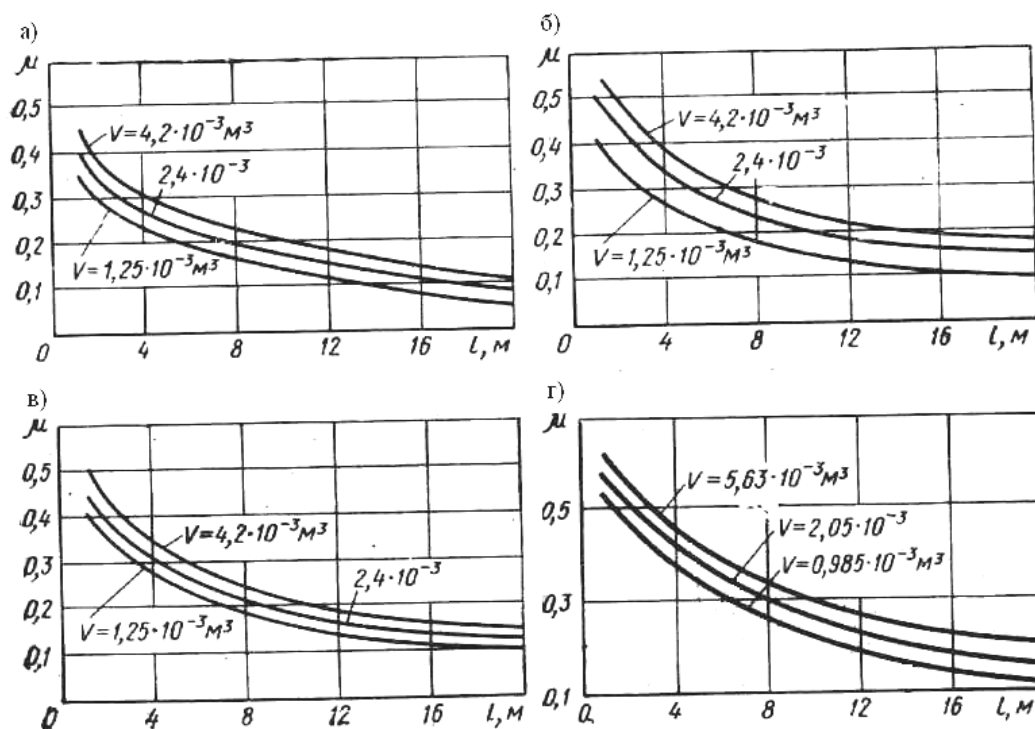
де A, B – коефіцієнти горизонтальної й вертикальної асимптот гіперболи, $A=0,654$, $B=1,13$.

Гіперболічна функція дозволяє одержати аналітичний розв'язок диференціального рівняння (3.108) миттєвої витрати повітря через дросельний опір

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \mu \cdot f \cdot \vartheta_{кр} \cdot \frac{p_{п.д}}{R \cdot T} \cdot A \cdot \frac{p_{п.д} - p_{з.д}}{B \cdot p_{п.д} - p_{з.д}}. \quad (3.113)$$

Невідповідність емпіричних функцій витрати дійсним термодинамічним процесам, що відбуваються в пневмоприводі, компенсується поправочним коефіцієнтом витрати μ , який визначається експериментальним шляхом для кожного конкретного дросельного опору. Точність динамічного розрахунку пневмоприводу визначається не стільки видом викорис-

товуваної функції витрати, скільки точністю визначення коефіцієнта витрати μ . У роботі [62, 63] для функції витрати (3.113) експериментальним шляхом установлені основні залежності коефіцієнта витрати μ від довжини й діаметра трубопроводу й обсягу ємності, які найбільше часто використовуються в конструкції пневматичного гальмівного приводу автомобілів і причепів (рис. 3.18).



а) діаметр трубопроводу 6 мм; б) діаметр трубопроводу 8 мм; в) діаметр трубопроводу 13 мм; г) діаметр трубопроводу 12 мм.

Рисунок 3.18 – Діаграма для визначення коефіцієнта витрати μ трубопроводів із різним внутрішнім діаметром

Оскільки автомобільний пневматичний гальмівний привід є відносно швидкодіючим, час його спрацьовування менш 0,6 с, то теплообміном між повітрям у приводі й навколишнім середовищем у перехідному процесі зневажають, і рівняння стану повітря в ємності з обсягом V записується в такий спосіб [62]

$$k \cdot R \cdot T \cdot dm = k \cdot p \cdot dV + V \cdot dp. \quad (3.114)$$

Вираження (3.114) після перетворення приймає вид

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_E = \frac{p}{R \cdot T} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{V}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (3.115)$$

Для динамічної ланки з постійною ємністю це вираження перетворюється до виду

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_E = \frac{V}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (3.116)$$

Розв'язок рівняння стану газу в ємності (3.116) разом з рівнянням витрати газу через дросель (3.108) дає можливість одержати диференціальне рівняння перехідного процесу ДЕ- ланки для наповнення й спорожнювання ємності з постійним обсягом з урахуванням гіперболічної функції витрати (3.112):

для наповнення

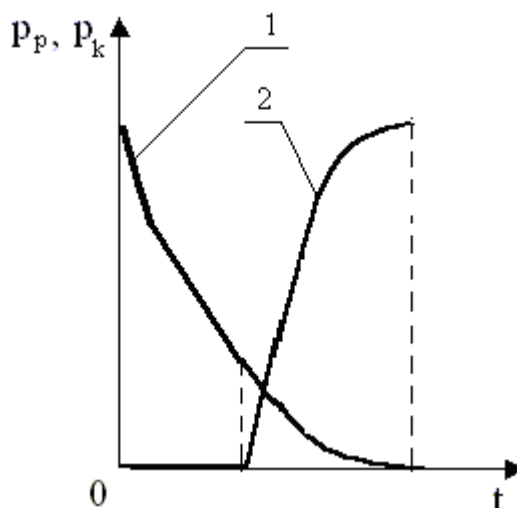
$$\frac{dp_{з.д}}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot \vartheta_{кр} \cdot p_{п.д}}{V} \cdot A \cdot \frac{p_{п.д} - p_{з.д}}{B \cdot p_{п.д} - p_{з.д}}, \quad (3.117)$$

для спорожнювання

$$\frac{dp_{п.д}}{dt} = - \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot \vartheta_{кр} \cdot p_{п.д}}{V} \cdot A \cdot \frac{p_{п.д} - p_{з.д}}{B \cdot p_{п.д} - p_{з.д}}. \quad (3.118)$$

Динамічну характеристику пневматичного гальмівного приводу причепа при спрацьовуванні автоматичного гальмування можна розділити на дві ділянки (рис. 3.19).

Перша ділянка відповідає спорожнюванню живильної магістралі при падінні тиску в живильному трубопроводі зі швидкістю не менш 1 бар/с (0,1 МПа/с). Друга ділянка – починається з включення механізму автоматичного гальмування ПРК не пізніше того моменту, коли тиск у живильному трубопроводі впаде до 2 барів (0,2 МПа) та супроводжується наповненням стислим повітрям гальмівних камер.



p_p — тиск у живильній магістралі; p_k — тиск у гальмових камерах; 1 — падіння тиску у живильній магістралі; 2 — наростання тиску у гальмівних камерах

Рисунок 3.19 — Динамічна характеристика пневматичного гальмівного приводу причепа при спрацюванні автоматичного гальмування

Диференціальні рівняння, що описують динамічну характеристику пневматичного гальмівного приводу на підставі функції витрати ідеального газу, можна записати, як:

— на першій ділянці спорожнення

$$\frac{dp_p}{dt} = - \frac{k \cdot \mu_a \cdot f_a \cdot \vartheta_{kr} \cdot p_p}{V} \cdot A \cdot \frac{p_p - p_a}{B \cdot p_p - p_a}; \quad (3.119)$$

— на другій ділянці наповнення

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot \vartheta_{kr} \cdot p_r}{V_2} \left(\frac{\mu_1 \cdot f_1 \cdot \mu_2 \cdot f_2}{\sqrt{(\mu_1 \cdot f_1)^2 + (\mu_2 \cdot f_2)^2}} \right) \cdot A \cdot \frac{p_r - p_2}{B \cdot p_r - p_2}, \quad (3.120)$$

де μ_a, μ_1, μ_2 — поправочні коефіцієнти витрати повітря через дроселі;

f_a, f_1, f_2 — площі поперечних переріз каналів дроселів;

v_{kr} — критична швидкість повітря;

k — показник адіабати, $k=1,4$;

V, V_0 — обсяги ємності, що спорожнюється;

p_a — атмосферний тиск повітря;

A — коефіцієнт, $A=0,654$;

B – коефіцієнт, $B=1,13$;

p_{pd} – величина тиску повітря в живильній магістралі, що відповідає початку руху механізму автоматичного гальмування;

p_2 – тиск повітря в гальмових камерах;

V_2 – обсяг наповнюваної ємності;

p_r – тиск стиснутого повітря в ресивері;

p_p – тиск стиснутого повітря в живильній магістралі.

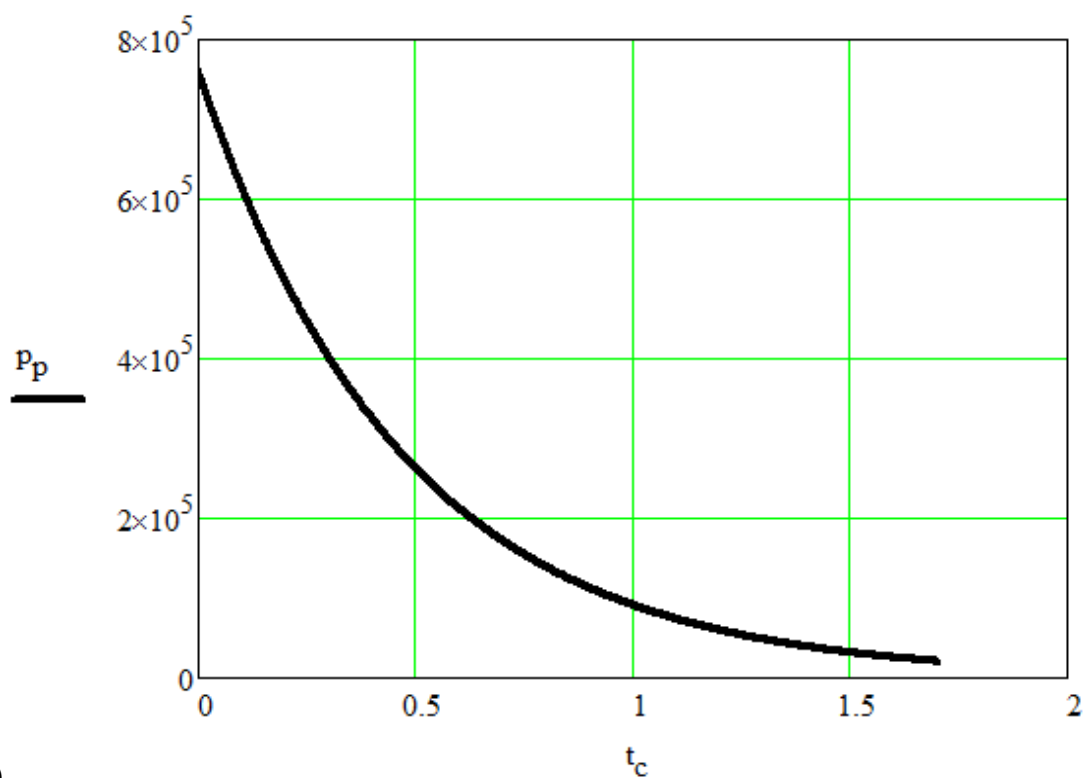
При складанні математичної моделі (3.119), (3.120) прийняті **наступні** допущення:

- **тиск** повітря в ресиверах не **змінюється** за час перехідного процесу;
- температура повітря в ємностях і трубопроводах не **змінюється** за час перехідного процесу;
- **об'єм гальмових** камер постійний **унаслідок** високої приведені жорсткості **гальмівних** механізмів;
- пневмоопір трубопроводів **вважається** зосередженим;
- пневмоклапан ПРК **відкривається** практично миттєво і має постійний опір руху повітря.

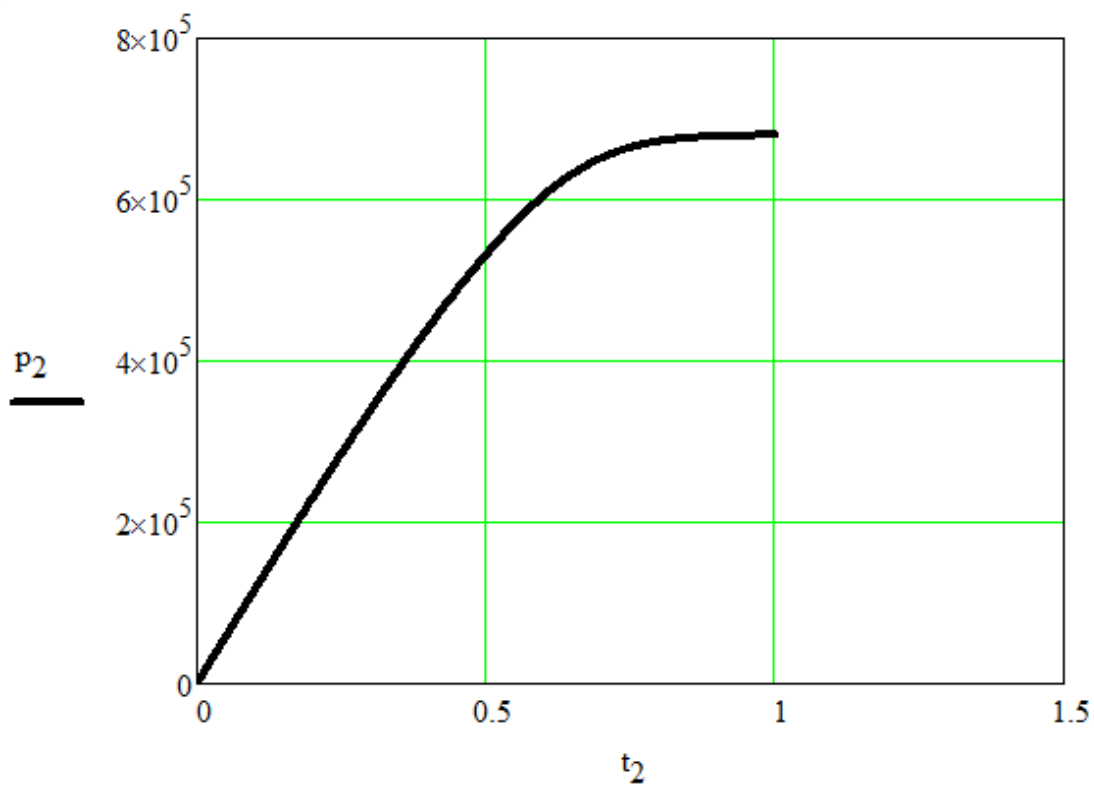
Математичні моделі було вирішено за допомогою чисельного методу Рунге–Кута в програмному середовищі Mathlab. Результати розрахунків представлено у вигляді графіків кожної ділянки окремо (рис. 3.20) (додаток П).

Таким чином, складена математична модель динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу причепа, яка дозволила оцінити час спрацьовування гальмівної системи у випадку розриву живильної магістралі (відриву причепа від тягача). Цей час дорівнює 1,1 с, з яких 0,4 с – це час запізнювання спрацьовування гальм, 0,7 с – це час наростання тиску повітря у гальмівних камерах причепа.

Щоб перевірити запропоновану математичну модель динаміки спрацьовування гальмівної системи причепа, при його відриві від тягача, були проведені експериментальні дослідження, які імітують розрив живильної магістралі між тягачем та причепом. Експеримент проводився на автопоїзді в складі автомобіля – тягача КамАЗ–5410 та напівпричепа моделі 9370 (рис. 3.21).



а)



б)

а) спорожнення живильної магістралі між тягачем та причепом; б) наповнення гальмівних камер.

Рисунок 3.20 – Динамічна характеристика пневматичного гальмівного приводу причепа у режимі його автоматичного гальмування



Рисунок 3.21 – Автопоїзд у складі тягача КамАЗ–5410 та напівпричепу моделі 9370, на яких проводився імітаційний експеримент

Для визначення експериментальної динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу причепа, у випадку його розриву з гальмовою системою тягача, використовувалося спеціальне устаткування відповідно до ОСТ 37.001.067–86. Розрив живильної магістралі напівпричепа імітувався за допомогою електромагнітного клапана «Bosch»–1824210104 (3.21 а). Величина тиску на виході з живильної магістралі й у гальмових камерах фіксувалася датчиками тиску МП–22518 (рис. 3.22 б) і записувалася осцилографом А–71.4М. Тиск подачі повітря в живильну магістраль і ресивер напівпричепа визначався за допомогою манометрів класу 0,6 з межею виміру від $1 \cdot 10^5$ до $10 \cdot 10^5$ Па. Темп спорожнювання живильної магістралі в атмосферу регулювався за допомогою дросельного крана ГА–171/1В.



а)

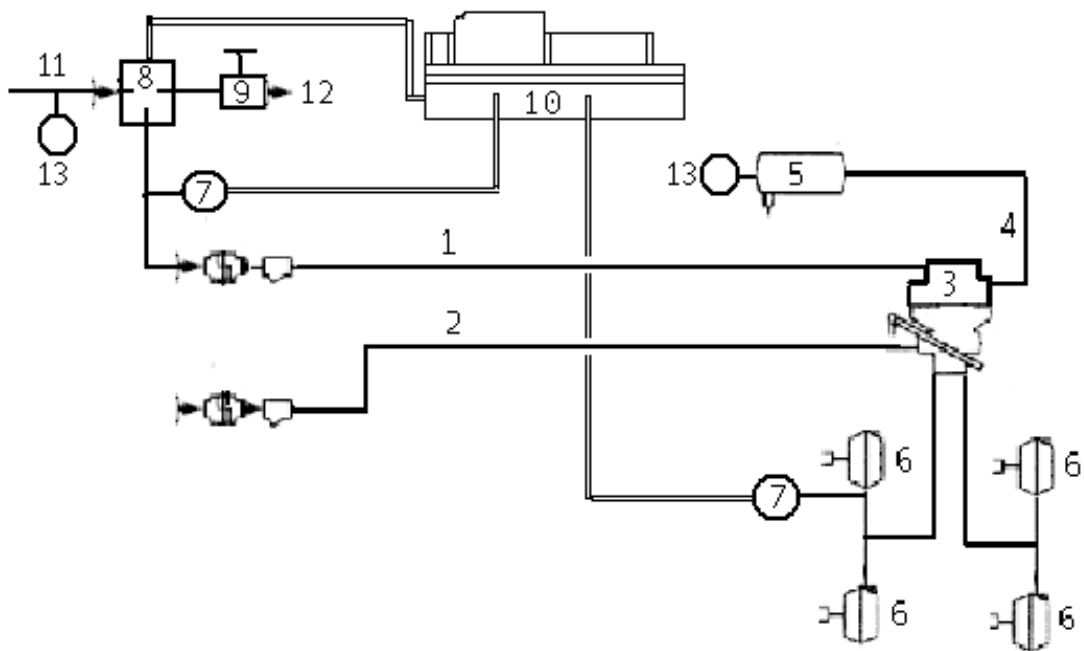


б)

а) пристрої, які імітували розрив живильної магістралі; в) підключення електромагнітного клапана до гальмівної камери

Рисунок 3.22 – Імітаційний експеримент з розриву живильної магістралі між тягачем та причепом

Вимірювальне обладнання підключалося до пневматичного гальмівного приводу причепа за спеціальною схемою (рис. 3.23).

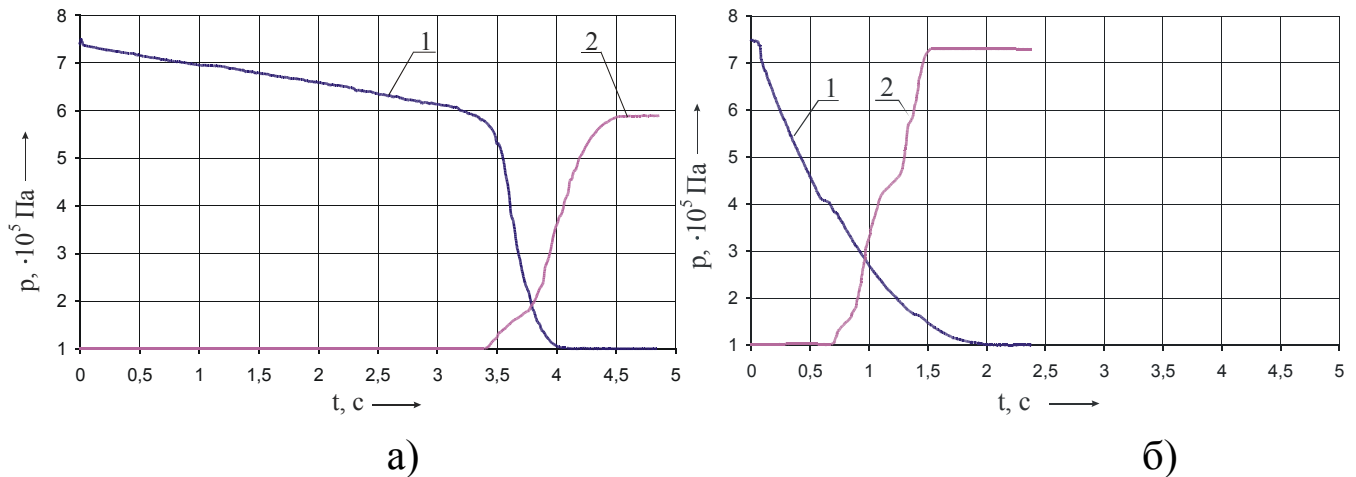


1 – живильна магістраль; 2 – керуюча магістраль; 3 – ПРК; 4 – магістраль ресивера; 5 – ресивер; 6 – гальмові камери; 7 – датчики тиску; 8 – електропневмоклапан; 9 – дросельний кран; 10 – осцилограф; 11 – вхід у живильну магістраль; 12 – вихід в атмосферу; 13 – манометри

Рисунок 3.23 – Схема підключення вимірювального обладнання до гальмової системи причепа

Результати випробувань з різними моделями ПРК представлені на осцилограмах (рис. 3.24). Порівняльний аналіз отриманих осцилограм дозволяє наочно оцінити динамічну характеристику спрацьовування гальм причепа у випадку розриву живильної магістралі. Характерною рисою динамічної характеристики пневматичного гальмівного приводу з ПРК Рославльського автоагрегатного заводу є затримка спрацьовування автоматичного гальмування причепа поки тиск в живильній магістралі не впаде до значення $5 \cdot 10^5$ Па (лінія 1), що викликає затримку 3,5 секунди до початку підвищення тиску в гальмових камерах (лінія 2) (рис. 3.24 а).

Застосування експериментального ПРК з функцією РГС Вовчанського автоагрегатного заводу, який працює за характеристикою, близькою до сучасного ПРК з функцією РТС фірми "WABCO", дозволяє суттєво скоротити час запізнювання спрацьовування автоматичного гальмування причепа до 0,7 с (рис. 3.24 б). Це сприяє в цілому скороченню часу спрацьовування гальм від моменту розриву живильної магістралі до моменту досягнення усталеного тиску в гальмових камерах причепа з 4,5 до 1,5 с.



а) з ПРК Рославльського автоагрегатного заводу; б) з експериментальним ПРК Вовчанського автоагрегатного заводу

Рисунок 3.24 – Динамічна характеристика пневматичного гальмівного приводу причепа при розриві живильної магістралі

На підставі виконаних теоретичних та експериментальних імітаційних досліджень вперше отримана оцінка ефективності автоматичного гальмування причепа при відриві його від тягача (табл. 3.16).

Таблиця 3.16 – Розрахунок гальмівного шляху причепа, що відірвався

Параметри гальмування	Прицеп з застарілою конструкцією гальмівного приводу	Прицеп з сучасним гальмівним приводом
v_0 – початкова швидкість, км/год	60	60
φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою	0,7	0,7
k_e – поправочний коефіцієнт ефективності гальмування	1,56	1,56
t_2 – час запізнювання спрацювання автоматичного гальмування причепа, с	3,4	0,7 (0,6)*
t_3 – час наростання тиску у гальмівних камерах, с	1,1	1,1 (0,8)*
j – усталене сповільнення, м/с ²	4,4	4,4
S_T – гальмівний шлях, м	97,3	52,3(48,2)*

(*) – у дужках надані значення, які отримані за розрахунковими моделями (3.119), (3.120) (див. рис. 3.20), а перед ними – значення, що отримані згідно експериментальним даним (див. рис. 3.24)

Усталене сповільнення причепа та його гальмівний шлях розраховані відповідно за формулами (3.35), (3.97) на підставі інтервалів часу t_2, t_3 ,

які були отримані з динамічної характеристики спрацьовування гальмівного приводу причепа при імітації розриву живильної магістралі між тягачем та причепом (див. рис. 3.24).

Для практики автотехнічної експертизи також представляє інтерес вирішення зворотної задачі – коли за відомою довжиною зупинного шляху причепа, що відірвався, треба визначити швидкість автопоїзда. Для цього, на підставі розрахунків за запропонованим вище методом, необхідно скласти більш ретельну таблицю залежності довжини зупинного шляху причепа, що відірвався, від початкової швидкості автопоїзду, наприклад, з інтервалом через кожні 10 км/год.

Таким чином, завдяки застосуванню теоретичних та експериментальних методів, вперше створено імітаційну модель процесу автоматичного гальмування причепа при відриву його від тягача. Ця модель дозволяє оцінити ефективність гальмування причепа та порахувати час спрацьовування гальм, усталене сповільнення та зупинний шлях причепа, що відірвався. Завдяки отриманим результатам дослідження з'являється можливість більш ретельно та точно дослідити механізм ДТП у випадку відриву причепа від тягача та оцінити ефективність автоматичного гальмування причепа на різних швидкостях руху, або вирішити зворотну задачу – за результатами довжини зупинного шляху причепа, що відірвався, встановити швидкість руху автопоїзду у момент відриву причепа.

Висновки за розділом

1. На основі критичного аналізу зібраної вихідної інформації сформульована провідна наукова гіпотеза даної роботи, яка полягає у тому, що оцінку ефективності гальмування автомобіля треба розглядати не тільки як детерміновану функцію, але і як стохастичний процес шляхом розробки імовірнісних та регресійних моделей, які б враховували крім основних впливових факторів і тенденцією розвитку конструкції гальмівної системи та нестабільність її роботи. Статистична (нульова) гіпотеза створення розрахункового методу полягає в тому, що динаміка гальмування автомобіля певної категорії, з певною гальмівною системою повинна підпорядковуватись одному з відомих законів розподілу.

2. Динаміка руху автомобіля, сили та моменти, що діють на автомобіль при гальмуванні, традиційно визначаються розрахунковим шляхом за допомогою детермінованих функцій. Однак, при оцінці руху конкрет-

ного транспортного засобу в певних умовах експлуатації, наприклад, при виконанні автотехнічної експертизи ДТП, розрахунковий спосіб може дати значну похибку. Це пов'язано з тим, що процес гальмування ТЗ має стохастичну природу, тому оцінювати цей процес за допомогою тільки детермінованих моделей не завжди коректно і пов'язано з виникненням неконтрольованої похибки методу розрахунку. Рішенням цієї проблеми могло б бути встановлення додаткових регресійних залежностей між динамікою гальмування автомобіля та коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою, з урахуванням тенденції розвитку гальмівних систем, що більш відповідало б стохастичній природі досліджуємого процесу.

3. Отримані вираження нормального закону розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля і доведено, що немає підстави відкидати гіпотезу про нормальний розподіл цієї випадкової величини з імовірністю зробити помилку першого роду $\alpha = 0,05$, тобто в 5 випадках зі ста.

4. Розроблені математичні моделі регресії, що встановлюють залежність випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою. Той факт, що середньоквадратична помилка між теоретичною та статистичною функціями регресії мала і складає $\sigma = 0,36\text{--}0,43 \text{ м/с}^2$, а коефіцієнт кореляції високий $r = 0,98$, вказує на встановлений тісний зв'язок між випадковими величинами, який добре відбиває реальність процесу гальмування.

5. Опираючись на стохастичну природу процесу гальмування автомобіля, розроблено розрахунковий метод оцінки ефективності гальмування, який вперше на відміну від відомих методів враховує вплив на цю ефективність дії АБС, яка покращує ефективність гальмування легкового автомобіля на 15%.

6. Вперше створено імітаційну модель процесу автоматичного гальмування причепа при відриву його від тягача. Ця модель дозволяє оцінити ефективність гальмування причепа та порахувати час спрацьовування гальм, усталене сповільнення та зупинний шлях причепа, що відірвався. Завдяки отриманим результатам дослідження з'являється можливість більш ретельно та точно дослідити механізм ДТП, у випадку відриву причепа від тягача, та оцінити ефективність автоматичного гальмування причепа на різних швидкостях руху, або вирішити зворотну задачу – за результатами довжини зупинного шляху причепа, що відірвався, встановити швидкість руху автопоїзду у момент відриву причепа.

Розділ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ НАЇЗДУ НА ПІШОХОДА З ВИЗНАЧЕННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

4.1 Сучасна проблематика дослідження механізму наїзду на пішохода

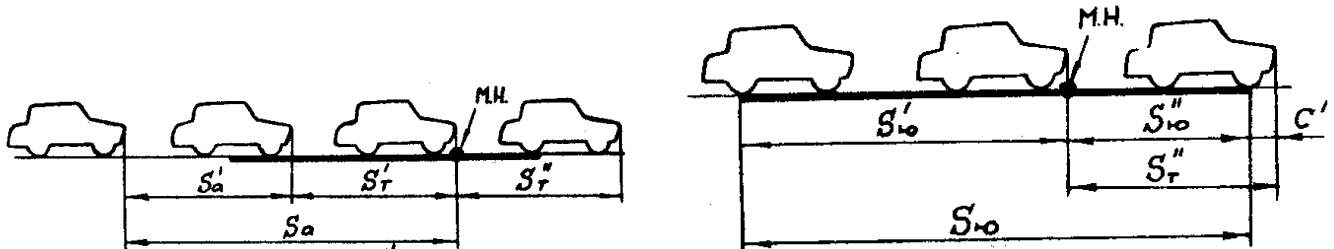
Найбільш розповсюдженим та травматичним видом ДТП є наїзд на пішохода. На його долю припадає близько 40% всіх ДТП. За даними ВОЗ половина загиблих в ДТП, в Україні є саме пішоходи, а це близько 4,5 тис. щорічно [77].

При виникненні небезпеки для руху, коли смугу руху транспортного засобу перетинає який-небудь об'єкт, наприклад, інший ТЗ або пішохід, правила дозволяють водію використовувати тільки гальмування. У разі виникнення перешкоди для руху, коли об'єкт нерухомий або рухається в попутному напрямі, правила дозволяють водію в рівній мірі використовувати як гальмування, так і маневр. Наприклад, водій для запобігання наїзду на пішохода, що рухається по смузі руху даного автомобіля в зустрічному чи попутному напрямі, або є нерухомим, може застосувати як гальмування, так і маневр. Тобто для запобігання ДТП водію в більшості випадків Правилами дозволяється застосовувати тільки гальмування і лише в деяких, менш небезпечних випадках, водію дозволено поряд з гальмуванням застосовувати маневр. Тому більшість автотехнічних експертиз пов'язано саме з оцінкою ефективності гальмування ТЗ при дослідженні наїзду на пішохода.

Діюча в Україні методика дослідження наїзду на пішохода цілком залежить від довжини слідів юзу, що залишаються при екстреному гальмуванні автомобіля. Ця довжина слідів юзу входить в усі розрахункові формули механізму наїзду на пішохода (табл. 4.1).

Таким чином, одним з основних завдань удосконалення розрахункового методу дослідження наїзду на пішохода є втілення у методику розрахунку оцінки ефективності гальмування сучасного ТЗ, обладнаного АБС, який не залишає слідів юзу на дорожньому покритті при екстреному гальмуванні.

Таблиця 4.1 – Експертні розрахункові формули механізму наїзду на пішохода [266]

Основні параметри механізму ДТП	Розрахункова формула
Швидкість руху ТЗ	$V_a = 1,8 \cdot t_3 j_3 + \sqrt{26 \cdot S'_{ю} j_3 + V_y^2}$
Швидкість руху ТЗ у момент наїзду на пішохода при блокуючому ударі (при незначному відхиленні напрямку відкидання тіла від напрямку руху ТЗ)	$V_y = \frac{G_a + G_n}{G_a} \sqrt{26 \cdot S''_{ю} j_3}$ G_a – маса ТЗ, кг; G_n – маса пішохода, кг;
Швидкість руху ТЗ у момент наїзду на пішохода	$V_n = \sqrt{26 \cdot j_3 S''_m}$
Відстань від ТЗ до місця наїзду у момент виникнення небезпеки	$S_a = \frac{S_n}{V_n} V_a - \left[\sqrt{\frac{V_a^2}{26 \cdot j_3}} - \sqrt{S''_m} \right]^2$
Умова запобігти наїзду на пішохода	$S_a - S_o > \left\{ T - \frac{(S_a - S'_m) \cdot 3,6}{V_a} + \sqrt{\frac{2 \cdot S''_m}{j_3}} \right\} \frac{V_n}{3,6}$
	

4.2 Основні етапи розрахунку механізму наїзду на пішохода

При дослідженні ДТП пішоходом називається будь-яка особа, що знаходиться на дорозі зовні автомобіля. Наїздом автомобіля на пішохода вважається ДТП, у процесі якої автомобіль наїхав фронтальною частиною на пішохода або пішохід наткнувся на бічну сторону проїжджаючого повз автомобіля. При цьому можна виділити ряд характерних особливостей, які впливатимуть на вибір тих або інших методик розрахунку, а саме:

- умови видимості;
- умови оглядовості;
- режим руху автомобіля – рівномірний (без гальмування) чи уповільнений (з гальмуванням);

- напрямок руху пішохода (поперек, попутно, назустріч автомобілю);
- тип удару (фронтальний чи боковий).

При вирішенні задач автотехнічної експертизи зручно пов'язувати напрямок руху пішохода з кутом наїзду на нього. Кут наїзду на пішохода α – це кут між траєкторіями руху автомобіля й пішохода. При розрахунках традиційно кут наїзду відкладають від траєкторії руху автомобіля проти годинникової стрілки до лінії руху пішохода. Залежно від напрямку руху пішохода розрізняють наступні кути наїзду (рис. 4.1): попутний наїзд ($\alpha = 0^\circ$); стрічний наїзд ($\alpha = 180^\circ$); косий попутний наїзд ($0 < \alpha < 90^\circ$, $270 < \alpha < 360^\circ$); косий стрічний наїзд ($90 < \alpha < 180^\circ$, $180 < \alpha < 270^\circ$); поперечний наїзд ($\alpha = 90^\circ$, $\alpha = 270^\circ$).

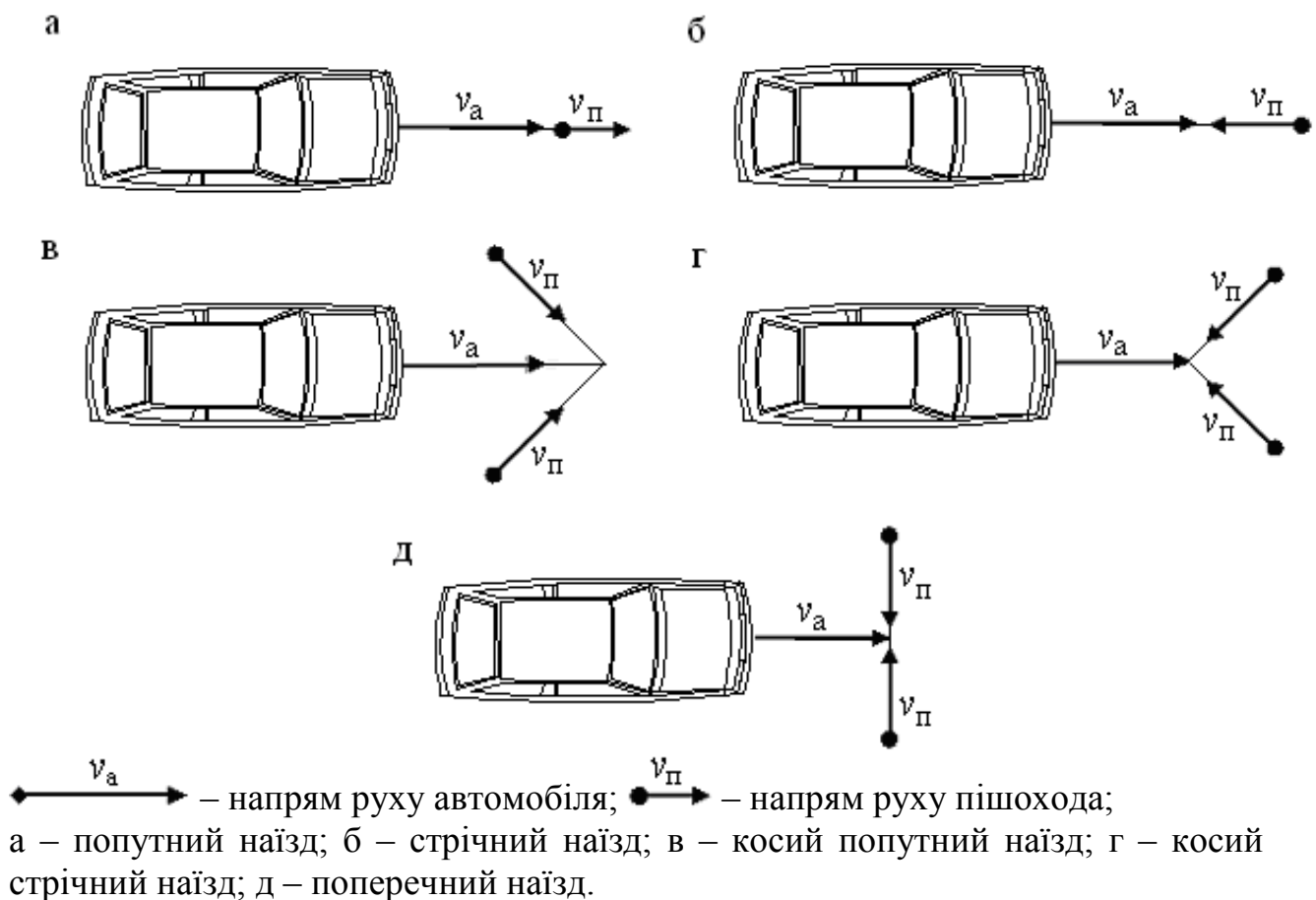
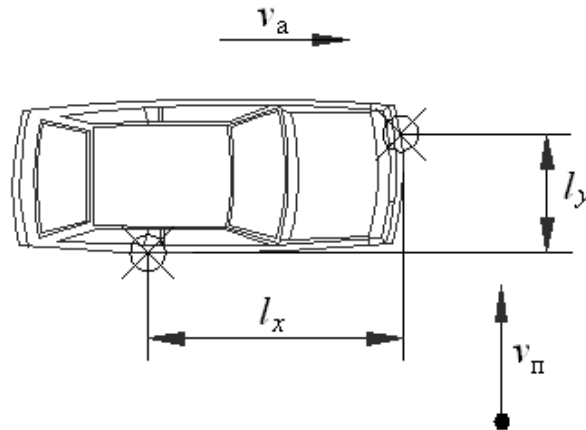


Рисунок 4.1 – Кути наїзду на пішохода

За розташуванням місця удару на автомобілі виділяють фронтальний і бічний наїзд. Координата удару вимірюється від переднього кута автомобіля з боку руху пішохода (рис. 4.2).



l_y – для фронтального наїзду; l_x – для бічного наїзду

Рисунок 4.2 – Координата місця удару на автомобілі

Найбільш часто зустрічаються пригоди з фронтальним наїздом на пішохода. Різновидом фронтального наїзду можна вважати удар, нанесений пішоходу задньою частиною автомобіля, при його русі назад.

Для проведення досліджень ДТП, пов'язаних з наїздом автомобіля на пішохода, експерту необхідно знати темп руху пішохода, щоб далі можна було встановити його швидкість руху. Розрізняють такі темпи руху пішохода: повільний крок; спокійний крок; швидкий крок; спокійний біг; швидкий біг.

Швидкість руху пішохода може бути встановлена двома способами – на підставі систематизованих середньостатистичних даних руху пішохода або шляхом слідчого експерименту. Найчастіше швидкість пішохода встановлюється експертом з використанням систематизованих середньостатистичних даних (табл. 4.2) [266]. При цьому враховується темп руху пішохода, його стать і вік. Наприклад, середньостатистична швидкість пішохода чоловіка у віці 35 років при повільному темпі руху складає 3,9 км/год, при спокійному темпі – 5,7 км/год, а при швидкому темпі – 6,8 км/год.

У практиці експертного дослідження наїзду автомобіля на пішохода робиться припущення, що пішохід з моменту виникнення небезпеки рухається прямолінійно й рівномірно. Це допущення ґрунтується на тому, що в разі виникнення небезпечної обстановки водію не слід розраховувати, що пішохід в останню мить змінить характер своїх дій. Відповідно, якщо з моменту виникнення небезпеки для водія пішохід змінював темп або напрям свого руху, всі подальші розрахунки можуть проводитись за умов, що пішохід не змінював швидкість і напрям руху.

Таблиця 4.2 – Швидкість руху пішохода [266]

Вік, Категорія	Стать	Повіль- ний крок, км/год	Спокій- ний крок, км/год	Швидкий крок, км/год	Спокійний біг, км/год	Швидкий біг, км/год
7–8 років	Ч	3,1	4,4	5,9	8,5	12,2
	Ж	2,9	4,9	5,3	8,0	11,8
8–10 років	Ч	3,4	4,6	6,0	8,9	12,7
	Ж	3,0	4,3	5,5	8,4	12,5
10–12 ро- ків	Ч	3,7	4,9	6,2	9,3	13,8
	Ж	3,3	4,8	5,8	8,8	13,4
12–15 ро- ків	Ч	3,8	5,2	6,5	10,0	14,6
	Ж	3,6	5,0	6,1	9,5	14,1
15–20 ро- ків	Ч	3,9	5,4	6,8	10,3	16,3
	Ж	3,7	5,2	6,3	10,0	14,9
20–30 ро- ків	Ч	4,2	5,7	6,9	11,0	16,7
	Ж	4,1	5,3	6,6	10,6	15,3
30–40 ро- ків	Ч	3,9	5,7	6,8	10,6	15,5
	Ж	3,8	5,2	6,5	9,8	14,1
40–50 ро- ків	Ч	3,8	5,9	6,6	9,6	14,3
	Ж	3,6	4,9	6,1	8,9	12,7
50–60 ро- ків	Ч	3,4	4,8	6,0	8,6	12,5
	Ж	3,3	4,5	5,6	7,9	11,2
60–70 ро- ків	Ч	3,0	3,9	5,1	7,0	10,5
	Ж	2,9	3,8	4,9	6,8	9,5
Старше 70 років	Ч	2,5	3,2	4,2	5,6	8,7
	Ж	2,4	3,2	4,1	5,6	7,3
З протезом ноги	Ч	2,3	3,4	4,5	6,0	–
У стані сп'яніння	Ч	3,2	4,4	5,4	8,2	10,0
З дитиною за руку	Ч	2,7	4,3	5,5	6,0	11,3
	Ж	3,0	4,1	5,2	6,9	10,0
З дитиною на руках	Ч	3,5	4,4	5,3	6,7	–
	Ж	3,3	4,2	5,1	9,0	–
З громізд- кими ре- чами	Ч	3,9	4,6	5,8	–	–
	Ж	3,4	4,6	5,5	–	–
З дитячою коляскою	Ж	2,6	4,0	5,2	6,9	–

Ключовою точкою експертного дослідження наїзду на пішохода є встановлення моменту виникнення небезпеки для руху водія. Хоча визна-чення моменту виникнення небезпечної ситуації відноситься до компете-

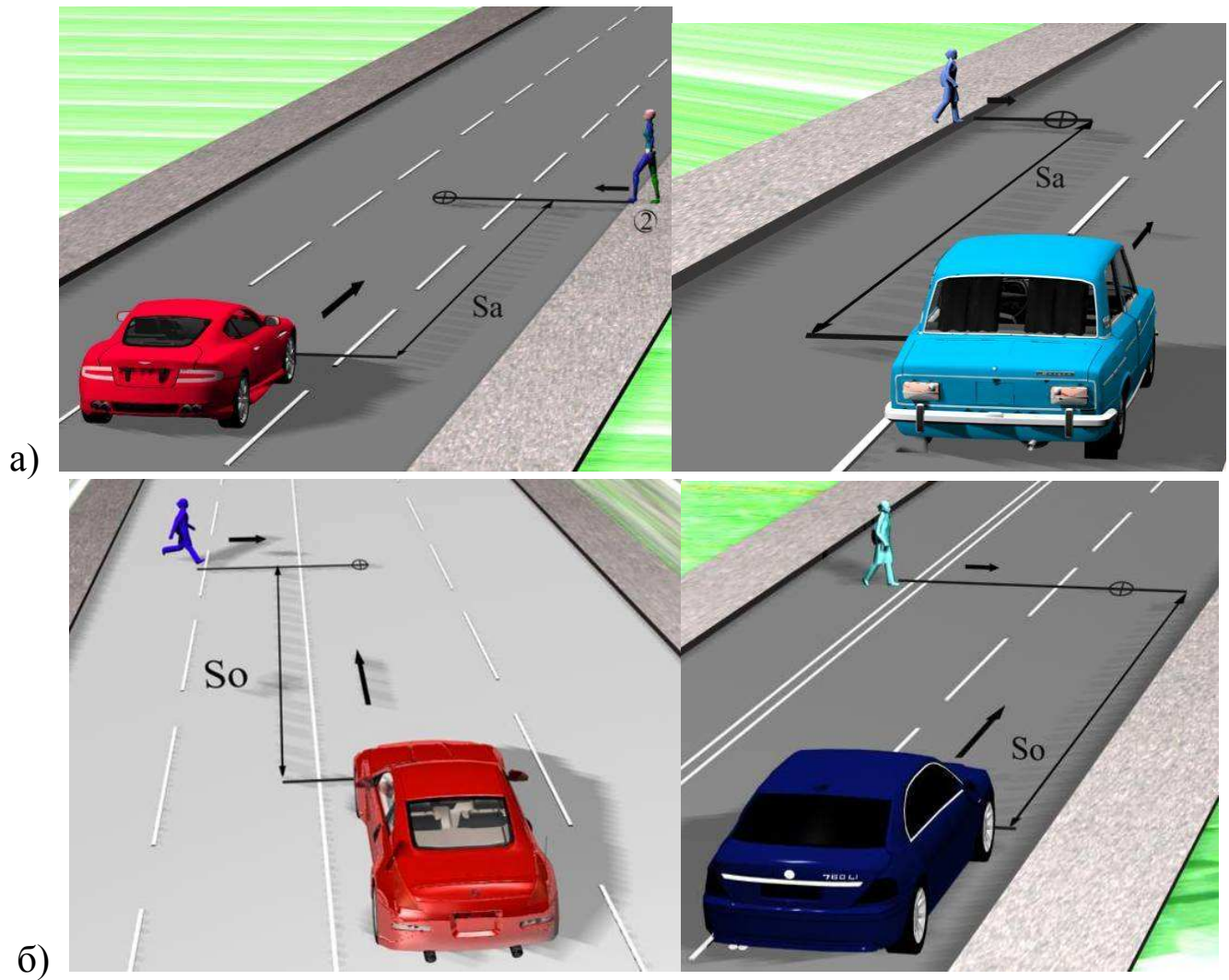
нції слідчого, не виключається право та можливість визначення цього моменту експертом. Якщо момент, вказаний слідчим, суперечитиме дорожній ситуації, що склалася, і виявиться технічно необґрунтованим, то експерт має право в своєму висновку навести два варіанти розрахунків і висновків з урахуванням двох моментів виникнення небезпеки.

У загальному випадку, рекомендується за момент виникнення небезпечної ситуації приймати один з наступних моментів (рис. 4.3):

- перетин пішоходом якої–небудь лінії, що приймається за межу небезпечної зони;
- відстань до пішохода, що дорівнює зупинному шляху ТЗ;
- початок руху або зміна напрямку, темпу руху пішохода, що знаходиться на проїжджій частині;
- пішохід змушений до переміщення в небезпечному напрямі рухом іншого ТЗ;
- пішохід, знаходячись на проїжджій частині, поводить себе невпевнено, вірогідні його дії невизначені;
- поява пішохода в полі зору водія в разі обмеженої видимості або оглядовості;
- поява предметів гри дітей на проїжджій частині;
- діти без нагляду дорослих знаходяться на близькій відстані від смуги руху ТЗ, що не виключає можливості попадання їх на проїжджу частину дороги за час наближення до них ТЗ.

Пішоходами можуть бути люди здорові та хворі, з різними фізичними дефектами, вони можуть знаходитися в стані сильного збудження або пригніченості. У результаті дії на них навіть малозначних обставин вони можуть не помітити небезпеки, що наближається. Знаходячись від пішохода на відстані зупинного шляху, водій повинен негайно застосувати гальмування, якщо пішохід продовжує бігти або йти в небезпечному напрямі.

З урахуванням характерних особливостей наїзду автомобіля на пішохода, а саме: умов видимості та оглядовості, режиму руху ТЗ, напрямку руху пішохода, типу удару (фронтальний чи боковий), можна виділити декілька десятків методичних ліній розрахунку механізму ДТП.



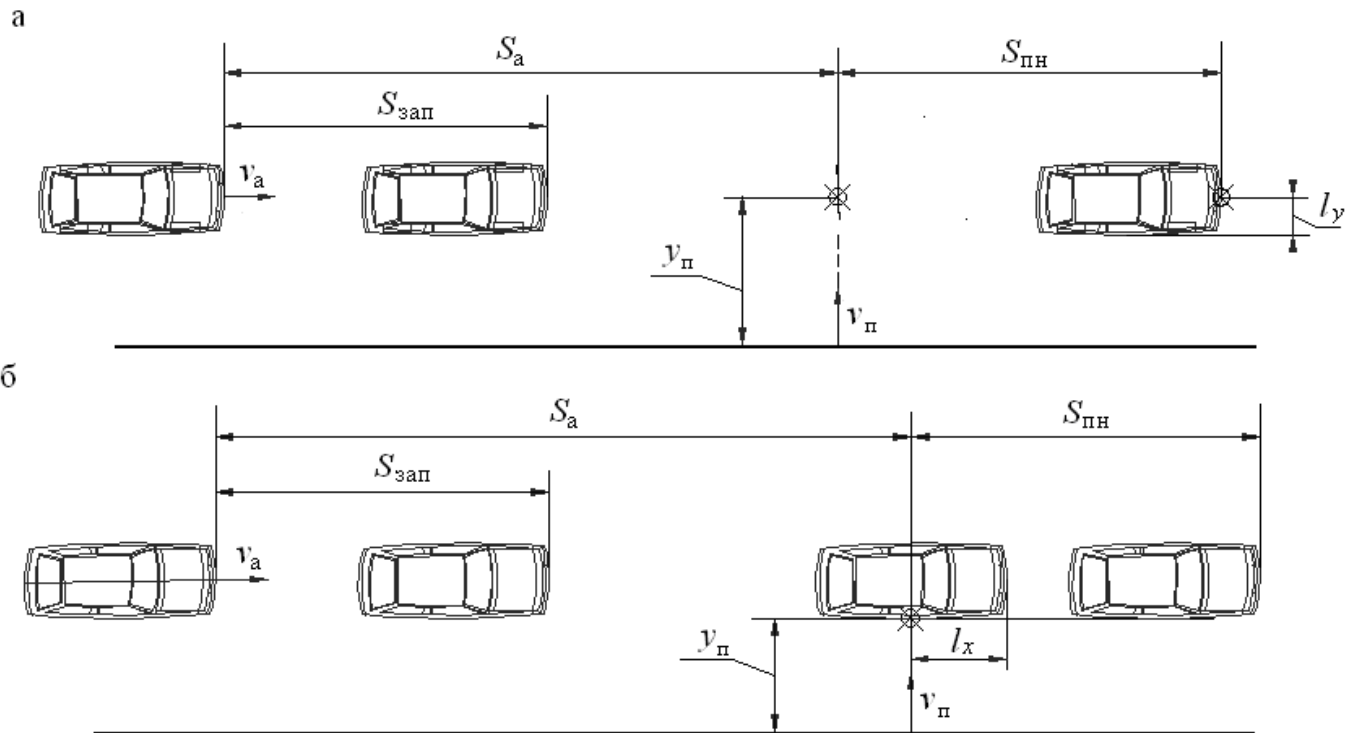
- а) з моменту виходу пішохода на проїжджу частину;
 б) на відстані зупинного шляху.

Рисунок 4.3 – Виникнення небезпеки для водія

Завжди за основу дослідження механізму наїзду на пішохода беруться синхронність і взаємозв'язок рухів пішохода та автомобіля відносно точки наїзду в різні моменти часу (рис. 4.4).

Першорядними задачами дослідження наїзду на пішохода є:

- визначення швидкості руху автомобіля та швидкості автомобіля у момент наїзду на пішохода;
- визначення моменту небезпеки та часу, що пройшов з моменту виникнення небезпеки до наїзду;
- розрахунок відстані від автомобіля до місця наїзду в момент виникнення небезпеки;
- оцінка своєчасності дій водія.



а – фронтальний наїзд; б – бічний наїзд

Рисунок 4.4 – Розрахункова схема наїзду на пішохода

Якщо прийняти припущення, що при екстреному гальмуванні кінетична енергія ТЗ повністю переходить у роботу гальмівних сил, тобто $\frac{m_a v^2}{2} = m_a j S_{\text{пн}}$, то швидкість руху ТЗ у момент наїзду на пішохода складе:

при фронтальному наїзді

$$v_H = \sqrt{2jS_{\text{пн}}}, \quad (4.1)$$

при бічному наїзді

$$v_H = \sqrt{2j(S_{\text{пн}} - l_x)}, \quad (4.2)$$

де $S_{\text{пн}}$ – переміщення ТЗ з усталеним сповільненням від місця наїзду до зупинки, м;

l_x – поздовжня координата місця удару на бічній поверхні ТЗ, м.

В загальному випадку, коли пішохід рухається під довільним кутом, його пройдений шлях, з моменту виникнення небезпеки до моменту наїзду, буде дорівнювати

$$S_{\Pi} = \frac{y_{\Pi}}{|\sin \alpha|}, \quad (4.3)$$

де y_{Π} – відстань від краю проїжджої частини до місця наїзду, м;
 α – кут удару (наїзду) між напрямками руху ТЗ та пішоходом, градуси.

Час руху пішохода від краю проїжджої частини до місця наїзду

$$t_{\Pi} = \frac{S_{\Pi}}{v_{\Pi}} = \frac{y_{\Pi}}{v_{\Pi} |\sin \alpha|}, \quad (4.4)$$

де S_{Π} – відстань, яку подолав пішохід з моменту виникнення небезпеки до місця наїзду, м;

v_{Π} – швидкість руху пішохода, м/с.

У тому випадку, коли час руху пішохода в небезпечній зоні невеликий і знаходиться в межах 1–2 с, виникає питання: чи мав водій нагоду почати гальмування до моменту наїзду на пішохода? Для цього необхідно визначити час приведення в дію гальмівної системи з урахуванням часу реакції водія $T_{\text{пр}} = t_1 + t_2 + 0,5t_3$. Потім порівняти одержані інтервали t_{Π} і $T_{\text{пр}}$, якщо $t_{\Pi} < T_{\text{пр}}$, то водій не мав технічної можливості застосувати гальмування.

У разі бічного наїзду водій не має можливості спостерігати за пішоходом після того, як автомобіль зрівняється з ним. Тому при великих значеннях l_x може виявитися, що водій навіть не бачив початку руху пішохода, якщо виконуватиметься нерівність

$$t_{\Pi} < \frac{l_x}{v_a}, \quad (4.5)$$

де t_{Π} – час, який пройшов з моменту виникнення небезпеки для руху водія до моменту наїзду, с.

Методика розрахунку відстані S_a від автомобіля до місця наїзду в момент виникнення небезпеки залежатиме від режиму руху автомобіля. У випадку, якщо водій не здійснив гальмування та наїзд відбувся при рівномірному русі автомобіля, то відстань від автомобіля до місця наїзду в момент виникнення небезпеки складе

$$S_a = v_a t_{\Pi}. \quad (4.6)$$

При бічному наїзді відстань S_a завжди менше переміщення автомобіля з початку небезпеки до точки наїзду на величину l_x

$$S_a = v_a t_{\Pi} - l_x. \quad (4.7)$$

Якщо наїзд на пішохода відбувся в режимі гальмування автомобіля, то відстань між автомобілем і місцем наїзду в момент виникнення небезпеки можна формалізувати, як $S_a = (t_{\Pi} - t_j)v_a + \frac{(v_a^2 - v_{\Pi}^2)}{2j}$, де $t_j = \frac{v_a - v_{\Pi}}{2j}$ – час рівносповільненого руху ТЗ до моменту наїзду. З урахуванням виразу (5.4) маємо $S_a = \left(\frac{S_{\Pi}}{v_{\Pi}} - \frac{v_a - v_{\Pi}}{j} \right) v_a + \frac{(v_a^2 - v_{\Pi}^2)}{2j}$. Розкривши дужки й виконавши необхідні перетворення, отримаємо

$$S_a = \frac{S_{\Pi} v_a}{v_{\Pi}} - \left[\frac{(v_a - v_{\Pi}) v_a}{j} - \frac{(v_a^2 - v_{\Pi}^2)}{2j} \right] = \frac{S_{\Pi} v_a}{v_{\Pi}} - \frac{v_a^2 - 2v_a v_{\Pi} + v_{\Pi}^2}{2j},$$

звідки шукана відстань від автомобіля до місця наїзду в момент виникнення небезпеки буде

$$S_a = \frac{S_{\Pi} v_a}{v_{\Pi}} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j}, \quad (4.8)$$

Якщо пішохід рухається під довільним кутом, одержаний вираз з урахуванням формул (4.3) і (4.4) зручно подати як

$$S_a = \frac{y_{\Pi} v_a}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j} \quad (4.9)$$

або

$$S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j}, \quad (4.10)$$

де S_a – відстань між місцем ДТП та ТЗ у момент виникнення небезпеки, м.

У разі бічного наїзду вираз для розрахунку відстані між автомобілем і місцем наїзду в момент виникнення небезпеки може приймати один із таких виглядів

$$S_a = \frac{S_{\Pi} v_a}{v_{\Pi}} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j} - l_x; \quad (4.11)$$

$$S_a = \frac{y_{\Pi} v_a}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j} - l_x; \quad (4.12)$$

$$S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j} - l_x. \quad (4.13)$$

Для того, щоб оцінити своєчасність дій водія, необхідно розрахувати інтервал часу T_H з моменту реагування водія на небезпеку до моменту наїзду

$$T_H = T_{\Pi\pi} + \frac{v_a - v_{\Pi}}{j}. \quad (4.14)$$

Якщо водій своєчасно відреагував на небезпеку, то

$$T_H = t_{\Pi}. \quad (4.15)$$

Коли водій почав реагувати завчасно, то

$$T_H > t_{\Pi}, \quad (4.16)$$

а якщо водій запізнився з гальмуванням, то

$$T_H < t_{\Pi}. \quad (4.17)$$

Час $t_{\text{зап}}$, на який водій запізнився з гальмуванням після виникнення небезпеки, складе

$$t_{\text{зап}} = t_{\text{п}} - T_{\text{Н}}, \quad (4.18)$$

де $t_{\text{зап}}$ – час, на який водій запізнився з гальмуванням, с;

$T_{\text{Н}}$ – інтервал часу з моменту реагування водія ТЗ на небезпеку до моменту наїзду, с.

У випадку, якщо водій запізнився з гальмуванням або зовсім його не застосував, експерт шляхом розрахунку визначає зупинний шлях автомобіля в даних дорожніх умовах. Якщо пішохід рухається в попутному напрямі або переходить проїжджу частину під довільним кутом, віддаляючись від автомобіля, то розраховується зупинний шлях автомобіля до моменту, коли швидкість автомобіля знизиться до швидкості пішохода. Причому враховується проекція швидкості пішохода на напрям руху автомобіля

$$S_o = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) v_a + \frac{v_a^2 - v_{\text{п}}^2 \cos^2 \alpha}{2j} - \frac{jt_3^2}{24}, \quad (4.19)$$

або

$$S_o = T_{\text{пр}} v_a + \frac{v_a^2 - v_{\text{п}}^2 \cos^2 \alpha}{2j} - \frac{jt_3^2}{24}. \quad (4.20)$$

Після цього можливо порівняти величину зупинного шляху S_o з відстанню S_a між автомобілем і місцем наїзду в момент виникнення небезпеки. На підставі результатів порівняння експерт може дійти одного з наступних висновків:

– якщо

$$S_o < S_a, \quad (4.21)$$

то водій мав технічну нагоду зупинити автомобіль до місця наїзду;

– якщо

$$S_o \geq S_a, \quad (4.22)$$

то водій не мав технічної нагоди зупинити автомобіль до місця наїзду при своєчасному гальмуванні.

Вирази (4.21), (4.22) дають однозначну відповідь, якщо пішохід переходив проїжджу частину під прямим кутом. Якщо ж пішохід рухався під довільним кутом і різниця між S_0 і S_a незначна, то більш точні результати можна одержати, розглянувши гадану версію ДТП.

У випадку, якщо водій запізнився з гальмуванням, можна розглянути такі обставини, при яких водій, своєчасно застосувавши гальмування, встиг би зупинити свій ТЗ до лінії проходження пішохода, або понизити швидкість до безпечної величини, щоб пропустити пішохода.

Для цього визначається відстань S_b між ТЗ і пішоходом у момент виникнення небезпеки

$$S_b = S_a - S_{\Pi} \cos \alpha, \quad (4.23)$$

де S_b – відстань між ТЗ і пішоходом у момент виникнення небезпеки, м.

Далі розглядається гадана версія пригоди. За умови своєчасного гальмування ТЗ збільшився б час руху з моменту виникнення небезпеки до перетину з лінією проходження пішохода. Відповідно збільшилась би відстань S'_{Π} , яку зміг би подолати пішохід. При цьому гадане місце перетину з лінією проходження пішохода перемістилося б у бік виходу пішохода з небезпечної зони, і відповідно змінилася б відстань S'_a між ТЗ і передбачуваним місцем перетину з лінією проходження пішохода в момент виникнення небезпеки (рис. 4.5).

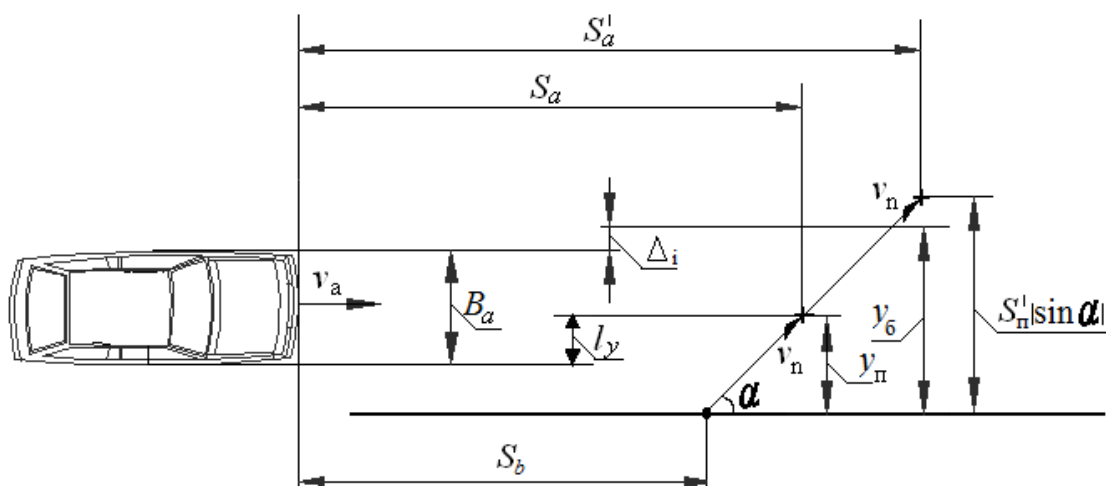


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема до аналізу гаданої версії пригоди

Для визначення цієї відстані скористаємося основним кінематичним рівнянням руху $x = x_0 + v_0 t - \frac{jt^2}{2}$, записавши його у вигляді

$$S'_a = x_0 + v_0 t_j - \frac{jt_j^2}{2}, \quad (4.24)$$

де x_0 – початкова координата розташування ТЗ, м;
 v_0 – початкова швидкість ТЗ, м/с;
 j – сповільнення ТЗ, м/с²;
 t_j – інтервал часу від початку рівносповільненого руху ТЗ до моменту його перетину з лінією проходження пішохода, с.

За x_0 приймемо відстань, що проходить ТЗ з моменту виникнення небезпеки до появи усталеного сповільнення, $x_0 = v_a T_{\text{пр}}$. Змінні при аналізі гаданої версії позначатимемо зі штрихом. Тоді відстань S'_a між ТЗ і місцем перетину з лінією проходження пішохода в разі своєчасного гальмування імовірно склала б

$$S'_a = v_a T_{\text{пр}} + v_a t_j - \frac{jt_j^2}{2}, \quad (4.25)$$

де S'_a – гадана відстань між ТЗ і місцем перетину з лінією проходження пішохода в разі своєчасного гальмування, м.

Пішохід у гаданій версії пройде шлях S'_Π , проекція якого в напрямі руху ТЗ складе

$$S'_\Pi \cos \alpha = v_\Pi \cos \alpha (T_{\text{пр}} + t_j), \quad (4.26)$$

де S'_Π – відстань, яку подолав би пішохід у гаданій версії з моменту виникнення небезпеки до моменту перетину ТЗ лінії проходження пішохода, м.

Якщо, не дивлячись на своєчасне гальмування, автомобіль увійде до контакту з пішоходом, то виконуватиметься рівність

$$S'_a = S_b + S'_\Pi \cos \alpha. \quad (4.27)$$

Підставивши в рівність (4.27) замість змінних S'_a і S'_Π вирази (4.25), (4.26), одержимо рівняння другого ступеня з однією змінною t_j , яке перетворюється в наведене квадратне рівняння вигляду $x^2 + px + q = 0$. Маємо

$$t_j^2 - \frac{2(v_a - v_\Pi \cos \alpha)t_j}{j} + \frac{2(S_b - (v_a - v_\Pi \cos \alpha)T_{\text{пр}})}{j} = 0. \quad (4.28)$$

На підставі загальної формули для визначення кореня наведеного квадратного рівняння $x = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q}$, одержимо шуканий час

$$t_j = \frac{v_a - v_\Pi \cos \alpha}{j} - \sqrt{\left(\frac{v_a - v_\Pi \cos \alpha}{j}\right)^2 - \frac{2(S_b - (v_a - v_\Pi \cos \alpha)T_{\text{пр}})}{j}}. \quad (4.29)$$

Пояснення того, що перед радикалом у формулі (4.29) залишений тільки знак мінус, наводиться нижче. Можливі і інші варіанти запису виразу (4.29), зокрема, час t_j може бути визначений за таким виразом

$$t_j = \frac{v_\Delta}{j} - \sqrt{\left(\frac{v_\Delta}{j}\right)^2 - \frac{2(S_b - v_\Delta T_{\text{пр}})}{j}}, \quad (4.30)$$

де $v_\Delta = v_a - v_\Pi \cos \alpha$ – різниця між швидкостями ТЗ та пішохода, м/с.

Формулу (4.30) зручно застосовувати при дослідженні попутного або стрічного наїзду на пішохода, коли $\cos 0^\circ = 1$ і $\cos 180^\circ = -1$.

Якщо у формулах (4.29), (4.30) вираз під коренем (дискримінант рівняння) зі знаком «–», то квадратне рівняння (4.28) не має дійсного кореня. Це значить, що при своєчасному гальмуванні ТЗ зупинився б до лінії проходження пішохода.

Якщо вираз під коренем дорівнює нулю, то квадратне рівняння має один дійсний корінь, а функції переміщення ТЗ і пішохода – одну загальну точку в момент, коли швидкості останніх будуть рівними. У разі можливого косого попутного наїзду це дозволяло б понизити швидкість ТЗ до

безпечного рівня та практично уникнути контакту ТЗ і пішохода. При косому стрічному наїзді можливість зупинити ТЗ до лінії проходження пішохода навіть при своєчасному гальмуванні була б відсутня.

Якщо вираз під коренем позитивний, то квадратне рівняння (4.28) має два дійсні кореня. Контакт ТЗ з пішоходом, тобто перша точка зустрічі з лінією проходження пішохода, відбудеться при меншому значенні часу (кореня). Тому перед радикалом у виразах (4.29), (4.30) береться знак мінус. У цьому випадку, при своєчасному гальмуванні зупинка ТЗ до лінії проходження пішохода неможлива й експерт повинен проаналізувати питання – чи мав пішохід можливість вийти із смуги руху автомобіля?

Відповідно до розрахункової схеми (див. рис. 4.5) відстань, яку повинен подолати пішохід, щоб вийти зі смуги руху ТЗ, буде дорівнювати

$$y_0 = y_{\Pi} + B_a - l_y + \Delta_i, \quad (4.31)$$

або з урахуванням швидкості пішохода v_{Π} , та часу t_{Π} його руху з моменту виникнення небезпеки до наїзду цю відстань можна виразити, як

$$y_0 = t_{\Pi} v_{\Pi} |\sin \alpha| + B_a - l_y + \Delta_i. \quad (4.32)$$

Безпечний інтервал визначається за формулою [266]

$$\Delta_i = 0,005 L_a v'_H, \quad (4.33)$$

де L_a – довжина автомобіля;

v'_H – гадана швидкість ТЗ (у разі його своєчасного гальмування) у момент перетину лінії проходження пішохода, м/с.

Гадана швидкість ТЗ у момент перетину його з лінією проходження пішохода

$$v'_H = v_a - j t_j. \quad (4.34)$$

З емпіричною залежністю (4.33) не можна повністю погодитися, оскільки при малих швидкостях ТЗ, наприклад до 10 км/год, інтервал між легковим автомобілем і пішоходом складе менше 0,1 м. Але пішохід у розрахунках прийнятий за матеріальну точку, що не має своїх власних розмірів. У дійсності розміри пішохода можуть перевищувати розрахований

безпечний інтервал. Тому, щоб забезпечити безпечний інтервал між ТЗ і пішоходом, треба враховувати не тільки розміри коридору руху ТЗ, але й розміри пішохода, що рухається, наприклад, половину його середньостатистичної довжини кроку l_{π} , тобто $\Delta_i = 0,005L_a v_a + 0,5l_{\pi}$. Або приймати якийсь фіксований безпечний інтервал, наприклад, 1 м.

Взагалі, на підставі розрахункової схеми (див. рис. 4.5) умову безпечного переходу пішоходом смуги руху ТЗ можна подати таким чином

$$S'_{\pi} |\sin \alpha| > y_0, \quad (4.35)$$

у разі фронтального наїзду нерівність (4.35) приймає вид

$$(T_{\text{пр}} + t_j) v_{\pi} |\sin \alpha| > t_{\pi} v_{\pi} |\sin \alpha| + B_a - l_y + \Delta_i, \quad (4.36)$$

у разі бічного наїзду

$$(T_{\text{пр}} + t_j) v_{\pi} |\sin \alpha| > t_{\pi} v_{\pi} |\sin \alpha| + B_a + \Delta_i, \quad (4.37)$$

де l_y – координата місця удару на фронтальній поверхні ТЗ, м;

B_a – ширина ТЗ, м;

Δ_i – безпечний інтервал з кожного боку ТЗ при його прямолінійному русі, м.

Якщо пішохід рухався під прямим кутом до краю проїжджої частини, то при аналізі можливості виходу пішохода із смуги руху ТЗ розрахунки можна дещо спростити, відразу розрахувавши гадану швидкість v'_H у момент перетину ТЗ лінії проходження пішохода (при своєчасному гальмуванні) за формулою

$$v'_H = \sqrt{2j(S_0 - S_a)}. \quad (4.38)$$

Гаданий час руху ТЗ з моменту виникнення небезпеки до лінії проходження пішохода

$$T'_H = T_{\text{пр}} + \frac{(v_a - v'_H)}{j}, \quad (4.39)$$

де T'_H – гаданий час руху ТЗ з моменту виникнення небезпеки до перетину з лінією проходження пішохода, с.

Умова безпечного переходу смуги руху ТЗ, коли пішохід рухається під прямим кутом до краю дороги, буде:

у разі фронтального наїзду

$$T'_H v_{\Pi} > t_{\Pi} v_{\Pi} + B_a - l_y + \Delta_i, \quad (4.40)$$

у разі бічного наїзду

$$T'_H v_{\Pi} > t_{\Pi} v_{\Pi} + B_a + \Delta_i. \quad (4.41)$$

Досліджуючи гадану версію бічного наїзду на пішохода, перед тим як застосовувати формулу (4.29), необхідно спершу розрахувати гадану відстань S'_a між ТЗ і місцем перетину з лінією проходження пішохода в момент виникнення небезпеки, скориставшись рівнянням (4.24)

$$S'_a = T_{\Pi\Pi} v_a + (t_{\Pi} - T_{\Pi\Pi}) v_a - \frac{j(t_{\Pi} - T_{\Pi\Pi})^2}{2}. \quad (4.42)$$

У цьому рівнянні різниця між $t_{\Pi} - T_{\Pi\Pi}$ відповідає часу гальмування t_j від початку рівносповільненого руху ТЗ до моменту його перетину з лінією проходження пішохода. Залежно від результату розрахунку відстані S'_a можливі декілька варіантів розвитку гаданої версії пригоди. Якщо $S'_a > S_a$, то відбудеться бічний наїзд на пішохода. Гадане місце удару на автомобілі знаходитиметься ближче до передньої частини автомобіля, на відстані $l'_x = S'_a - S_a$, а швидкість автомобіля в момент наїзду складе

$$v'_H = \sqrt{2j(S'_a - S_a)}. \quad (4.43)$$

Якщо виконується рівність $S'_a = S_a$, то удар пішоходу буде завданий ближнім переднім кутом автомобіля, і, якщо $S'_a < S_a$, то пішохід встигне увійти до смуги руху ТЗ. У такому разі необхідно проаналізувати гадану версію розвитку ДТП за формулами (4.29), (4.32), (4.34).

Деякі експерти вважають недоцільним дослідження можливості виходу пішохода із смуги руху ТЗ, оскільки висновок про те, що водій міг уникнути наїзду на пішохода, дійсний лише при збереженні пішоходом темпу й напрямку руху. Але пішохід, помітивши ТЗ, що наближається, може змінити як швидкість, так і напрям руху. Інші експерти навпаки підкреслюють, що припущення про постійність режиму руху пішохода є правильним. Це обґрунтовується великим об'ємом психофізіологічних якостей людини. При виникненні небезпеки людина не зупиняється миттєво, а продовжує рух за інерцією. Зупинний шлях пішохода може складати декілька метрів, тобто досягати значень, зіставних з відстанню, яка необхідна для переходу небезпечної зони. Таким чином, експерт розраховує рух ТЗ і пішохода на підставі певних припущень. Суду належить оцінити, наскільки ці припущення правомірні й відповідають ситуації.

4.3 Складні види наїзду на пішохода в режимі гальмування автомобіля, обладнаного антиблокувальною системою гальм

Згідно з Правилами дорожнього руху видимість у напрямку руху – це максимальна відстань, на якій з місця водія можна чітко розпізнати межі дороги й розташування учасників руху. Недостатньою видимістю руху є видимість дороги менше 300 м, наприклад, у сутінках, у ночі, в тумані, під час дощу, снігопаду тощо. В умовах недостатньої видимості водій повинен самостійно вибирати безпечну швидкість руху в межах дозволеної, щоб мати можливість своєчасно зупинити ТЗ або виконати безпечний маневр. Тому оцінка безпечної швидкості руху ТЗ в умовах недостатньої видимості напрямку пов'язана з гальмовою ефективністю ТЗ.

Оцінити правильність вибраної водієм швидкості руху можливо шляхом порівняння зупинного шляху автомобіля S_0 з відстанню видимості S_B . Якщо $S_0 \leq S_B$, то водій правильно вибрав швидкість руху автомобіля відповідно до умов видимості. Максимально допустиму швидкість автомобіля в заданих умовах видимості визначимо з рівності $S_0 = S_B$. Одержимо

квадратне рівняння вигляду $\frac{v_B^2}{2j} + T_{\text{пр}} v_B - S_B = 0$, рішенням якого є більше значення кореню

$$v_B = jT_{\text{пр}} \left(\sqrt{\frac{2S_B}{jT_{\text{пр}}^2} + 1} - 1 \right), \quad (4.44)$$

де v_B – розрахункова швидкість руху ТЗ, яку не повинен перевищувати водій у заданих умовах видимості, м/с;

S_B – відстань видимості, м.

Як уже відзначалось, при розрахунках безпечної швидкості руху автомобіля за умов недостатньої видимості час реакції водія треба обирати мінімальним 0,3 с. Умови недостатньої видимості та момент небезпеки для руху водія визначаються слідчим і вказуються у вихідних даних до проведення автотехнічної експертизи. Якщо при дослідженні ДТП, що трапилась в умовах недостатньої видимості, у слідчого є труднощі з визначенням моменту небезпеки для руху водія, то такий момент може бути встановлений розрахунковим шляхом під час проведення експертизи. Для цього треба визначити час руху пішохода в зоні видимості водія. При цьому необхідно враховувати, що рух автомобіля та пішохода взаємопов'язані. Об'єднуюча точка є перетин траєкторій автомобіля та пішохода в місці наїзду. Хай ця точка наїзду є початком відліку в прямокутній системі координат (рис. 4.6).

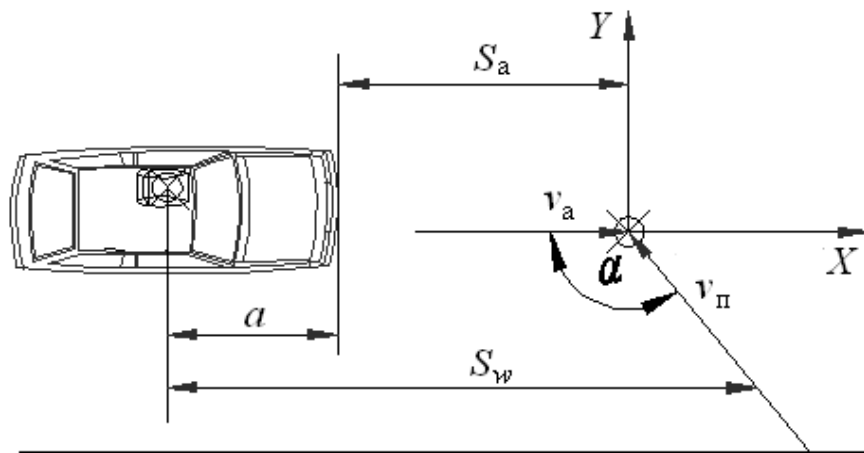


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема до визначення моменту небезпечної ситуації в умовах недостатньої видимості

Тоді, поступово відсовуючи автомобіль і пішохода від точки наїзду, потрібно визначити момент часу, коли відстань між пішоходом і водієм зрівняється з відстанню видимості. З цієї миті водій об'єктивно міг бачити пішохода. Отже, це є момент виникнення небезпеки для руху водія. У

момент виникнення небезпеки відстань між автомобілем і пішоходом буде рівна відстані видимості за відрахуванням відстані від передньої частини автомобіля до водія $S_a - v_{\Pi} t_{\Pi} \cos \alpha = S_w - a$.

Якщо позначити $S_w - a = S_B$ на підставі того, що при слідчому експерименті під час встановлення відстані видимості вимірюється саме відстань між переднім габаритом ТЗ та пішоходом, отримаємо рівність $S_a - v_{\Pi} t_{\Pi} \cos \alpha = S_B$. Далі, залежно від режиму руху автомобіля, рівномірне або зі сповільненням, і типу наїзду, фронтальний чи бічний, у дану рівність можна підставити замість відстані S_a вирази (4.6), (4.7), (4.10) (4.13). Відповідно до цих виразів час t_{Π} з моменту виникнення небезпеки до наїзду в умовах обмеженої видимості буде:

– при рівномірному русі автомобіля та фронтальному наїзді

$$t_{\Pi} = \frac{S_B}{v_a - v_{\Pi} \cdot \cos \alpha}; \quad (4.45)$$

– при рівномірному русі автомобіля та бічному наїзді

$$t_{\Pi} = \frac{S_B + l_x}{v_a - v_{\Pi} \cdot \cos \alpha}; \quad (4.46)$$

– при русі автомобіля зі сповільненням і фронтальному наїзді

$$t_{\Pi} = \frac{S_B + \frac{(v_a - v_H)^2}{2j}}{v_a - v_{\Pi} \cdot \cos \alpha}; \quad (4.47)$$

– при русі автомобіля зі сповільненням і бічному наїзді

$$t_{\Pi} = \frac{S_B + \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} + l_x}{v_a - v_{\Pi} \cdot \cos \alpha}, \quad (4.48)$$

де S_B – виміряна відстань між переднім габаритом ТЗ та об'єктом при встановленій видимості, м.

Отримані вирази (4.45)–(4.48) справедливі незалежно від напрямку руху пішохода. Наприклад, якщо пішохід рухається, наближаючись до автомобіля, то $\cos \alpha$ буде зі знаком «–», тоді зменшиться час $t_{\text{п}}$.

У тих випадках, коли пішохід переходить проїжджу частину, доцільно провести додаткові розрахунки часу руху пішохода від краю проїжджої частини до місця наїзду (4.4). І якщо виявиться, що час руху пішохода по проїжджій частині менше часу, протягом якого водій здатний бачити пішохода, то можна зробити висновок, що момент небезпеки виник, коли пішохід вийшов на проїжджу частину.

Треба пам'ятати, що в умовах недостатньої видимості в тих випадках, коли пішохід є малопомітним, а саме при світлі фар зустрічних ТЗ, неконтрастного офарблення одягу пішохода, що сприяло злиттю його з навколишнім фоном, або недостатньому освітленні ділянки дороги [136], час, коли трапився наїзд на пішохода, згідно з методичними вказівками [266], час реакції водія треба збільшити на 0,6 с. Наприклад, якщо наїзд трапився при обставинах, коли пішохід раптово вийшов на проїжджу частину там, де перехід не дозволяється із-за зустрічного ТЗ, експерт мусить взяти час реакції водія 1,0 с, але якщо ДТП скоєно за тими ж обставинами тільки в темний час доби при поганому освітленні дороги, експерт повинен збільшити цей час реакції водія до 1,6 с.

Значна частина наїздів на пішохода відбувається в умовах обмеженої оглядовості, коли пішохід несподівано з'являється з-за перешкоди. Оглядовість – це об'єктивна можливість бачити дорожню обстановку з місця водія. Обмежена оглядовість – видимість дороги в напрямку руху, яка обмежена геометричними параметрами дороги, інженерними спорудами, насадженнями та іншими об'єктами, а також транспортними засобами. Фахівці указують на складність дослідження таких пригод, особливо випадків, пов'язаних з наїздом на пішохода в режимі гальмування автомобіля, коли оглядовість обмежена рухомою перешкодою. Удосконалення методики рішення подібних задач є актуальною проблемою для автотехнічної експертизи.

Під час руху ТЗ оглядовість дороги може бути обмежена перешкодою у вигляді іншого ТЗ, що рухається попутно чи назустріч, або нерухомою перешкодою. І якщо пішохід раптово з'являється з-за перешкоди – це є момент небезпеки для руху водія (рис. 4.7).

Іларіонов В.А. одним з перших, застосувавши розрахунково-графічний метод, запропонував методику розрахунку механізму наїзду на пішохода в умовах обмеженої оглядовості з урахуванням характеру перешкоди (рухома, нерухома, рухається в попутному або стрічному на-

прямі) і режиму руху автомобіля в момент наїзду – рівномірний рух або зі сповільненням [266]. Особливості даної методики полягають в наступному: по–перше, досліджується процес наїзду на пішохода, що рухається під прямим кутом до краю проїжджої частини; по–друге, методика аналітичного рішення задач розроблена для випадків, коли перешкода є нерухомою, або, коли автомобіль і перешкода рухаються без гальмування; по–третє, в найскладнішому випадку, коли наїзд на пішохода відбувається в режимі гальмування автомобіля, застосовується розрахунково–графічний метод дослідження.

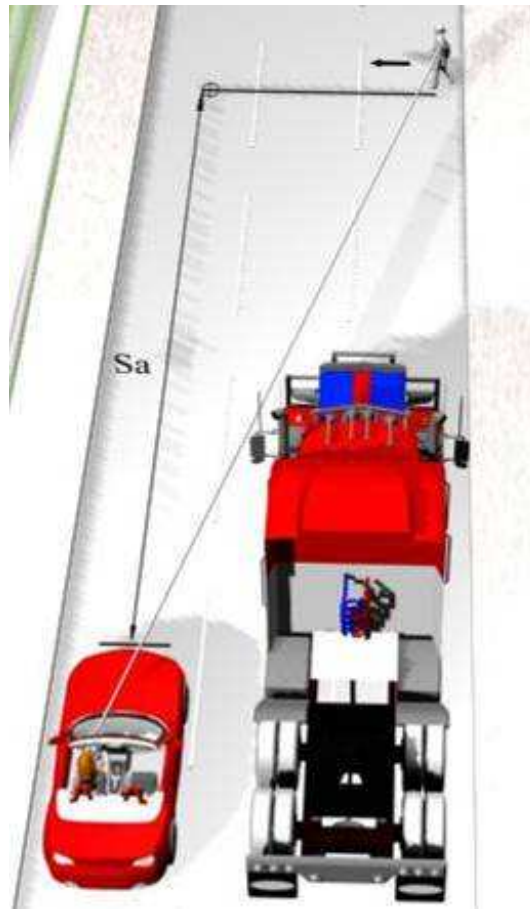


Рисунок 4.7 – Виникнення небезпеки для водія, коли пішохід раптово з’являється з–за перешкоди

Решетніков Є.Б., використовуючи розрахунково–аналітичний метод, запропонував методику дослідження процесу наїзду на пішохода, що переміщається під довільним кутом, розглянув найскладніше рішення експертної задачі, пов’язаної з наїздом на пішохода в умовах обмеженої оглядовості [11]. Це розширило спектр складних задач, пов’язаних з наїз-

дом на пішохода, які можна дослідити аналітичним методом. Проте дана методика не набула належного поширення в експертній практиці.

У будь-якому випадку, дослідження механізму пригоди, пов'язаної з наїздом на пішохода в умовах обмеженої оглядовості – непростий і трудомісткий процес з визначенням безлічі початкових параметрів. Проте в результаті розрахунків може виявитися, що наїзд був би неминучий навіть при необмеженій оглядовості або, навпаки, водій мав можливість зупинити автомобіль до лінії проходження пішохода після того, як пішохід з'явився з-за краю перешкоди. Тому при дослідженні такого роду механізму пригоди після попереднього визначення швидкостей руху автомобіля v_a і пішохода v_{π} , усталеного сповільнення автомобіля j та швидкості наїзду на пішохода v_n за формулою (4.1) або (4.2), доцільно виконати додаткові розрахунки відстані S_{a1} від ТЗ до місця наїзду в момент виходу пішохода з-за краю перешкоди (рис. 4.8):

у разі фронтального наїзду за аналогією з формулою (4.8)

$$S_{a1} = \frac{(y + l_y)v_a}{|\sin \alpha| v_{\pi}} - \frac{(v_a - v_n)^2}{2j}, \quad (4.49)$$

у разі бічного наїзду за аналогією з формулою (4.11)

$$S_{a1} = \frac{yv_a}{|\sin \alpha| v_{\pi}} - \frac{(v_a - v_n)^2}{2j} - l_x, \quad (4.50)$$

де S_{a1} – відстань від ТЗ до місця наїзду в момент виходу пішохода з-за краю перешкоди, м;

y – бічна координата (інтервал між ТЗ і перешкодою), м;

l_y – координата місця удару на фронтальній поверхні ТЗ, м.

Далі необхідно порівняти одержану відстань S_{a1} з відстанню зупинного шляху автомобіля S_0 , що розраховується за формулою (4.58). Якщо $S_{a1} > S_0$, то перешкода не заважала водію запобігти пригоди шляхом своєчасного гальмування. У протилежному випадку необхідно розрахувати відстань S_{a2} від ТЗ до місця наїзду в момент виходу пішохода на проїжджу частину:

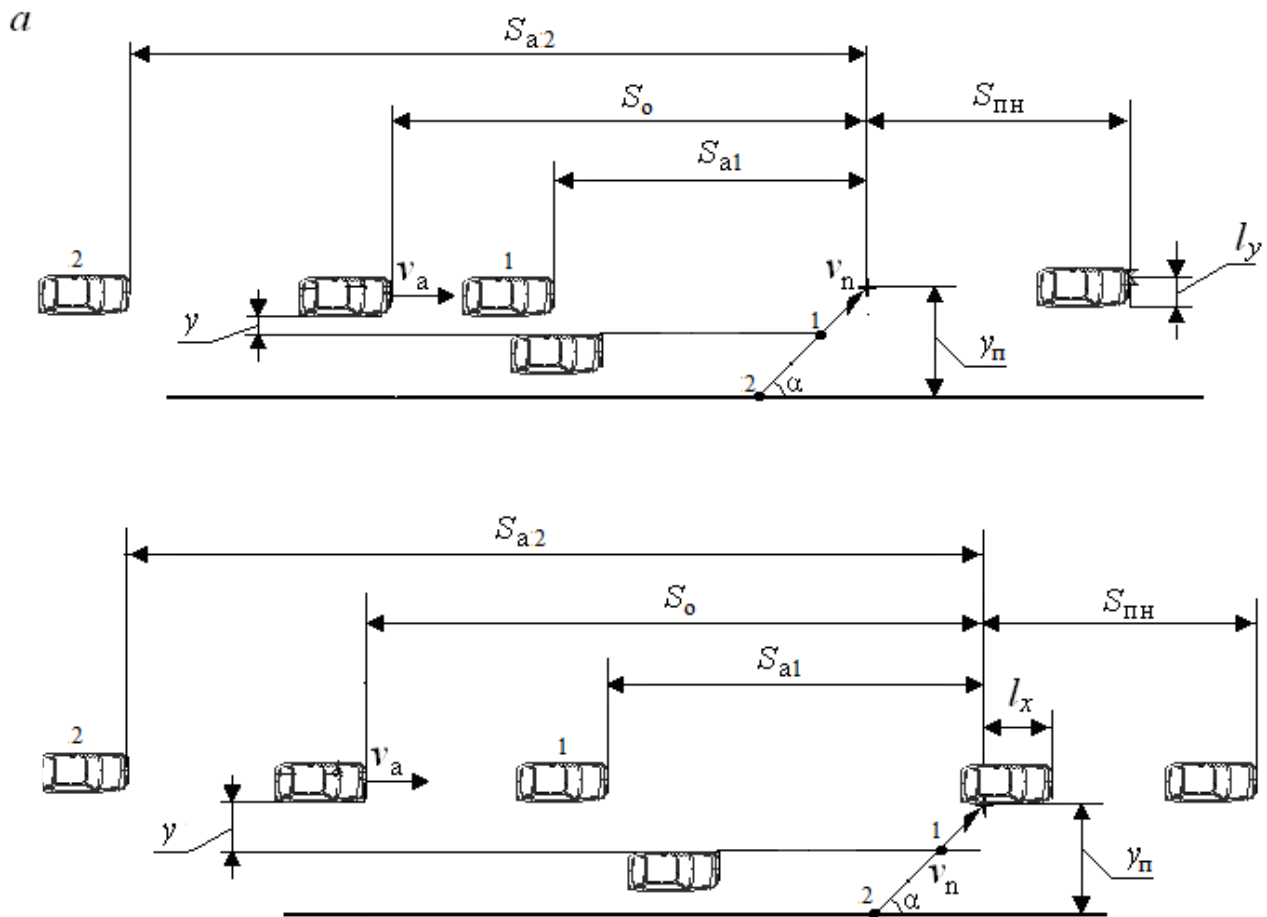
– у разі фронтального наїзду за аналогією з формулою (4.9)

$$S_{a2} = \frac{y_{\Pi} v_a}{|\sin \alpha| v_{\Pi}} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j}, \quad (4.51)$$

– у разі бічного наїзду за аналогією з формулою (4.12)

$$S_{a2} = \frac{y_{\Pi} v_a}{|\sin \alpha| v_{\Pi}} - \frac{(v_a - v_{\Pi})^2}{2j} - l_x, \quad (4.52)$$

де S_{a2} – відстань від ТЗ до місця наїзду в момент виходу пішохода на проїжджу частину, м.

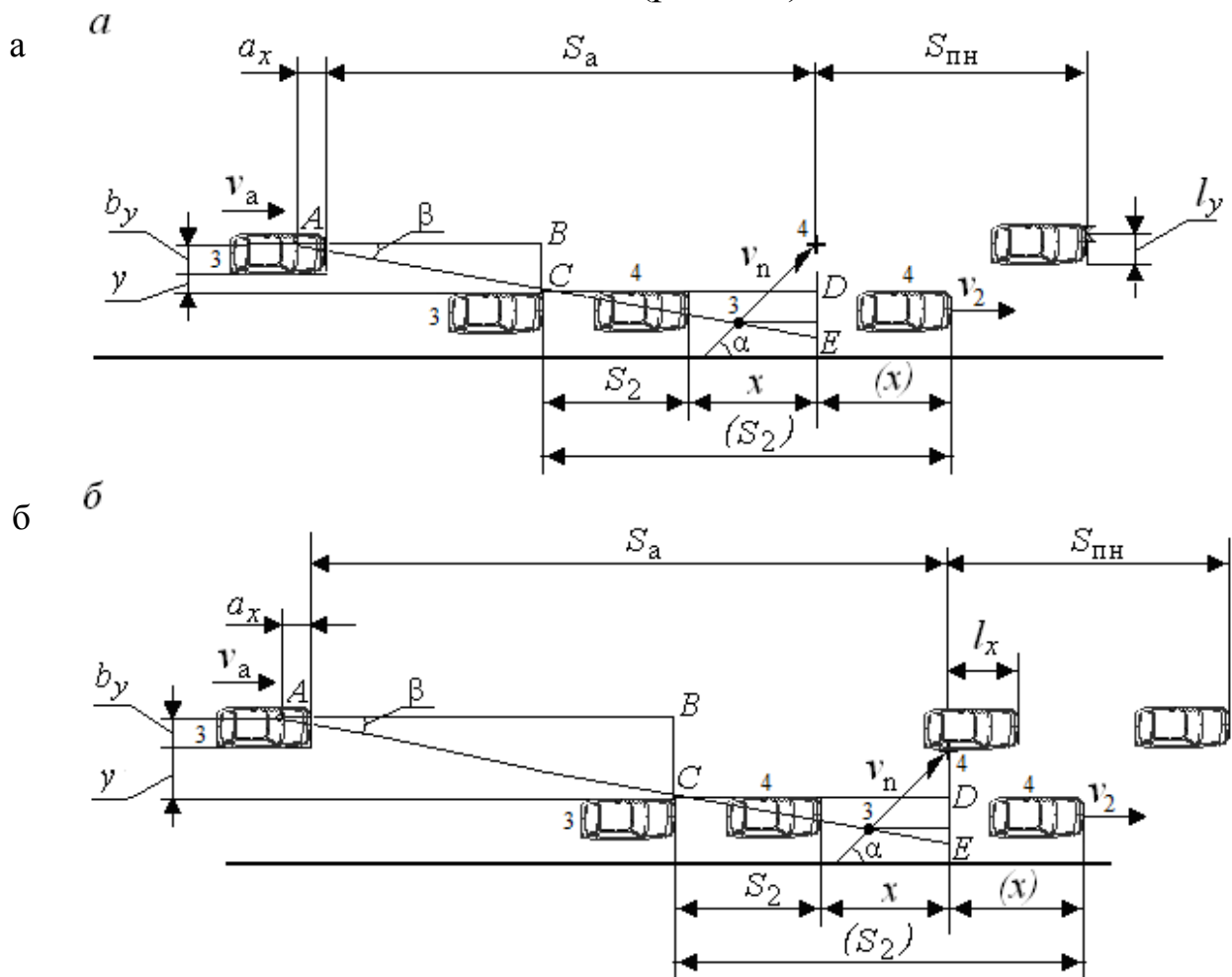


а – фронтальний наїзд; б – бічний наїзд; 1 – момент коли пішохід вийшов із-за краю перешкоди, а ТЗ знаходився на відстані S_{a1} від місця наїзду; 2 – момент коли пішохід вийшов на проїжджу частину дороги, а ТЗ знаходився на відстані S_{a2} від місця наїзду.

Рисунок 4.8 – Схема до аналізу впливу перешкоди на обмеженість оглядовості

Потім треба порівняти цю відстань з відстанню зупинного шляху автомобіля. Якщо $S_{a2} < S_0$, то водій не мав технічної можливості зупинити автомобіль до лінії проходження пішохода при необмеженій оглядовості. Отже, водій тим більше не мав технічної можливості запобігти наїзду за наявності перешкоди, обмежуючої оглядовість.

Можливий також проміжний варіант, коли $S_{a1} < S_0 < S_{a2}$, і який вимагає проведення складніших розрахунків. У такому варіанті розташування автомобіля та пішохода, в момент появи останнього в полі видимості водія, обчислюється виходячи з двох умов – кінематичної і геометричної. Кінематична умова полягає в тому, що за деякий певний час t_n , з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду, пішохід, автомобіль і рухома перешкода пройшли відповідно певний шлях S_n , S_a і S_2 . Геометрична умова полягає в тому, що в момент появи пішохода в полі оглядовості водія, пішохід, лівий габаритний кут рухомої перешкоди та водій ТЗ знаходилися на одній лінії (рис. 4.9).



а – фронтальний наїзд; б – бічний наїзд; 3 – момент коли пішохід потрапив у поле оглядовості водія ТЗ; 4 – момент наїзду ТЗ на пішохода.

Рисунок 4.9 – Розрахункова схема розташування ТЗ, рухомої перешкоди та пішохода в різні моменти часу

Із подібності трикутників ABC і CDE маємо $\frac{AB}{BC} = \frac{CD}{DE}$. Тоді геометричні та кінематичні умови взаємозв'язаного руху пішохода, ТЗ і ТЗ–перешкоди з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду можна подати відповідно при фронтальному й бічному наїзді таким чином

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - (S_2 \pm x), \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 \pm x, \\ DE = S_{\Pi} |\sin \alpha| + S_{\Pi} \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - y - l_y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - (S_2 \pm x)}, \\ S_{\Pi} = t_{\Pi} v_{\Pi}, \\ S_2 = t_{\Pi} v_2, \\ S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j}; \end{array} \right. \quad (4.53)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - (S_2 \pm x), \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 \pm x, \\ DE = S_{\Pi} |\sin \alpha| + S_{\Pi} \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - (S_2 \pm x)}, \\ S_{\Pi} = t_{\Pi} v_{\Pi}, \\ S_2 = t_{\Pi} v_2, \\ S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x, \end{array} \right. \quad (4.54)$$

де x – поздовжня координата (у випадку дослідження наїзду на пішохода це відстань між рухомою перешкодою та місцем наїзду в момент скоєння наїзду), м;

a_x – відстань від водія до передньої габаритної частини ТЗ, м;

b_y – відстань від водія до бічної поверхні ТЗ з боку руху пішохода, м;

S_2 – шлях, який проїхала рухома перешкода з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія ТЗ до моменту скоєння наїзду, м;

v_2 – швидкість рухомої перешкоди, м/с.

Відстань від передньої частини ТЗ до місця водія a_x та відстань b_y від водія до бічної поверхні ТЗ можна визначити за вже існуючими даними (додаток Н), або виміряти безпосередньо на ТЗ.

Відстань x між рухомою перешкодою та місцем наїзду в момент скоєння наїзду іншим ТЗ приймається зі знаком «+», якщо рухома перешкода не доїхала до місця наїзду в момент скоєння наїзду; зі знаком «–», якщо рухома перешкода своєю передньою частиною вже проїхала повз місце наїзду в момент скоєння наїзду. Відстань x між перешкодою та пішоходом має бути визначена слідством якомога точніше, оскільки навіть неве-

ликі зміни x призводять надалі до зміни величини S_a , що не може не відобразитися на висновку експерта.

Вирішуючи систему (4.53) в загальному вигляді відносно величини t_{Π} , одержимо квадратне рівняння

$$v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a - v_2) t_{\Pi}^2 + \left\{ v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - (\pm x) \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - \right. \\ \left. - v_a (l_y + y) + v_2 (l_y - b_y) \right\} t_{\Pi} \pm x (l_y - b_y) - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right),$$

з якого маємо можливість визначити коефіцієнти a , b , c цього квадратного рівняння

$$\begin{cases} a = v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a - v_2), \\ b = v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - (\pm x) \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - v_a (l_y + y) + v_2 (l_y - b_y), \\ c = \pm x (l_y - b_y) - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right). \end{cases} \quad (4.55)$$

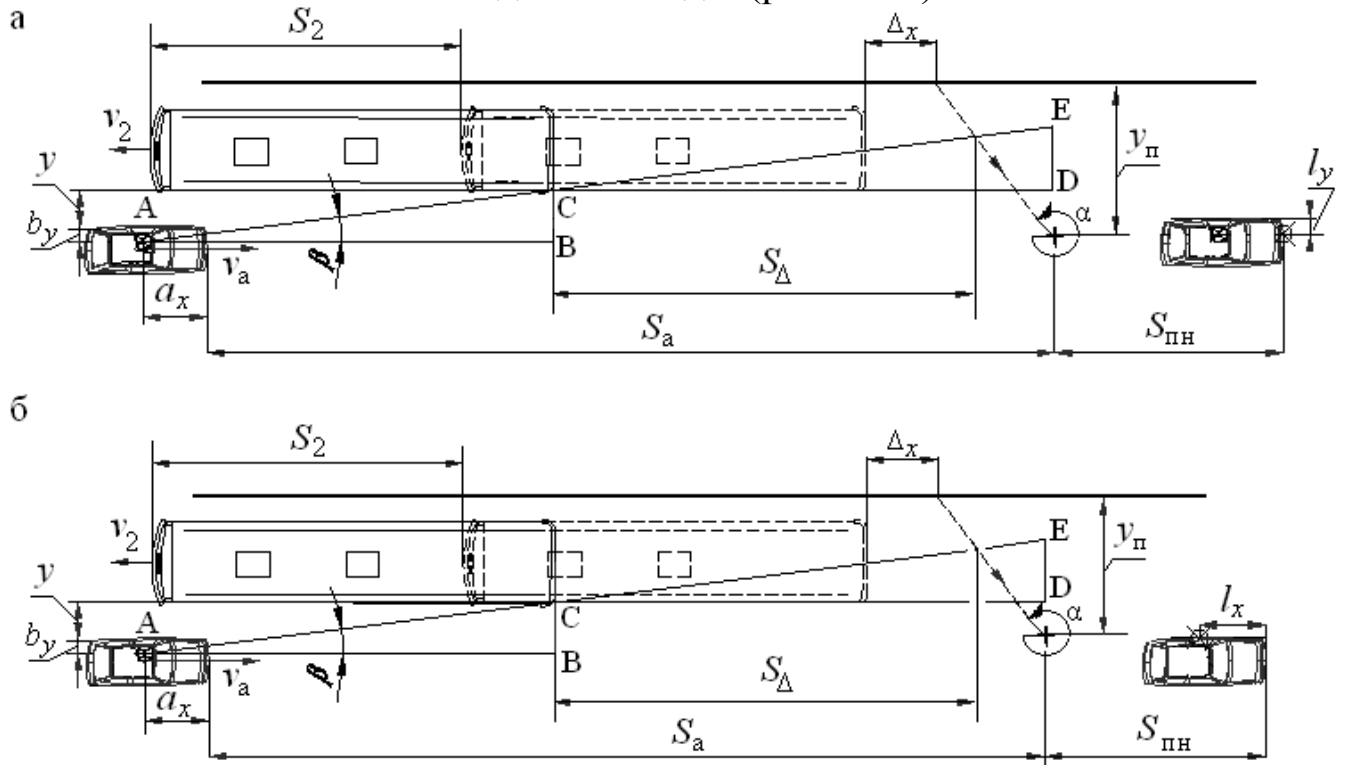
З урахуванням того, що в даному випадку має сенс більше значення кореня, рішення квадратного рівняння можна записати як

$$t_{\Pi} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (4.56)$$

Вирішуючи систему рівнянь (5.54), що описує бічний наїзд на пішохода, отримаємо коефіцієнти a , b , c для рішення аналогічного квадратного рівняння

$$\begin{cases} a = v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a - v_2), \\ b = v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x - (\pm x) \right) + \cos \alpha (y + b_y) \right] - v_a y - v_2 b_y, \\ c = -(\pm x b_y) - y \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x \right). \end{cases} \quad (4.57)$$

У разі, коли наїзд на пішохода відбувся в умовах оглядовості, обмеженої стрічною рухомою перешкодою (транспорт), ключовим моментом розслідування є свідчення водія, пов'язане з визначенням відстані S_{Δ} між задньою частиною стрічної рухомої перешкоди та пішоходом, у момент появи його в полі оглядовості водія (рис. 4.10).



а – фронтальний наїзд; б – бічний наїзд

Рисунок 4.10 – Розрахункова схема наїзду на пішохода в режимі гальмування автомобіля при оглядовості, обмеженій стрічним транспортом

Якщо відстань S_{Δ} встановлена слідством, то геометричні й кінематичні умови взаємного розташування та руху автомобіля, перешкоди і пішохода (відповідно для фронтального та бічного наїзду) мають вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - S_\Delta - S_\Pi \cos \alpha, \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_\Delta + S_\Pi \cos \alpha, \\ DE = S_\Pi |\sin \alpha| + S_\Pi \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - y - l_y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - S_\Delta - S_\Pi \cos \alpha}, \\ S_\Pi = t_\Pi v_\Pi, \\ S_a = t_\Pi v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j}; \end{array} \right. \quad (4.58) \quad \left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - S_\Delta - S_\Pi \cos \alpha, \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_\Delta + S_\Pi \cos \alpha, \\ DE = S_\Pi |\sin \alpha| + S_\Pi \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - S_\Delta - S_\Pi \cos \alpha}, \\ S_\Pi = t_\Pi v_\Pi, \\ S_a = t_\Pi v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x, \end{array} \right. \quad (4.59)$$

де S_Δ – відстань між задньою частиною стрічного ТЗ–перешкоди та пішоходом, у момент появи його в полі оглядовості водія, м.

Розв'язавши систему рівнянь (4.58), одержимо квадратне рівняння вигляду

$$\begin{aligned} & v_\Pi |\sin \alpha| (v_a - v_\Pi \cos \alpha) t_\Pi^2 + \\ & + \left\{ v_\Pi \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - S_\Delta \right) + \cos \alpha (l_y + y) \right] - v_a (l_y + y) \right\} t_\Pi - \\ & - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right) + S_\Delta (l_y - b_y) = 0. \end{aligned}$$

Коефіцієнти даного квадратного рівняння можна записати у вигляді системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} a = v_\Pi |\sin \alpha| (v_a - v_\Pi \cos \alpha), \\ b = v_\Pi \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - S_\Delta \right) + \cos \alpha (l_y + y) \right] - v_a (l_y + y), \\ c = S_\Delta (l_y - b_y) - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right). \end{array} \right. \quad (4.60)$$

Досліджуючи бічний наїзд (4.59), одержимо аналогічну систему рівнянь

$$\begin{cases} a = v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a - v_{\Pi} \cos \alpha), \\ b = v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x - S_{\Delta} \right) + y \cos \alpha \right], \\ c = -S_{\Delta} b_y. \end{cases} \quad (4.61)$$

Таблиця 4.3 – Час між проїжджаючим мимо ТЗ і початком руху пішохода

Вік пішохода, років	5–10	10–15	15–18	18–25	25–40	40–60	більше 60
Час t_{Δ} , с	1,45	1,40	1,10	0,95	0,98	1,58	1,8

Якщо ж протягом слідства не вдалося з яких–небудь причин визначити відстань S_{Δ} , то згідно статистичним даним [266] час t_{Δ} між проїжджаючим мимо ТЗ і початком руху пішохода залежить від віку пішохода (табл. 4.3).

На підставі цих даних, знаючи швидкість руху ТЗ–перешкоди v_2 , можна визначити відстань Δ_x між задньою частиною ТЗ–перешкоди та пішоходом у момент виходу його на проїжджу частину

$$\Delta_x = v_2 t_{\Delta}, \quad (4.62)$$

де t_{Δ} – середньостатистичний інтервал часу між проїжджаючим мимо ТЗ і початком руху пішохода, с.

Тоді, у момент появи пішохода в полі оглядовості водія, геометрична умова взаємного розташування автомобіля, перешкоди та пішохода й кінематична умова, що характеризує переміщення автомобіля, пішохода та перешкоди за час t_{Π} , для відповідно фронтального й бічного наїзду мають вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - S_2 - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}, \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 + \Delta_x - \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}, \\ DE = S_{\Pi} |\sin \alpha| + S_{\Pi} \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - y - l_y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - S_2 - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}}, \\ S_2 = \frac{y_{\Pi} v_2}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - t_{\Pi} v_2, \\ S_{\Pi} = t_{\Pi} v_{\Pi}, \\ S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j}; \end{array} \right. \quad (4.63)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - S_2 - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}, \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 + \Delta_x - \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}, \\ DE = S_{\Pi} |\sin \alpha| + S_{\Pi} \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - S_2 - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha}}, \\ S_2 = \frac{y_{\Pi} v_2}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - t_{\Pi} v_2, \\ S_{\Pi} = t_{\Pi} v_{\Pi}, \\ S_a = t_{\Pi} v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x, \end{array} \right. \quad (4.64)$$

де Δ_x – відстань між задньою частиною ТЗ–перешкоди та пішоходом у момент виходу його на проїжджу частину, м.

Далі, вирішуючи систему рівнянь (4.63), одержимо квадратне рівняння вигляду

$$\begin{aligned}
& v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a + v_2) t_{\Pi}^2 + \\
& + \left\{ v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - v_a (l_y + y) - v_2 (l_y + y_{\Pi} - b_y) \right. \\
& \quad \left. \times t_{\Pi} + (l_y - b_y) \left[y_{\Pi} \left(\frac{v_2}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \Delta_x \right] - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right) \right\} = 0.
\end{aligned}$$

Звідси коефіцієнти квадратного рівняння a , b , c при дослідженні фронтального наїзду визначаються відповідно рівняннями

$$\begin{cases} a = v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a + v_2), \\ b = v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - \\ \quad - v_a (l_y + y) - v_2 (l_y + y_{\Pi} - b_y), \\ c = (l_y - b_y) \left[y_{\Pi} \left(\frac{v_2}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \Delta_x \right] - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right). \end{cases} \quad (4.65)$$

Аналогічні коефіцієнти одержимо, вирішуючи систему (4.64) для випадку бічного наїзду

$$\begin{cases} a = v_{\Pi} |\sin \alpha| (v_a + v_2), \\ b = v_{\Pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x - \Delta_x + \frac{y_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - \\ \quad - v_a y - v_2 (y_{\Pi} - b_y), \\ c = -b_y \left[y_{\Pi} \left(\frac{v_2}{v_{\Pi} |\sin \alpha|} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \Delta_x \right] - y \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x \right). \end{cases} \quad (4.66)$$

При підстановці значень коефіцієнтів, розрахованих за формулами (4.55), (4.57), (4.60), (4.61), (4.65), (4.66), у вираз (4.56) одержимо час t_{Π} , який пройшов з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду.

Момент появи пішохода в полі оглядовості водія асоціюватиметься з моментом виникнення небезпеки, якщо пішохід у цей час знаходився на проїжджій частині. Для уточнення цього моменту необхідно додатково розрахувати час руху пішохода від краю проїжджої частини до місця наїзду (4.4).

Крім того, бувають ситуації, коли наїзд на пішохода відбувається не тільки в умовах обмеженої оглядовості, але й в умовах обмеженої видимості. Тоді необхідно провести додаткові розрахунки часу руху пішохода в зоні видимості водія (4.47), (4.48). Потім зі всіх одержаних інтервалів часу за виразами (4.4), (4.47), (4.48) або (4.55) необхідно вибрати якнайменший інтервал t_{Π} , який і визначатиме момент виникнення небезпеки.

Після цього можна провести розрахунок відстані між автомобілем і місцем наїзду в момент виникнення небезпеки (4.10), (4.13).

Для визначення своєчасності гальмування водієм необхідно розрахувати час від моменту реагування на небезпеку до моменту наїзду на пішохода (4.14). Якщо виявиться, що час t_n , який пройшов з моменту виникнення небезпеки до моменту наїзду, перевищує час T_H з моменту реагування водія на небезпеку до моменту наїзду, тобто $t_n > T_H$ (4.17), то водій запізнився з гальмуванням (4.18). Якщо $t_n = T_H$ (4.15), то водій своєчасно зробив гальмування, і, якщо $t_n < T_H$ (4.16), то водій або завчасно зробив гальмування, або існують неточності в початкових даних, вибраних для розрахунку.

Таким чином, послідовність розрахунку при дослідженні механізму наїзду на пішохода в режимі гальмування автомобіля, коли оглядовість водія обмежена рухомою перешкодою, така:

- визначити швидкість автомобіля v_H у момент наїзду на пішохода (4.1), (4.2);
- визначити зупинний шлях автомобіля S_0 у даних дорожніх умовах (4.55);
- встановити відстань від автомобіля до місця наїзду в момент виходу пішохода з-за краю перешкоди S_{a1} (4.49), (4.50);
- якщо $S_{a1} > S_0$, то перешкода не заважала водію запобігти пригоди шляхом своєчасного гальмування;
- інакше розрахувати відстань від автомобіля до місця наїзду в момент виходу пішохода на проїжджу частину S_{a2} за формулами (4.51), (4.52);
- якщо $S_{a2} < S_0$, то водій не мав технічної можливості запобігти наїзду навіть за відсутності перешкоди, обмежуючої оглядовість;
- якщо $S_{a1} < S_0 < S_{a2}$, то слід продовжити аналіз механізму ДТП;
- залежно від типу перешкоди, стрічної або попутної, і виду наїзду, фронтального або бічного, провести розрахунок коефіцієнтів a , b , c за формулами (4.55), (4.57), (4.60), (4.61), (4.65), (4.66),;
- визначити час з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду (4.56);
- додатково розрахувати час руху пішохода від краю проїжджої частини до місця наїзду (4.4), а в разі обмеженої видимості – і час руху пішохода в зоні видимості водія (4.47) або (4.48);
- зі всіх одержаних за виразами (4.4), (4.47), (4.48), (4.56) інтервалів часу t_n вибрати якнайменший інтервал, який і визначатиме момент виникнення небезпеки;

- провести розрахунок відстані між автомобілем і місцем наїзду в момент виникнення небезпеки (4.10), (4.13);
- визначити, чи запізнився водій з застосуванням гальмування (4.14), (4.18).

Розроблена методика дозволяє відповісти на основні питання, які виникають при дослідженні механізму подібних ДТП, зокрема:

- 1) Яка була швидкість автомобіля в момент наїзду на пішохода?
- 2) Який зупинний шлях автомобіля в даних дорожніх умовах?
- 3) Встиг би водій зупинити автомобіль після того, як пішохід з'явився з-за краю перешкоди?
- 4) Чи міг водій зупинити автомобіль до лінії проходження пішохода, якби перешкода була відсутня?
- 5) Який час пройшов з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду?
- 6) Коли виник момент небезпеки для руху та який час пройшов з моменту виникнення небезпеки до моменту наїзду?
- 7) На якій відстані від місця наїзду знаходився автомобіль у момент виникнення небезпеки?
- 8) Чи запізнився водій із застосуванням гальмування?

На базі запропонованого аналітичного методу вирішення складних задач, пов'язаних з наїздом на пішохода у режимі гальмування автомобіля, розроблено алгоритм та інтерфейс програмного забезпечення (додаток Ж), якому дано назву «Пішохід – ХАДИ» (рис. 4.11).

Програма написана на мові програмування Object Pascal у середовищі Delphi 7.0. Запропонований алгоритм програми дозволяє розрахувати основні параметри механізму ДТП: швидкість автомобіля в момент наїзду на пішохода; зупинний шлях автомобіля в даних дорожніх умовах; час з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду; відстань від місця наїзду до автомобіля у момент виникнення небезпеки; своєчасність дій водія; аналіз можливості запобігти ДТП шляхом екстреного гальмування; відповідність дій водія та пішохода правилам дорожнього руху України. Використання розробленого програмного забезпечення в практичній сфері діяльності експертних установ повинне сприяти підвищенню об'єктивності результатів автотехнічних досліджень.

Наезд на пешехода в условиях ограниченной обзорности в режиме торможения автомобиля

Исходные данные для расчета		Разработчики:
Данные следствия	Технические характеристики и параметры	Доц. Сараев А.В.
		Доц. Назаров А.С.

$V_2 =$ 25	$V_p =$ 6.8
$\alpha =$ 120	$t_1 =$ 1
$x =$ 1	$t_2 =$ 0.2
$y =$ 1	$t_3 =$ 0.4
$L_y =$ 1	$t_3 =$ 0.4
$S_{pn} =$ 6	$\phi =$ 0.8
$y_p =$ 5	$g =$ 9.807

Рисунок 4.11 – Интерфейс программного забезпечення «Пішохід – ХАДИ»

Висновки за розділом

1. Найбільш розповсюдженим та травматичним видом ДТП є наїзд на пішохода, на долю якого припадає понад 50 % загиблих. Для запобігання наїзду на пішохода згідно Правилам дорожнього руху у більшості випадків водій повинен застосувати гальмування. Діючи в Україні методика дослідження наїзду на пішохода цілком залежить від довжини слідів юзу, які залишаються при екстреному гальмуванні автомобіля. Ця довжина слідів юзу входить в основні розрахункові формули механізму наїзду на пішохода. Тому одним з основних завдань удосконалення розрахункового методу дослідження наїзду на пішохода є втілення у методику розрахунку оцінки ефективності гальмування ТЗ, обладнаного АБС, який не залишає слідів юзу на дорожньому покритті.

2. Розроблений метод дослідження складних варіантів наїзду на пішохода, що відбуваються в умовах обмеженої оглядовості та видимості у режимі гальмування автомобіля. На відміну від існуючого розрахунково-графічного методу запропоновано розрахунково-аналітичний метод дослідження подібних ДТП, який дозволяє проводити необхідні обчислення в автоматизованому режимі та вирішити більш широкий спектр складних задач за допомогою розробленого програмного забезпечення «Пішохід – ХНАДУ».

Розділ 5. НАУКОВІ ПРОГНОЗИ ТА СПОСОБИ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗА НАПРЯМКОМ АВТОТЕХНІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Прогноз з розвитку методів автотехнічних досліджень

Недалеке майбутнє автотехнічної експертизи буде пов'язане з застосуванням автоматизованих цифрових систем виміру й розрахунку на всіх етапах дослідження обставин ДТП. У першу чергу, – це застосування лазерного сканування місця ДТП, на підставі чого можливе автоматизоване складання схеми ДТП зі встановленням усіх необхідних розмірів. По-друге, це використання записів різних реєстраторів даних про події, які дозволяють фіксувати параметри руху ТЗ до та після ДТП, що може бути покладено в основу отримання об'єктивних вихідних даних експертного розрахунку. По-третє, це застосування спеціальної цифрової апаратури при проведенні слідчих експериментів. У четвертих, це використання прикладних програм для розрахунку механізму ДТП. У п'ятих, це імітаційне моделювання складних процесів розвитку механізму ДТП. Найкращий результат можна очікувати, якщо послідовно застосувати автоматизовані цифрові системи на всіх етапах дослідження ДТП. Розглянемо можливість застосування цих сучасних автоматизованих системи в порядку дослідження обставин ДТП.

5.2 Застосування лазерного сканування при огляді місця дорожньо-транспортної пригоди

При огляді місця ДТП доказове значення можуть мати зокрема такі інформативні свідчення, як: відносне розташування потерпілих, відносне розташування ТЗ та їх фрагментів, сліди на дорожньому покритті від коліс ТЗ, подряпини на дорожньому покритті або дорожніх спорудах від ТЗ, сліди битого скла, осипи ґрунту, рідини, що витекла з ТЗ. На даний момент відомі декілька способів фіксації такої слідової інформації на місці ДТП. Перший спосіб традиційний – фіксація та вимір проводяться вручну із застосуванням фотоапаратів та відеокамер, вимірювальних рулеток і курвіметрів. Схема місця ДТП оформлюється від руки на аркуші паперу. Недоліки такого способу фіксації слідової інформації на місці ДТП – це відносно великі втрати часу для збирання необхідних даних, можливість помилки (людський чинник) при вимірі та фіксації даних у складних умо-

вах дослідження, а також тривалий час оформлення схеми ДТП, якість якої, звичайно, низька.

Другий спосіб збору слідової інформації на місці ДТП побудований на основі фотограмметричної зйомки [54]. Фотоапаратом робляться два, або більше знімків місця ДТП з різних точок. Далі, із застосуванням спеціальної програми дані знімків обробляються, в результаті експерт отримує можливість з певною точністю проводити потрібні виміри. Таким чином працюють комплекси «Фотоком», «Фомп-к», «РС-Rect», «Iwitness» та ін. До недоліків такого способу фіксації слідової інформації відносяться: обмеженість за умов видимості в вечірній та нічний час, в умовах дощу, снігу або туману; досить складний інтерфейс програми, що при цьому використовується; для обчислення вимірів необхідно мати відповідний мірний об'єкт; при недотриманні умови розміщення мірного об'єкту на місці зйомки в разі збільшується погрішність виміру; проходить відносно тривалий час від моменту початку роботи до оформлення вихідного документу.

За кордоном у розвинутих країнах все більш широке застосування при проведенні слідчих заходів на місці ДТП знаходить лазерне сканування місцевості та об'єктів, підсумком якого є тривимірна модель [63]. Лазерне сканування надає схоже з фотографічним зображення, але при цьому воно подається в тривимірному вигляді з можливістю вільно міняти ракурс. За допомогою лазерного сканування одержують докладне зображення місця події. Отримані дані можуть бути збережені на будь-якому цифровому носії і, найважливіше, міняти чи коректувати ці дані сканування вже не можливо. Завдяки цьому, під час проведення слідчих заходів, автотехнічної і трасологічної експертиз можна знову відтворити картину пригоди, якою вона була на момент сканування.

Система лазерного сканування, при використанні в автотехнічній експертизі, має задовольняти наступним вимогам:

- мати високу дозвільну здатність, продуктивність і точність вимірювання;
- бути портативною з можливістю оперативного розгортання та устатковлювання;
- дозволяти працювати в умовах низьких температур, дощу, поганої видимості та освітленості;
- відображати всілякі видимі сліди на дорозі;
- виконувати вимірювання розмірів місцевості та об'єктів.

На даний час при документуванні ДТП лазерні 3D-сканери тільки почали використовуватись у системі МВС України та країн СНД. Так, на

озброєнні експертних підрозділів МВС України знаходяться лазерні сканери FARO® Laser Scanner Focus^{3D} виробництва США (рис. 5.1) [250].



Рисунок 5.1 – Комплекс FARO® Laser Scanner Focus^{3D}(США)

Зазначений комплекс складається з самого 3D–сканеру, шістьох сфер, ноутбука з програмним забезпеченням Scene 5.0 та триноги для сканеру. Основні технічні характеристики комплексу FARO® Laser Scanner Focus^{3D}(США) такі: діапазон сканування 0,6–120 м у середині/зовні приміщень; швидкість вимірювань 122000/244000/488000/976000 точок за секунду; похибка вимірювання ± 2 мм на 25 м; робоча зона по вертикалі – 305°; робоча зона по горизонталі – 360°; вертикальна та горизонтальна роздільча здатність 0,009° (40960 3D–точок на 360 °); максимальна вертикальна швидкість сканування (обертання дзеркала) 5800 об/хв або 97 Гц; вбудована камера до 70 Мп у кольорі; зберігання даних за типом SD, SDHC™, SDXC™; 32GB; керування сканером за допомогою сенсорного дисплея, або за допомогою ноутбука через bluetooth з'єднання; час роботи від батареї до 5 годин; габарити 240×200×100 мм; маса – 5 кг.

Сканування місця ДТП проводиться з декількох позицій. Кількість точок сканування (позицій) напряму залежить від розташування об'єктів один від одного, що необхідно зафіксувати при документуванні ДТП. Між сканером та об'єктом мають бути відсутні перешкоди (рис. 5.2).



Рисунок 5.2 – Лазерне сканування місця ДТП

Перед початком сканування необхідно в його межах встановити сфери білого кольору таким чином, щоб вони потрапляли в поле зору сканера хоча б із двох позицій сканування. Зазначені сфери в подальшому служать орієнтирами, які дозволяють програмному забезпеченню отримані скановані точки з різних позицій з'єднати в одне ціле, створюючи при цьому 3D картинку. Залежно від якості сканування, процес сканування з однієї позиції може тривати від 2 до 30 хвилин. Середній час сканування ДТП займає біля 9–15 хвилин. Далі, отримані зі сканера файли копіюються в ноутбук, де за допомогою програми Scene 5.0 всі отримані скани з'єднуються в одне ціле. При цьому створюється кругова фотопанорама на 360° у кольорі або чорно-біла. Це дозволяє створити віртуальний тривимірний вид картини пригоди, з видами зверху, знизу, з боків, і потім детально проаналізувати ситуацію (рис. 5.3).



Рисунок 5.3 – Скановане зображення місця ДТП з різних ракурсів

Технологія лазерного сканування дозволяє виконувати вимірювання відстаней безпосередньо за хмарою сканованих точок, оскільки кожна точка має свій набір координат X , Y , Z . Таким чином, можна, наприклад, одержати розміри деформації автомобіля, що брав участь у ДТП, довжину та ширину слідів юза чи подряпин на асфальті, відстань від орієнтиру та базової лінії до об'єктів ДТП. На сканованому зображенні задані відстані програма показує у вигляді пунктирної лінії та прапорця, на якому нанесені розміри між об'єктами у метрах (рис. 7.4).

При використуванні сканера практично немає необхідності складати схему ДТП на місці події, вимірювати рулеткою вибрані відстані з подальшим нанесенням розмірів у масштабі, оскільки тепер усі необхідні розміри з більш високою точністю можна визначити безпосередньо за результатами сканування з похибкою ± 2 мм на 25 м.

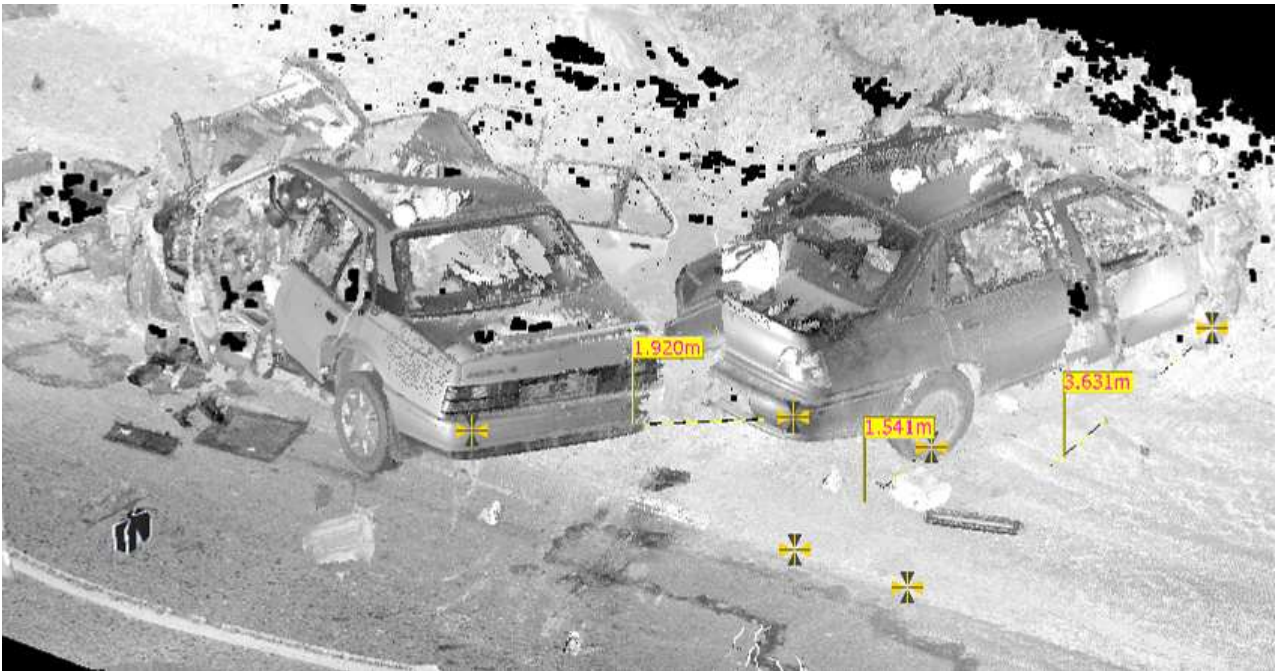


Рисунок 5.4 – Встановлення програмою розмірів між об'єктами

Технологія лазерного сканування здатна скоротити час дослідження місця ДТП. Спеціаліст, що займається оглядом місця події, стикається з проблемами вже при описі та складанні протоколу та схеми місця події. Наприклад, йому доводиться надавати увагу не тільки крупним об'єктам події – автомобілям, але й всіляким слідам на дорозі та невеликим фрагментам. Навіть якщо фахівці, що ведуть розслідування, намагаються зосередитись лише на обставинах події, вони все одно можуть бути не-об'єктивними й неточними. У протилежність фотографічним і графічним методам, при яких експерти роблять знімки й фіксують графічно об'єкти вибірково, узгоджуючись з власним баченням ситуації на місці події, метод лазерного сканування допускає повне покриття зйомкою всього місця події. Тому технологія лазерного сканування може з успіхом застосовуватись при аналізі ДТП, особливо в разі масштабних і складних автокатастроф, з великою кількістю учасників, пошкодженнями дорожньої інфраструктури та транспортних засобів. За наявності результатів сканування місця ДТП експерт, слідчий або суддя мають можливість не тільки «повернутися» на місце ДТП для встановлення розташування тих чи інших об'єктів на місці події вже після огляду, але й виявити слідову інформацію, що не була знайдена під час огляду. При цьому будь які сліди, об'єкти можуть бути вивчені більш детально.

Таким чином, лазерне сканування дозволяє в декілька разів збільшити інформативність зібраних даних на місці події, надає наочну та зручну

візуалізацію в тривимірному вигляді, що дозволяє досягти високої ілюстративної якості, схожої з фото— і відеозображенням. З'являється можливість проводити більш точні вимірювання відстаней та об'єктів за координатами сканованих точок. При цьому час огляду місця ДТП скорочується в рази, від декількох годин до декількох десятків хвилин. Проводити сканування може лише одна людина, в той час, як традиційно, вимірювання проводять мінімум дві людини, а за правильністю проведення вимірювань спостерігають ще двоє понятих. Сканування можна проводити в темний час доби, що не впливає на якість зображення. Відпадає необхідність у складанні масштабних схем місця ДТП, оскільки отримана 3D—картинка після сканування зберігає реальні розміри об'єктів. Тому в найближчому майбутньому, традиційні протоколи огляду місця й схеми ДТП можуть бути доповнені або навіть замінені інформативними тривимірними зображеннями, одержаними за допомогою лазерних сканерів. Для цього необхідно розробити експертну методику автоматизованого складання схеми ДТП на підставі результату лазерного сканування.

5.3. Відеореєстратори, як нове джерело отримання інформації про дорожньо-транспортну пригоду

На даний час широке поширення отримали технічні засоби, які дозволяють фіксувати рух ТЗ у процесі ДТП. Умовно такі технічні засоби можна поділити на три групи: відеореєстратори ТЗ, зовнішнє відеоспостереження, системи EDR – Event Data Recorder (реєстрація даних про події).

Відеореєстратор – пристрій, призначений для запису, зберігання та відтворення відеосигналів, а за наявності мікрофона – й аудіосигналів (рис. 5.5).

Відеореєстратори за своїми технічними характеристиками можна поділити на чотири групи: за функціональними можливостями, за форматом запису зображення, за кількістю кадрів на секунду при записі, за кутом огляду.



Рисунок 5.5 – Типовий приклад відеореєстратора з дисплеєм та відеокамерою

У свою чергу, за функціональними можливостями відеореєстратори поділяються: а) за кількістю відеокамер; б) за наявністю інфрачервоного підсвітлювача; за наявністю дисплея; за наявністю модуля GPS; за наявністю мікрофона; за наявністю датчиків прискорення.

Відеореєстратори з двома камерами (Dual Lens) ведуть зйомку одночасно на дві камери, тобто реєструється те, що відбувається на дорозі й у салоні. Перевага таких відеореєстраторів полягає в тому, що вони дозволяють записати відео відразу з двох позицій, таким чином фіксується більше деталей, внаслідок чого виходить повніша картина усього, що відбувається. Так наприклад, за наявності відеокамери реєстратора, спрямованої в середину салону автомобіля, з'являється можливість оцінити дії водія чи пасажирів у процесі розвитку ДТП, оскільки пасажирів в деяких випадках своїми втручаннями в управління автомобілем можуть значно вплинути на виникнення та розвиток небезпечної та аварійної ситуації.

Наявність інфрачервоного підсвічування у відеореєстраторі покращує зйомку в нічний час. Для цього виробник поряд з об'єктивом камери відеореєстратора, розташовує інфрачервоні світлодіоди, призначені для додаткового освітлення під час зйомки в темряві (світло від них невидиме неозброєним оком).

Важлива перевага відеореєстратора з дисплеєм – це можливість проглянути відеозапис безпосередньо на місці ДТП, що може бути зажаданим, оскільки дозволяє безпосередньо при огляді місця ДТП зосередити увагу на обставинах, що мають суттєве значення.

Деякі моделі відеореєстраторів можуть оснащуватися GPS – приймачем, за допомогою якого в «картинку» вбудовується інформація про

числові координати та швидкість ТЗ. Такі дані дозволяють точніше встановити механізм ДТП.

Наявність вбудованого мікрофона та синхронного аудіозапису також має важливе значення при встановленні обставин ДТП. Аудіоканал фіксує звуки гальмування, удару, або наїзду на перешкоду, що дозволяє детальніше проаналізувати характер руху ТЗ у процесі ДТП.

За форматом запису зображення розрізняють дві групи відеореєстраторів: Audio Video Interleave (AVI) та High-Definition (HD). За кількістю кадрів відеореєстратори поділяються на такі, що фіксують 30, 60, 120 кадрів на секунду. Кут огляду відеореєстратора з однією камерою може бути від 90 до 160 градусів, а за наявності декількох камер відеореєстратор може спостерігати за подіями на всі 360 градусів.

Якість зйомки відеореєстратора має істотний вплив на можливість подальшого використання даних відеозапису при встановленні обставин ДТП. Чим більше кількість кадрів на секунду може зафіксувати відеореєстратор, тим інформативніше відеозапис у цілому. Кути огляду відеореєстраторів також певним чином впливають на якість зображення. Малий кут у 90 градусів дозволяє краще ідентифікувати номери інших ТЗ, проте відеозаписи з таким кутом огляду в цілому набагато менш інформативні, зокрема, практично повністю втрачається огляд сусідніх смуг руху. Тоді як записи з кутом огляду в 120–160 градусів забезпечують максимальну оглядовість крізь лобове скло ТЗ.

Оскільки відеореєстратори зараз отримали широке поширення на ТЗ, то можливість їх використання при дослідженні ДТП стає реальністю. Для цього необхідно розробити й застосувати спеціальні методики, які б дозволили встановити об'єктивні параметри руху ТЗ та інших учасників за записами з відеореєстратора. Наприклад, таких параметрів, як швидкість руху ТЗ, величину сповільнення або прискорення ТЗ, момент та час небезпеки, координати розташування об'єкту на проїжджій частині.

Науковці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) та науково-дослідного експертно-криміналістичного центру (НДЕКЦ) при ГУМВС України в Харківській області у порядку застосування даних відеозапису з відеореєстраторів виявили такі проблеми:

- не всі відеореєстратори фіксують час зйомки до необхідних десятих та сотих часток секунди;
- за відсутності інтегрованого у відеореєстратор навігатора швидкість руху ТЗ не фіксується;

- за наявності інтегрованого в систему навігатора швидкість руху ТЗ фіксується з суттєвим запізненням (на декілька секунд), тобто, можливий, наприклад, такий випадок, що ТЗ уже зупинився, а за даними навігатора швидкість його руху тільки почала зменшуватися;

- більшість відеореєстраторів не фіксують уповільнення та прискорення ТЗ.

Для розширення можливостей використання запису даних з відеореєстратора в практиці автотехнічної експертизи бажані наступні вдосконалення функціональних можливостей самих відеореєстраторів, а саме:

- ТЗ необхідно облаштовувати відеореєстраторами з декількома синхронізованими між собою відеокамерами, одна з яких буде обов'язково направлена на спідометр, друга – на водія з пасажирами, а інші – на дорогу з сумарною картиною оглядовості 360 градусів;

- запис відеореєстратора має вестись до десятих та сотих часток секунди;

- бажано мати можливість синхронізувати роботу відеореєстратора з іншими пристроями ТЗ, зокрема, системою EDR (реєстрація даних про події);

- відеореєстратор необхідно обладнати двома датчиками прискорення – один для виміру параметрів руху ТЗ з діапазоном 1–2g, другий з діапазоном до 100g.

5.4 Інформаційні технології дослідження аварій

Сучасні інтелектуальні транспортні системи - ITS (Intelligent Transport Systems) поєднує в собі комплекс взаємозалежних автоматизованих систем, які вирішують завдання керування дорожнім рухом, моніторингу й керування роботою автомобільного транспорту, інформують про організацію технічного обслуговування [202]. Це реалізується завдяки об'єднанню систем безпеки транспортного засобу й системи глобального позиціонування

Важливе значення для розслідування аварій на авіаційному, залізничному та морському транспорті має інформація про динамічні та інші параметри транспортного засобу під час аварії, що фіксується бортовими реєстраторами або так званими «чорними скриньками». Що стосується автомобільного транспорту, то об'єктивному аналізу обставин ДТП та можливості відтворення останніх сприяло встановлення на сучасних ТЗ

бортових реєстраторів даних про події (Event Data Recorder (далі EDR). Конструктивно це вдалося реалізувати за рахунок оснащення керуючих модулів систем повітряних подушок безпеки функцією запису передавальної інформації.

На сьогоднішній день, у державах з розвинутими технологіями, слідчими при розслідуванні ДТП активно використовується отримана з EDR передавальна інформація про параметри руху автомобіля та вплив водія на органи його керування. Для цього до сертифікованих станцій технічного обслуговування направляються автомобілі, що потрапили в ДТП, або демонтовані з них модулі EDR.

Питанням застосування EDR у судовій автотехнічній експертизі в Україні займалися Ананьєв П.О. і Пясецький Ю.В. [6]. Отримання інформації за допомогою EDR має процесуальні обмеження. По-перше, автовиробники надають право доступу до вищевказаної інформації лише своїм уповноваженим сертифікованим станціям технічного обслуговування та дослідницьким центрам, що мають відповідне обладнання. По-друге, така інформація надається лише за постановою слідчого (ухвалою суду), або за заявою власника автомобіля, а також, якщо отримання такої інформації зумовлено проведенням автовиробником власних досліджень з метою модернізації систем безпеки.

Слід звернути увагу, що отримана з EDR інформація про параметри руху автомобіля має оцінюватись з урахуванням особливостей роботи EDR та інших матеріалів справи. Так, наприклад, інформація отримана EDR з колісних датчиків про швидкість руху автомобіля, що визначена за частотою обертання маточин коліс, при гальмуванні може не відповідати дійсній швидкості автомобіля в разі ковзання шин його коліс по опорній поверхні, тому що дійсна величина швидкості автомобіля в такому випадку буде більшою ніж зареєстрована EDR.

Розвиток EDR почався з 1994 року, коли з метою модернізації системи подушок безпеки фірма–виробник автомобілів General Motors розробила новий модуль зчитування й діагностики (Sensing & Diagnostic Module) з можливістю запису динамічних та інших характеристик транспортного засобу за 5 с до автомобільної аварії і почала серійно встановлювати їх на легкові автомобілі власного виробництва, зокрема на автомобілі таких марок як Chevrolet, Pontiac, Cadillac, Saturn, GMC, Buick, Oldsmobile, Hummer.

З часом, вищевказаними модулями стали обладнуватися автомобілі таких автовиробників як Volvo (з 1994 р.); Isuzu (з 2000 р.); Ford, Mercury, Lincoln, Chrysler і Toyota (з 2001 р.); Hyundai (з 2003 р.); Saab (з 2005 р.).

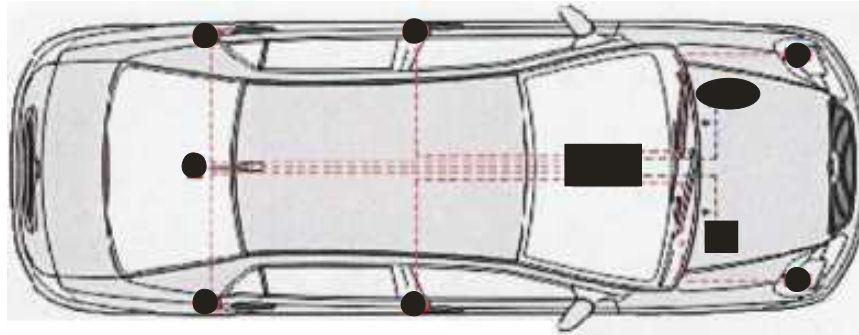
На сьогодні такими модулями обладнуються й деякі нові моделі автомобілів наступних марок: Mitsubishi; Suzuki; Lexus; Scion; Geo; Holden; Sterling; Peugeot; Honda; Nissan.

Відповідно до прийнятої термінології Національної адміністрації безпеки дорожнього руху Департаменту транспорту США (скорочено NHTSA) модулі системи подушок безпеки з функцією запису мають загальну назву – реєстратори даних про події (Event Data Recorder (EDR)). Пристрої EDR визначаються як прилади, що встановлені на транспортних засобах і послідовно реєструють їх динамічні дані перед аварією, або під час аварії, та розраховані на вилучення їх із ТЗ після аварії. Слід відзначити, що до цих приладів не відносяться тахографи, які застосовуються на ТЗ при здійсненні вантажних та пасажирських перевезень.

На теперішній час, кожний із автовиробників використовує свій формат запису даних, що значно ускладнює розшифровування інформації незалежними експертами. Крім того, набір даних, що записуються при аварії, теж відрізняється: одні EDR записують лише швидкість перед зіткненням і режими спрацьовування подушок безпеки, а інші – зберігають інформацію про кут повороту коліс під час аварії, ступінь гальмування й низку іншої інформації.

З метою більш якісного та точного відтворення зіткнення та відповідно до вимог NHTSA, реєстратори даних про події, що встановлюються в нових автомобілях, мають фіксувати інформацію за 5 с до зіткнення, зокрема, про такі параметри: поздовжнє прискорення, момент приведення в дію гальм, швидкість транспортного засобу, оберти двигуна, положення дросельної заслінки у відсотковому співвідношенні, момент спрацьовування антиблокувальної системи гальмування та системи поперечної стійкості, кількість циклів запалювання двигуна після зіткнення або удару.

Різні моделі автомобілів мають приблизно однакову схему розташування елементів EDR (рис. 5.6). Як правило, сенсори удару системи подушок безпеки розташовують по периметру автомобіля. Швидкість автомобіля визначається за допомогою колісних датчиків антиблокувальної системи гальм, що розташовуються на маточинах коліс. Застосування гальм визначається за допомогою електронного блоку керування антиблокувальною системою гальм. Положення дросельної заслінки двигуна та оберти двигуна визначаються за допомогою електронного блоку керування двигуном.



- – модуль EDR;
- – сенсори удару системи подушок безпеки;
- – електронний блок керування АБС;
- – електронний блок керування двигуном.

Рисунок 5.6 – Зображення типової схеми розташування електронних елементів системи EDR

Кожен із виробників автомобілів виготовляє власні апаратні засоби для завантаження передаварійної інформації з EDR і програмне забезпечення для її обробки, що унеможливорює отримання зазначеної інформації незалежними експертами. На даний час, лише компанія Bosch виготовляє універсальні системи пошуку даних про аварію (Crash Data Retrieval, скорочено – CDR), які визнані правоохоронними органами багатьох країн світу та які дають можливість отримувати дані у вигляді таблиць та діаграм.

Мережеві зв'язки датчиків все більше зв'язують активні й пасивні системи безпеки в межах єдиної системи, що збільшує перелік передаварійних параметрів автомобіля, які фіксуються EDR і, відповідно, розширює можливості з відтворення ДТП. На сьогоднішній день, отримання даних у реальному часі з EDR стало можливим завдяки поєднанню систем безпеки автомобіля з системою глобального позиціонування. Сьогодні, автомобілі, що перебувають на сервісному обслуговуванні фірм OnCall від Volvo та OnStar від General Motors, мають можливість за допомогою EDR, з'єднаної з глобальною системою позиціонування, у випадку спрацювання подушок безпеки або аварійного натягу ремін безпеки автоматично надсилати інформацію про аварію в сервісний центр указаних служб. Основними її елементами є показання аварійних сенсорів, модуля системи подушки безпеки (в автомобілях виробництва GM він має назву Sensing Diagnostic Module) з функцією запису передаварійної інформації (EDR), GPS-модуля OnStar і стільникової антени (рис. 5.7).

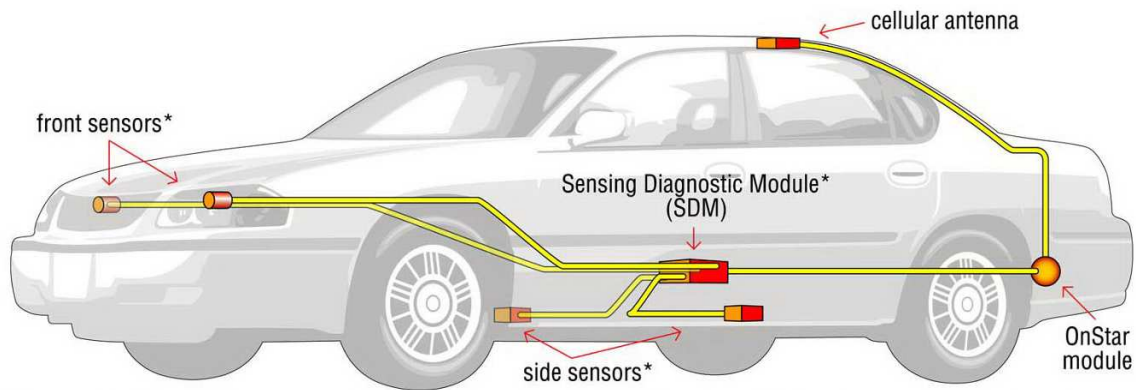


Рисунок 5.7 – Система повідомлення про аварію фірми General Motors

Використовуючи канали зв'язку, система посилає на пульт сервісної служби сигнал небезпеки та координати місця розташування автомобіля, що зафіксовані GPS-системою. При цьому телефон автоматично залишається увімкненим, забезпечуючи зв'язок медичного персоналу з потерпілими. Одержавши сигнал небезпеки, оператор служби зв'язується з водієм, що потрапив в аварію, для з'ясування ситуації. Якщо відповідь на дзвінок не отримано, на місце аварії виїжджає спеціальна рятувальна група.

Слід зазначити, що отримати передаварійну інформацію з EDR можливо на сучасних, сертифікованих автовиробниками станціях технічного обслуговування, а після ввезення та сертифікації на території України мобільних універсальних мультимарочних систем пошуку (таких як Crash Data Retrieval System виробництва Bosch), отримання передаварійних даних з EDR може проводитись безпосередньо на місці ДТП або за місцем зберігання автомобілів.

Треба формувати в Україні основи розвитку сучасних інформаційних систем з функцією аналізу й дослідження обставин ДТП, оскільки одержання інформації за допомогою EDR має процесуальні обмеження. По-перше, автовиробники надають право доступу до вищевказаної інформації лише своїм уповноваженим сертифікованим станціям технічного обслуговування зі спеціальним дослідним центром, якому зобов'язано мати відповідне встаткування. Однак в Україні поки таких центрів немає. По-друге, дана інформація надається лише по постанові слідчого (постанові суду), або за заявою власника автомобіля, а також, якщо одержання такої інформації обумовлене запитом автовиробника для власних досліджень із метою модернізації систем безпеки. По-третє, при використанні запису даних з інформаційної системи під час дослідження ДТП виникають певні

технічні проблеми, які багато в чому пов'язані з відсутністю відповідного методичного забезпечення у виробництві судової автотехнічної експертизи. Тому дана проблема потребує всебічного розгляду й обговоренні.

Проблема використання переваг систем EDR, CDR, SDM в Україні робить більш вигідним створення своїх інтелектуальних інформаційних систем [25, 254], зокрема, транспортних інтелектуальних систем з функцією дослідження обставин ДТП. Основою таких систем може стати інтелектуальна інформаційна система для комерційного транспорту, яка розроблена в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті на кафедрі ТЕСА під керівництвом проф. В. П. Волкова [36].

У структурі інтелектуальної інформаційної системи віртуального підприємства «ХНАДУ ТЭСА» виділені наступні основні модулі:

- база даних про модулі учасників процесу експлуатації ТЗ (перелік надаваних послуг, рівень якості послуг, обсяг роботи, маршрути руху, категорія умов експлуатації й ін.);
- база даних про клієнтів підприємства (перелік необхідних послуг, обсяги зроблених послуг, відомості про конструктивні особливості ТЗ, нормативні обмеження по конструктивних і експлуатаційних параметрах);
- база даних про екологічні параметри ТЗ, витратах, викидах, відходах і т.д. (нормативи параметрів ТЗ по витраті пального, мастильним матеріалам, викидам, відходам, залежно від умов експлуатації);
- база даних про умови руху й експлуатації ТЗ, ремонтній і експлуатуючій базі підприємства (маршрут руху ТЗ, геозони, технологічні можливості експлуатуючого й ремонтного підприємств по оснащеності й штату);
- бази даних для роботи інформаційно-діагностичного комплексу з номенклатурою ТЗ.

Концептуально, необхідними груповими сервісами, які покликані забезпечувати віртуальне підприємство, є: інформаційно-аналітична підтримка розробки планів функціонування всіх видів транспортних систем; моніторинг умов руху; оперативна координація діяльності транспортних систем.

Щоб інтелектуальну інформаційну систему «ХНАДУ ТЭСА» можна було застосувати для дослідження ДТП, пропонується ввести до її складу відповідну інформаційну підсистему (рис. 5.8).

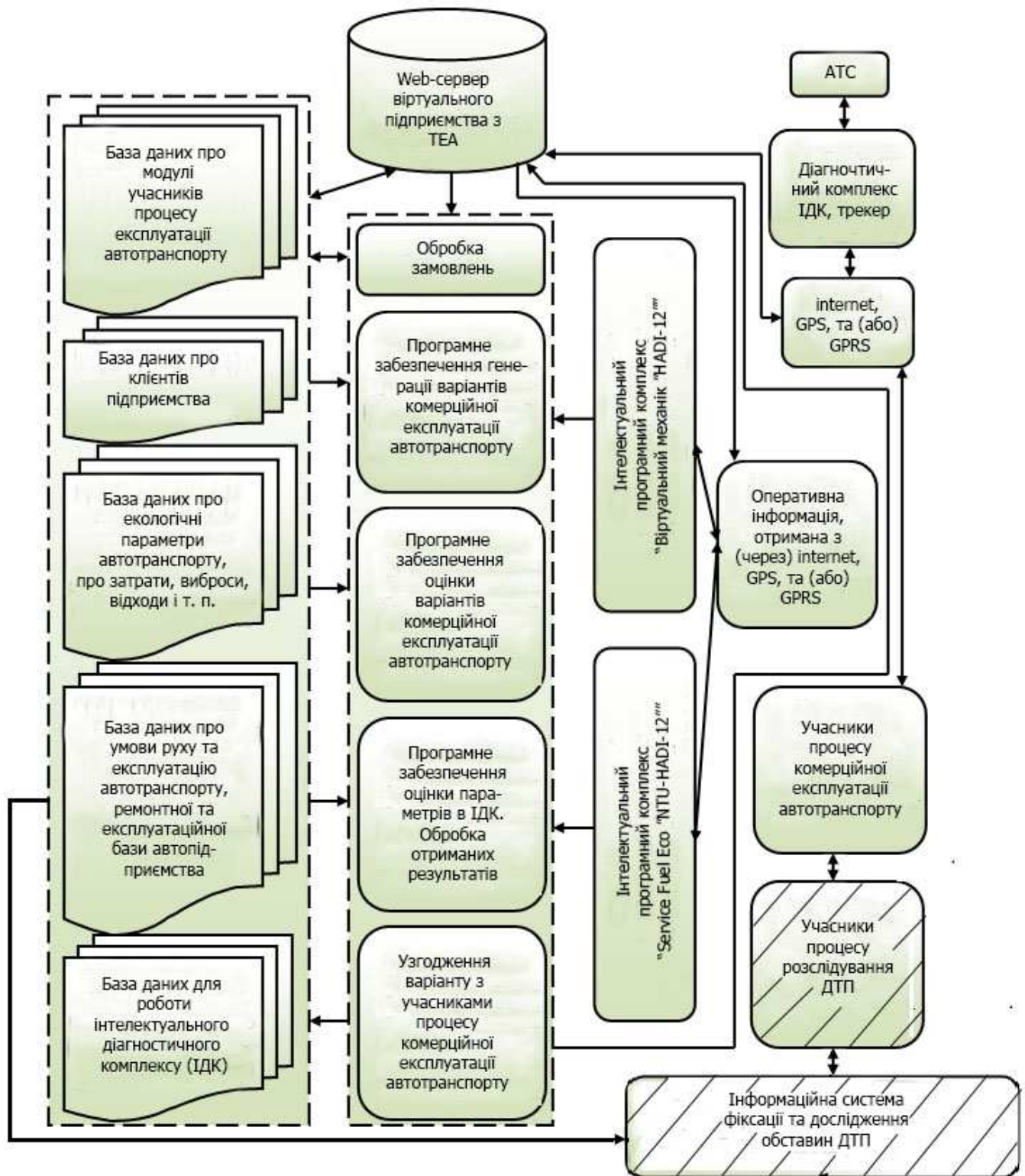


Рисунок 5.8 – Структура інтелектуальної інформаційної системи віртуального підприємства «ХНАДУ ТЭСА», яка доповнена функцією дослідження ДТП

Основа специфіки функціонування системи «ХНАДУ ТЭСА» визначена інформаційно-аналітичною підтримкою, де розроблені програми: «Віртуальний механік «HADI – 12»; «Service Fuel Eco «NTU–HADI – 12»».

Сукупність цих програм представляє інформаційно-програмний комплекс, який призначений для діяльності підприємства на основі розв'язку завдань організації й керування, розрахунків і аналізу систем технічного обслуговування й ремонту, екологічної безпеки автомобілів. Теоретичний розв'язок завдань заснований на позиціях імовірнісних методів дослідження й теорії масового обслуговування. Практичну основу становить використання телематичних систем.

Інформаційна підсистема фіксації та дослідження ДТП повинна накопичувати певні параметри, які визначають характер руху ТЗ, а саме швидкість руху, пройдений шлях, динаміку руху (сповільнення, прискорення), координати переміщення, сигнал з відеореєстратора. Додатковими параметрами можуть служити кути повороту керованих коліс, темп переміщення гальмової педалі, оберти двигуна й положення дросельної заслінки та ін. Звичайно ж, усі ці параметри треба фіксувати в реальному часі, що в цілому буде давати конкретну уяву про розвиток механізму ДТП (рис. 5.9).



Рисунок 5.9 – Схема інформаційної підсистеми для дослідження ДТП

Основні системні вимоги до реалізації й використання інформаційних програмних продуктів (ІПП) визначені вимогами до програми «*Microsoft Visual Studio 2005*», у якій ІПП складений. Є наступні мінімальні вимоги до програмного й апаратного забезпечення (не менш): процесор – 1 *Ghz Pentium processor*; жорсткий диск – 20 Гб; обсяг оперативної пам'яті – 512 Мбайт; джерело безперебійного живлення; розв'язна здатність екрана 1024x768; операційна система – *Microsoft Windows XP* і вище.

Теоретично, завдяки такій інформаційній підсистемі, можна буде одержати з високою точністю вихідні дані для дослідження ДТП, такі як: відстань від автомобіля до місця ДТП у момент виникнення небезпеки, швидкість руху автомобіля, швидкість автомобіля в момент ДТП, своєчасність дій водія, час гальмування, гальмовий і зупинний шляхи автомобіля. У сучасній експертизі ці дані можна одержати тільки шляхом розрахунків або шляхом опитування свідків, що суттєво знижує об'єктивність дослідження в цілому й виводи експертизи зокрема.

5.5 Використання комп'ютерних програм для дослідження механізму дорожньо-транспортної пригоди

Розроблені та втілені в практику теоретичні основи та методики експертного дослідження при проведенні автотехнічних експертиз, що застосовуються експертами на сьогоднішній день, були затверджені міністерствами юстиції та внутрішніх справ ще наприкінці минулого сторіччя. У зв'язку з розвитком комп'ютерних технологій та появою на ринку різних програмних продуктів, як правило імпортованих, які використовуються для дослідження ДТП, виникла нагальна потреба у вивченні цих програм і застосуванні їх на практиці.

За напрямками застосування для потреб автотехнічної експертизи комп'ютерні програми можна поділити на такі групи:

- програми для креслення – PC–Draw, Corel–Draw, Plan, пакет програм «Cad Zone»;
- фотометричні програми – PC–Rect, PhotoModeler Pro, завданням яких є відображення всіх об'єктів, зображених на фотознімку, зверху (сліди гальмування, осипання скла та уламків, розташування транспортних засобів та інших учасників та об'єктів, що мають відношення до

ДТП), з дотриманням при цьому всіх пропорцій відстаней і розмірів як у повздовжньому, так і в поперечному напрямках;

- програми для проведення розрахунків параметрів руху – ARC (Accident Reconstruction Calculator), AR Pro (Accident Reconstruction Professional), CPASH–2000, Analyzer Pro, WinKol (Kollision), CRASH–3, Rec–Tec, Drive–3, RWD та інші;

- програми для аналізу часово–просторового відношення – Titan, Slibar+;

- демонстраційні (симуляційні) програми, що відображають у двомірному (2D) або в тривимірному (3D) форматі рух і взаємодію учасників ДТП – SMAC (The Simulation Model of Automobile Collisions), CARAT, V–SIM, PC–Crash та інші.

Перші програми створення графічного зображення місця ДТП для поліції США та Канади почали застосовуватися на практиці з 1990 р. і до теперішнього часу триває постійна модернізація таких програмних продуктів. Для складання масштабної схеми на місці ДТП уваги безумовно заслуговує комплекс програмного забезпечення під загальною назвою «Cad Zone» [318].

«Cad Zone» – це пакет програм, розроблених у США для працівників поліції, який складається з декількох програмних продуктів, таких як: «Fire Zone» (зона вогню), «Crime Zone» (зона злочину), «Crash Zone» (зона аварії), «Quick Scene» (швидка сцена), «CZ Point Cloud» (хмара точок) та інші.

Програма «Crash Zone» призначена безпосередньо для використання поліцейськими, що документують події ДТП. При її використанні, побудова перетинань будь-якої кількості доріг не створює проблем і здійснюється тільки вибором їх напрямків. Масштаб перехрестя можна змінювати й наносити необхідні лінії розмітки на проїзні частини (рис. 5.10).

Особливістю програми є можливість збору даних із попередніх «схем» і значне зменшення часу для створення нових рисунків. За наявності такого, створеного раніше та збереженого шаблону можна одержати графічне зображення необхідного місця відразу. При цьому залишиться тільки внести транспортні засоби та слідову інформацію в правильні позиції.

Програмне забезпечення дозволяє уточнювати механізм події. При цьому є можливість провести анімацію руху ТЗ, як до, так і після зіткнення в 2D та 3D вигляді (рис. 5.11).

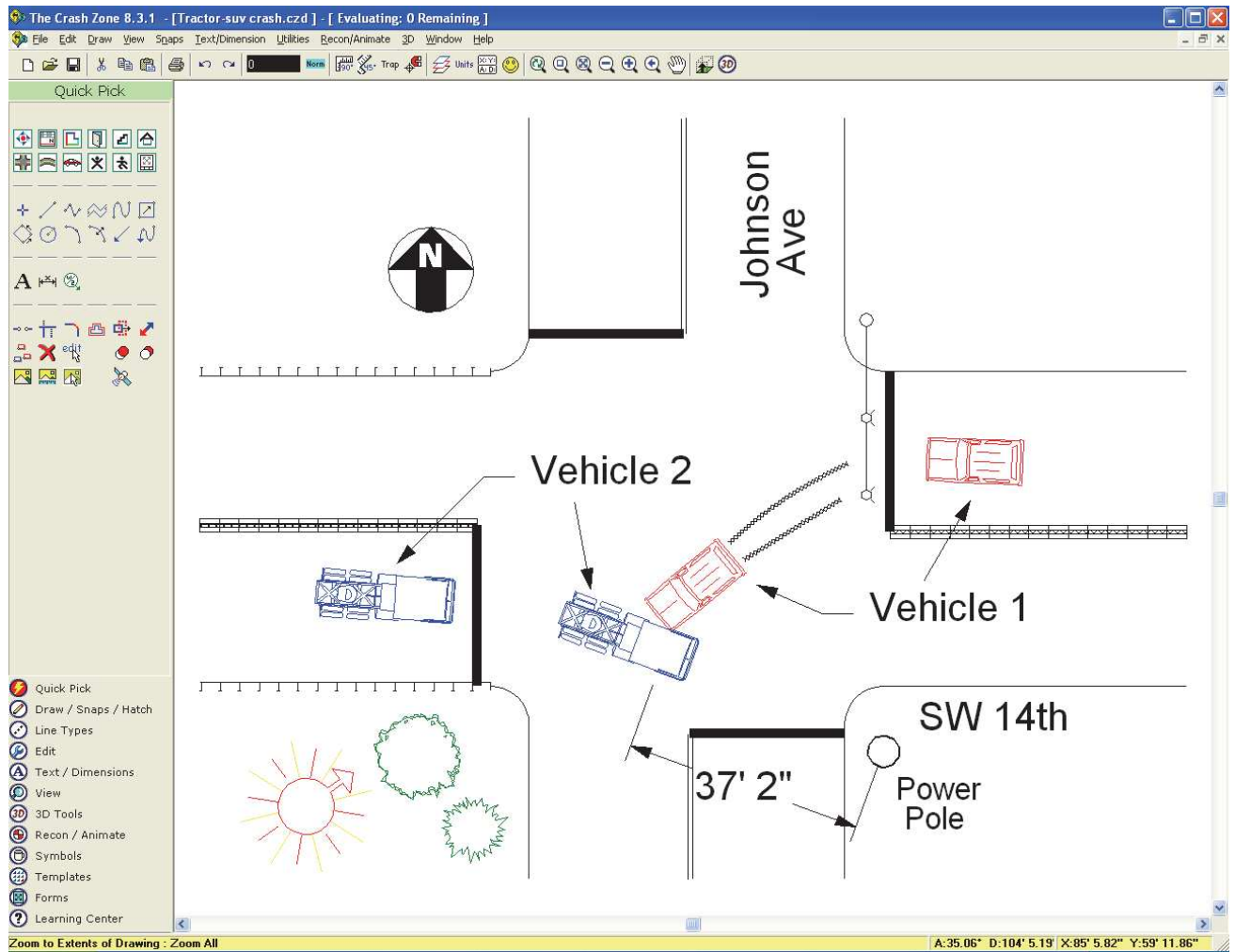


Рисунок 5.10 – Схема ДТП у програмному пакеті «Cad Zone»

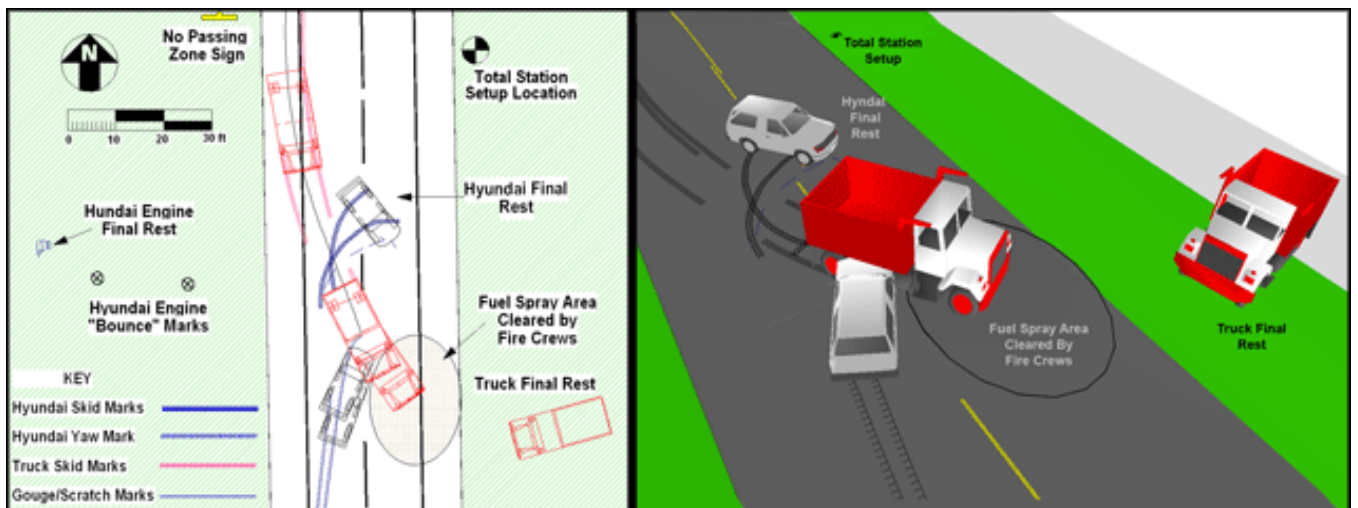


Рисунок 5.11 – Анімація можливого руху транспортних засобів під час ДТП у програмному пакеті «Card Zone»

Одна із останніх розробок, що входить у програмний пакет «Card Zone», є програма «CZ Point Cloud», яка дозволяє перетворити хмару точок, що була отримана за допомогою 3D сканерів таких фірм, як Faro, Leica, Topcon та Trimble в 2D та 3D зображенні, створюючи при цьому абсолютно точну копію місця події. Зазначений програмний продукт повністю сумісний з іншими програмами пакету «Card Zone», наприклад, з програмами «Crash Zone» та «Quick Scene», що дає можливість не тільки фіксувати обстановку на місці події, а й проводити вимірювання положення тих чи інших об'єктів на місці ДТП.

Програма «Quick Scene» (більш проста версія програми «Card Zone») дає можливість поліцейським легко складати професійного вигляду схеми місця події з використанням ноутбука за 5–10 хвилин. Ця програма також містить у собі великий діапазон можливостей, що дозволяє не тільки креслити дороги та їх перетинання, а також візуально контролювати проведення вимірювань і виключити ймовірність утворення промахів на схемі. Програма «Quick Scene» використовується в патрульних машинах для створення як схеми місця ДТП, так і механізму ДТП в цілому (рис. 5.12).

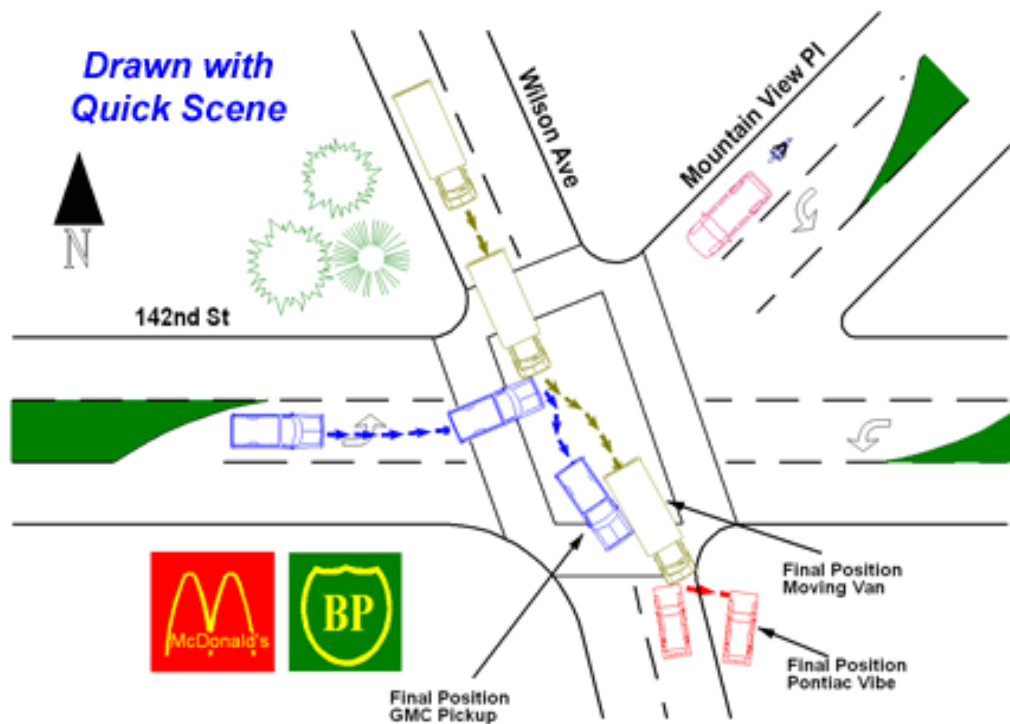


Рисунок 5.12 – Проект схеми ДТП у програмі «Quick Scene» з відображенням характеру руху транспортних засобів та їх взаємного розташування

Сучасним програмним продуктом, що дозволяє проводити симуляцію (відтворення) дорожньо–транспортної пригоди, є програма CARAT–

3, можливості та ефективність застосування якої при виконанні автотехнічних експертиз були апробовані на базі НДЕКЦ при ГУМВС України в Харківській області. Комп'ютерна програма CARAT-3 призначена для моделювання динаміки та кінематики руху автотранспортних засобів та аналізу їх зіткнень при ДТП. До складу цієї програми входить модуль для креслення, що дає можливість викреслювати ескізи з відображенням елементів дороги та інших об'єктів, які відносяться до місця пригоди. Всі складені креслення можуть бути збережені та за необхідності неодноразово використовуватися. Є можливість використовувати виміри, виконані методом трикутників і створювати таким чином точні креслення, які б відповідали обставинам місця пригоди. Існує також можливість сканувати малюнки або ескізи, завантажувати їх як графічні файли для подальшої роботи. Програма приймає креслення в dxf-форматі. За допомогою програми можна проводити моделювання руху ТЗ та інших об'єктів на всіх стадіях ДТП з проведенням обчислень параметрів руху. Обчислення можуть проводитися як у динамічному (беручи до уваги зовнішні сили, що діють на автомобіль), так і в кінематичному (беручи до уваги тільки рух) режимі. Зіткнення будь-яких автотранспортних засобів та об'єктів можуть моделюватися необмежену кількість разів. Моделювання виконується в двовимірному (2D) або тривимірному (3D) зображенні. Зображення можуть бути прозорими, що дозволяє легко розглянути всі деталі об'єктів і слідів, нанесених на схему. Є можливість додавати до результатів розрахунків графічні діаграми співвідношення відстані й часу, а також зміни швидкості та прискорення (сповільнення).

Для аналізу процесів руху використовується просторова модель автомобіля у вигляді макета кузова, по якому розподілена вся маса автомобіля та коліс (маса, яких прийнята рівною 0), з'єднаних з кузовом через підвіску. Передні колеса за необхідності можна «повернути» в потрібному напрямку, крім того, всім колесам можна задати певні зміщення, обумовлені деформацією направляючої системи підвіски. Важливим елементом в математичному моделюванні є модель шин. У програмі використовуються моделі шин «IPG-Tire». Автомобілі, що використовуються для моделювання, можуть бути укомплектовані шинами з будь-яким допустимим навантаженням і висотою малюнка протектора. Характеристики залежності коефіцієнта зчеплення від швидкості для кожної шини можуть бути запрограмовані окремо.

Стандартний розподіл гальмівних сил може бути визначений окремо для кожного автомобіля. Є можливість враховувати при моделюванні наявність або відсутність у автомобіля АБС. Поворот кермового колеса, си-

ла натиснення на педаль гальма та положення педалі акселератора можуть бути задані у вигляді функцій часу. У режимі моделювання руху автомобіля по заданій траєкторії програма автоматично намагається здійснити необхідний поворот кермового колеса для забезпечення руху по заданій траєкторії. При розгляді руху автомобіля в динамічному режимі враховуються насамперед зовнішні сили, які діють на його колеса, вплив дорожньої поверхні й аеродинамічні сили. Реакції дорожньої поверхні визначаються: типом приводу (передній, задній або повний), потужністю двигуна й положенням дросельної заслінки. Ці сили генеруються в процесі руху (розгону, гальмування, при повороті кермового колеса або при дії відцентрової сили при русі на закругленні дороги). Задати всі ці параметри можна за допомогою інструментарію програми (рис. 5.13).

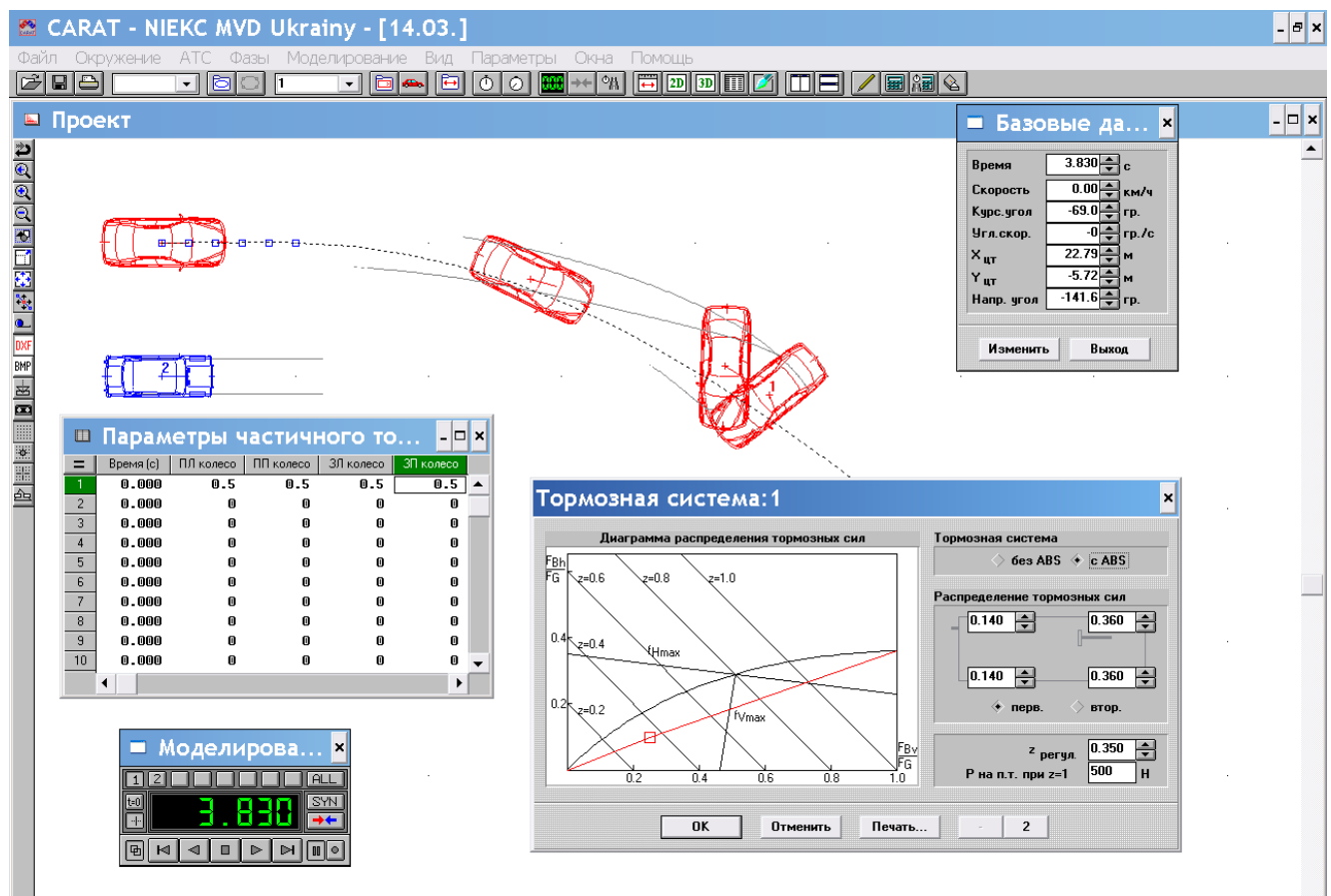


Рисунок 5.13 – Моделювання руху ТЗ у програмному середовищі CARAT

Щоб перевірити наскільки програма CARAT функціональна і враховує особливості конструкцій сучасної гальмівної системи, авторами статті було виконано порівняльне моделювання процесу гальмування автомобіля Mercedes S-600 та автомобіля ВАЗ-2111. За результатами моде-

лювання можна зробити такі висновки. По-перше, шлях гальмування цих автомобілів практично не відрізняється один від одного, хоча у реальних умовах шлях гальмування автомобіля Mercedes S-600, який обладнаний сучасною АБС, буде завжди меншим ніж у будь якого автомобіля, який такою системою не обладнаний. Цьому факту вже було надано пояснення. Крім того, можна зауважити на недоліки моделювання процесу гальмування у динамічному режимі програми CARAT-3, де неможливо порівнювати зупинний та гальмівний шлях транспортного засобу, а можливо тільки визначити його координати переміщення з усталеним сповільненням.

При динамічних розрахунках частіше розглядається криволінійний рух автомобіля, тому поворот кермового колеса має бути поданий у відповідній залежності кута його повороту від часу. Однак, такий метод визначення повороту кермового колеса в ряді випадків може бути досить трудомістким. Тому в програмі передбачена можливість автоматичного генерування повороту кермового колеса з використанням відносно простої математичної моделі водія. Модель водія при цьому «намагається утримати» транспортний засіб на заданій траєкторії, з урахуванням сил, що діють на автомобіль. До програми вводяться значення часу, швидкостей поступального та обертального руху, курсового та направляючого кутів транспортного засобу та координати розташування його центру ваги по осям X і Y . Після цього проводиться моделювання руху автомобіля за часом.

Для аналізу зіткнення ТЗ у програмі CARAT-3 можуть застосовуватися зворотний і прямий розрахунки. Зворотний розрахунок механізму ДТП виконується на основі кінцевих позицій транспортних засобів та слідової інформації, які зафіксовані на схемі ДТП. Прямий розрахунок – це реконструкція зіткнення двох автомобілів за допомогою математичної моделі, коли початковими параметрами розрахунку є задані швидкості руху й інші параметри. Моделювання руху автомобілів (у тому числі зіткнення) здійснюється на основі використання запрограмованого алгоритму. Розрахований у такий спосіб механізм порівнюється з реальними даними про ДТП і, за необхідності, вносяться зміни до початкових параметрів.

Розрахунки в програмі CARAT-3 проводяться на основі законів збереження кількості руху й моменту кількості руху. Для розрахунку мають бути відомими величини та напрямки ударних імпульсів після зіткнення, а також напрямки початкових імпульсів. Значення імпульсів до контактування розраховуються на підставі того, що вектори ударних імпульсів для

обох автомобілів мають бути рівними за величиною та протилежними за напрямками. У подальшому перевіряються умови збереження моменту кількості руху на підставі даних, отриманих при застосуванні закону збереження імпульсу.

При аналізі ДТП, які виникають у разі зустрічних або попутних зіткнень ТЗ при використанні тільки рівнянь, що відображає закон збереження імпульсу, виникають проблеми, оскільки незначні зміни кутів векторів імпульсів можуть призвести до значних змін цих векторів (як за напрямком, так і за кількісним показником). З метою вирішення цієї проблеми в програмі використовується метод розрахунку швидкості руху ТЗ, оснований на еквівалентності його кінетичній енергії роботі деформації, яка здійснилась при зіткненні з перешкодою (EES – Energy Equivalent Speed). При цьому, крім закону збереження кількості руху та його моменту, береться до уваги ще й закон збереження енергії. Різниця між енергією системи до зіткнення й енергією системи після зіткнення приблизно відповідає роботі деформації, що оцінюється за ушкодженнями на автомобілях. Роботу деформації можна розрахувати за допомогою відповідних методик. Таким чином, використовується рівняння, яким можна замінити дані про напрямок одного з вихідних імпульсів, що полегшує розрахунок при аналізі ДТП, особливо, коли має місце проковзування. Для методу зворотного розрахунку за значеннями EES коефіцієнт відновлення при ударі не має значення.

Окрім того, у програмі CARAT-3 розглядаються зіткнення, що відбуваються під час проковзування транспортних засобів відносно один одного або без проковзування. Зіткнення без проковзування – це зіткнення двох автомобілів, коли точки контакту обох автомобілів (зони деформації) після зіткнення мають однакову або майже однакову швидкість. Зіткнення із проковзуванням – це зіткнення двох автомобілів з незначним перекриттям при зустрічному або попутному русі, коли один автомобіль під час зіткнення переміщується відносно іншого. Після зіткнення ці автомобілі продовжують рухатися приблизно в початкових напрямках, але під деяким кутом.

Застосовуючи зворотний розрахунок, у програмі CARAT можна змоделювати зіткнення автомобілів, використовуючи отримані дані про рух кожного з них після зіткнення. Причому виконується моделювання багаторазово. При цьому змінюються координати імпульсної точки, напрям ударного імпульсу та коректуючі значення швидкості, еквівалентної енергії деформації до здобуття результату, що приблизно відповідав би механізму даного ДТП (рис. 5.14).

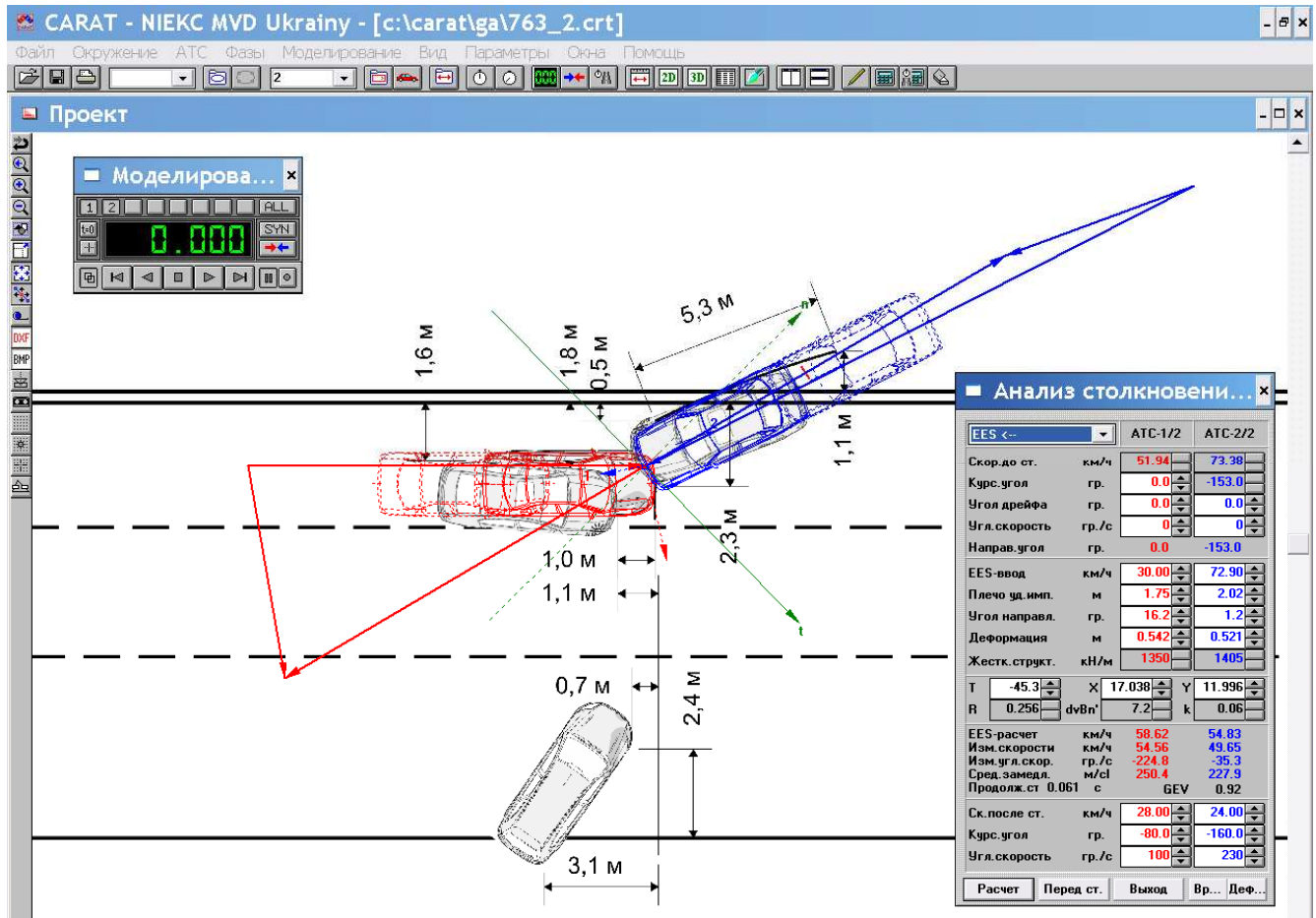


Рисунок 5.14 – Симуляція фази зіткнення транспортних засобів

Після завершення моделювання фази зіткнення проводиться симуляція руху автомобілів у фазі зближення (рис. 5.15).

На підставі виконаного моделювання та симуляції руху транспортних засобів у процесі розвитку ДТП програма CARAT дозволяє отримати наглядний розвиток механізму зіткнення за часом у вигляді схематичного руху або 3D-анімації (рис. 5.16).

Для розрахунку поступального та обертального руху транспортного засобу у програмі використовуються формули, які описують стан спокою, рух при постійній швидкості, постійному прискоренні та прискоренні, що змінюється лінійно в часі. Вихідні дані можна змінювати, вводячи необхідні числові значення, а також безпосередньо змінюючи положення вузлів графіків на діаграмах. Будь-яка з вищезазначених змін відразу ж приводить до зміни положень транспортних засобів та об'єктів на робочому столі програми. Таким чином, можна відразу перевірити, чи відповідають обчислення реальним фактам.

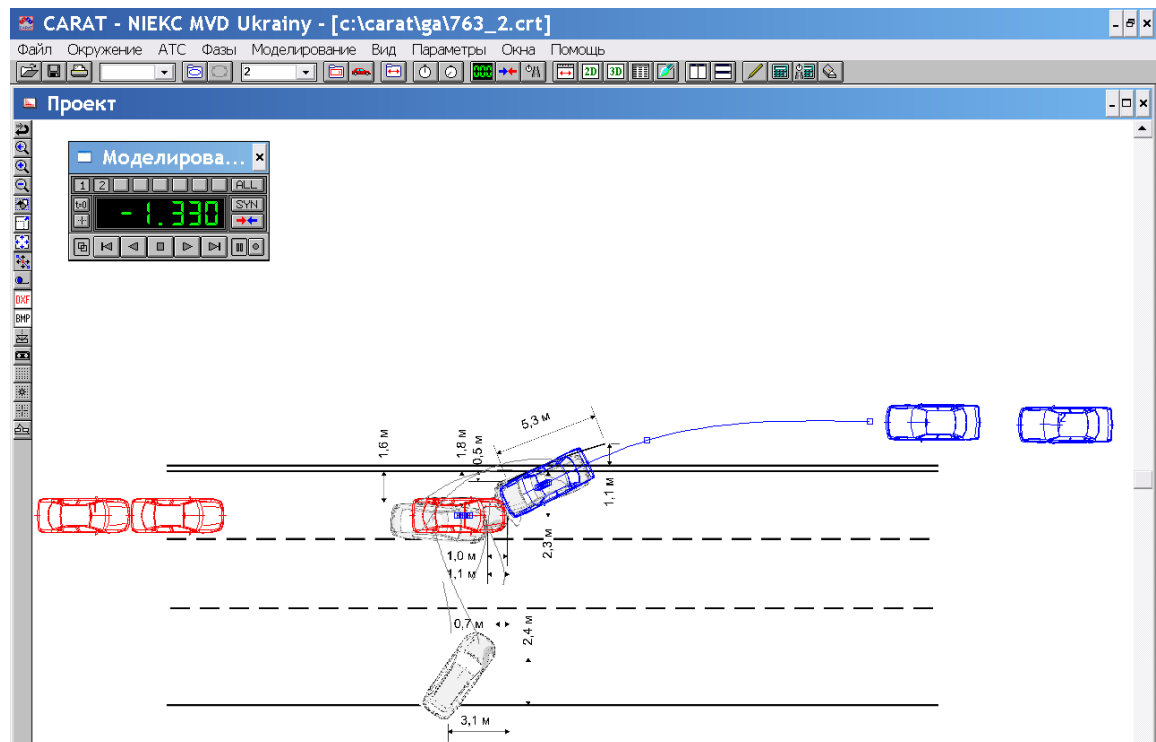


Рисунок 5.15 – Симуляція фази зближення транспортних засобів

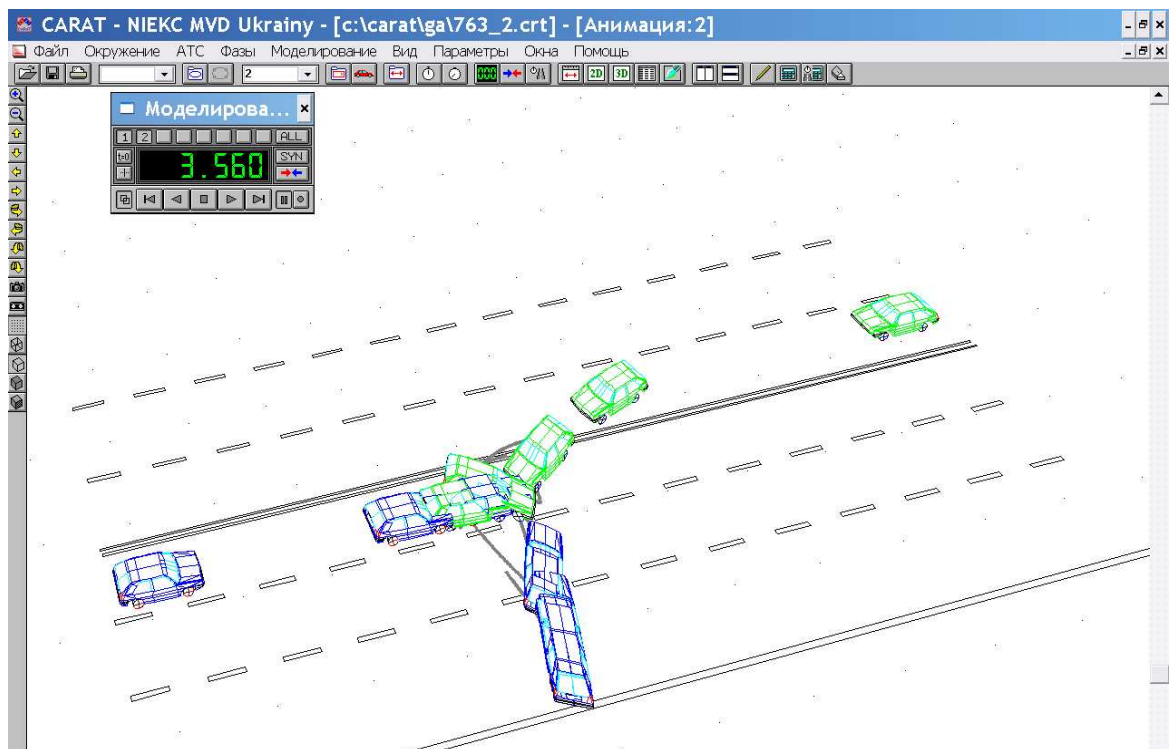


Рисунок 5.16 – Повний механізм зіткнення транспортних засобів (3D-анімація)

До основних переваг програми CARAT-3 належать:

- широкий графічний інтерфейс (креслярська програма для створення ескізів, можливість використання наявних ескізів і файлів у форматі BMP, двох– і трьохвимірних зображень автотранспортних засобів та об'єктів);

- наявність інтегрованої бази даних автотранспортних засобів;

- можливість враховувати основні параметри автотранспортних засобів (габаритні розміри, аеродинамічні властивості, розташування центру ваги, положення педалі акселератора, потужність двигуна, гальмові зусилля на кожному колесі, наявність антиблокувальної системи гальм, тип приводу, кермове керування та налаштування підвіски), об'єктів оточення, умов руху, обставин ДТП;

- моделювання руху в динамічному та кінематичному режимах, і, зокрема по заданій траєкторії;

- наявність модуля аналізу зіткнень.

Недоліками програми CARAT-3 можна вважати відсутність модуля для дослідження складних наїздів на пішохода та недостатня повнота і об'єктивність в дослідженні процесу гальмування транспортних засобів.

Таким чином, використання програмного забезпечення при дослідженні ДТП дозволяє однозначно підвищити ефективність виконуваних робіт – це, по–перше, за рахунок можливості при однакових часових витратах виконати однозначно більший об'єм розрахунків, причому, ймовірність помилок арифметичного характеру при цьому зменшується, по–друге, за рахунок можливості візуалізувати результати проведеного дослідження, що дозволяє подати їх у більш доступній формі. Проте слід зазначити, що прикладні програми, які можуть використовуватися в експертній практиці, призначені, перш за все, для підтвердження та візуалізації логічної й обґрунтованої версії, яку експерт–автотехнік повинен мати ще до початку роботи з програмою.

Під час впровадження новітніх автоматизованих технологій дослідження ДТП в Україні виникла суттєва проблема. Результати дослідження ДТП, що виконані за допомогою автоматизованих засобів і методів іноземного виробництва, можуть суттєво відрізнятися від результатів дослідження того ж ДТП, але виконаного традиційною експертною методикою, яка затверджена в Україні. Вирішення цієї проблеми можливо тільки шляхом подальшого удосконалення науково–методичної бази.

Висновки за розділом

1. Майбутнє автотехнічної експертизи пов'язане з застосуванням автоматизованих цифрових систем виміру й розрахунку на всіх етапах дослідження обставин ДТП. У першу чергу, – це застосування лазерного сканування місця ДТП, на підставі чого можливе автоматизоване складання схеми ДТП зі встановленням усіх необхідних розмірів. По-друге, це використання записів різних реєстраторів даних про події, які дозволяють фіксувати параметри руху ТЗ до та після ДТП, що може бути покладено в основу отримання об'єктивних вихідних даних експертного розрахунку. По-третє, це застосування спеціальної цифрової апаратури при проведенні слідчих експериментів. У четвертих, це використання прикладних програм для розрахунку механізму ДТП. Найкращий результат можна очікувати, якщо послідовно застосувати автоматизовані цифрові системи на всіх етапах дослідження ДТП.

2. Використання новітніх цифрових технологій дозволяє однозначно підвищити ефективність виконуваних робіт з вирішення поставлених завдань у двох аспектах: у плані кількості – видається можливість при однакових часових витратах виконати однозначно більший об'єм необхідних розрахунків; в якісному плані – зменшує ймовірність помилок арифметичного характеру та дозволяє візуалізувати результати проведеного дослідження, що робить можливим подати їх у більш доступній формі.

3. Треба формувати в Україні основи розвитку сучасних інформаційних систем з функцією аналізу й дослідження обставин ДТП, оскільки одержання інформації за допомогою іноземних аналогів має процесуальні обмеження. Основою таких систем може стати інтелектуальна інформаційна система для комерційного транспорту, яка розроблена в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті.

4. Під час впровадження новітніх автоматизованих технологій дослідження ДТП в Україні виникла суттєва проблема. Результати дослідження ДТП, що виконані за допомогою автоматизованих засобів і методів іноземного виробництва, можуть суттєво відрізнятися від результатів дослідження того ж ДТП, але виконаного традиційною експертною методикою, яка затверджена в Україні. Тому на теперішній час виникла негайна необхідність удосконалення існуючих експертних методик дослідження ДТП з урахуванням новітніх технологій автоматизації процесу дослідження місця й механізму ДТП, вимірювання та розрахунку параметрів руху ТЗ.

ВИСНОВКИ

1. Дана дисертаційна робота спрямована на розв'язання наукової проблеми, що пов'язана з відсутністю у експертній практиці дослідження ДТП розрахункового методу, який би враховував вплив на ефективність гальмування транспортного засобу сучасних систем EBD, EBV, BAS, ESP, ESC, REBS та ін., виконаних на базі АБС. Відсутність єдиного методичного підходу до оцінки ефективності гальмування транспортного засобу при дослідженні ДТП приводить до значної помилки в експертних розрахунках, яка складає за опублікованими в науково-технічній літературі даними близько 15-30%, що до визначення динаміки руху транспортного засобу, а це, в свою чергу, приводить до неправильних висновків експертизи ДТП в цілому, погіршенню її якості та об'єктивності.

2. Експериментально доказано, що динаміка екстреного гальмування автомобілів категорії M_1 буде залежати при інших рівних умовах від конструкції гальмівної системи, а саме наявності чи відсутності АБС. Усталене сповільнення легкових автомобілів, обладнаних АБС, буде на 15 % кращим, ніж у аналогічних автомобілів категорії M_1 , та на 25 % кращим у порівнянні з ТЗ інших категорій.

3. Встановлено закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля з урахуванням тенденції розвитку конструкції його гальмівної системи. Доведено, що немає підстави відкидати гіпотезу про нормальний закон розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля з імовірністю зробити помилку першого роду $\alpha = 0,05$, тобто в 5 випадках зі ста.

4. Розроблені математичні моделі регресії, які визначили основні залежності випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля від коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою. Той факт, що середньоквадратична помилка між теоретичною та статистичною функціями регресії мала і складає $\sigma = 0,36 - 0,43 \text{ м/с}^2$, а коефіцієнт кореляції високий $r = 0,98$, вказує на встановлений тісний зв'язок між випадковими величинами і добре відбиває реальність процесу гальмування.

5. Опираючись на стохастичну природу процесу гальмування автомобіля, розроблено розрахунковий метод оцінки ефективності гальмування, який вперше на відміну від відомих методів, які базуються на детермінованих функціях, здатен враховувати вплив на цю ефективність дії АБС.

6. Розроблений метод дослідження складних варіантів наїзду на пішохода, що відбуваються в умовах обмеженої оглядовості та видимості у режимі гальмування автомобіля. На відміну від існуючого розрахунково-графічного методу запропоновано розрахунково-аналітичний метод дослідження подібних ДТП, який дозволяє проводити необхідні обчислення в автоматизованому режимі та вирішити більш широкий спектр складних задач за допомогою розробленого програмного забезпечення «Пішохід – ХНАДУ».

7. Удосконалена та розроблена вимірювальна система шляхом втілення цифрових технологій, яка здатна одночасно різними способами вимірювати обидва параметра ефективності гальмування автомобіля – це гальмівний шлях та сповільнення, інші системи – тільки один з цих параметрів вимірюють, а потім на підставі вимірів розраховують другий параметр, що суттєво впливає на точність визначення цих параметрів в цілому.

8. Для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля, оцінки ефективності гальмування розроблена аналогово-цифрова вимірювальна система, яка має суттєві переваги в швидкості отримання інформації, на порядок з більшою частотою – до 100 Гц, а також покращенні точності вимірів, що дозволило зменшити погрішність гальмівного шляху до $\pm 1,05\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), сповільнення до $\pm 1,02\%$ (допускається $\pm 4,0\%$), а також швидкості руху до $\pm 1\%$ (допускається $\pm 1,5\%$), тиску у гальмівній системі до 1,16%, зусилля на педалі гальм до 0,33%, вимірів інтервалів часу до 0,1%

9. За допомогою розробленої вимірювальної системи було експериментально визначено, що у автобусу категорії М₃, який обладнаний пневматичним гальмівним приводом та АБС, величина усталеного сповільнення на 7–8 % перевищує дані, якими користуються експерти при дослідженні ДТП, а за величиною часу запізнювання спрацьовування гальм різниця складає 50%. На підставі чого були запропоновані нові дані для оцінки ефективності гальмування автобусу категорії М₃ в контексті дослідження ДТП – це час спрацьовування гальм 0,4 с замість 0,8 с та усталене сповільнення 6,5 м/с² замість 6,0 м/с².

10. Головні результати досліджень з ефективності гальмування автомобіля, розробки вимірювальної системи, які доведені до методик, алгоритмів, програм та методу оцінки ефективності гальмування автомобіля в контексті дослідження ДТП використані в навчальному процесі

ХНАДУ, експертних установах Міністерства Юстиції та Міністерства Внутрішніх Справ України.

11. Розроблено імітаційну модель процесу автоматичного гальмування причепа при відриву його від тягача. Ця модель дозволяє оцінити ефективність гальмування причепа та порахувати час спрацьовування гальм, усталене сповільнення та зупинний шлях причепа, що відірвався, або вирішити зворотну задачу – за результатами довжини зупинного шляху причепа, що відірвався, встановити швидкість руху автопоїзду у момент відриву причепа.

12. Майбутнє автотехнічної експертизи буде пов'язане з застосуванням автоматизованих цифрових систем виміру й розрахунку на всіх етапах дослідження обставин ДТП. У першу чергу, – це застосування лазерного сканування місця ДТП, на підставі чого можливе автоматизоване складання схеми ДТП зі встановленням усіх необхідних розмірів. По-друге, це використання записів різних реєстраторів даних про події, які дозволяють фіксувати параметри руху ТЗ до та після ДТП, що може бути покладено в основу отримання об'єктивних вихідних даних експертного розрахунку. По-третє, це застосування спеціальної цифрової апаратури при проведенні слідчих експериментів. У четвертих, це використання прикладних програм для розрахунку механізму ДТП. У п'ятих, це імітаційне моделювання складних процесів розвитку механізму ДТП. Найкращий результат можна очікувати, якщо послідовно застосовувати автоматизовані цифрові системи на всіх етапах дослідження ДТП.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аверьянов В. Н. Словарь основных терминов судебной автотехнической экспертизы / В. Н. Аверьянов, Р. Г. Армадеров, В. Г. Григорян и др.; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1988. – 64 с.

1. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: монографія / за заг. ред. А. М. Редзюка ; Державний автотранспортний науково–дослідний і проектний інститут. – К. : ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.

2. Автомобильный справочник BOSCH : пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.

3. Алёкса Н. Н. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств в примерах и задачах: учеб. пособ. / Н. Н. Алёкса, В. Н. Алексеенко, А. Б. Гредескул. – К. : УМК ВО, 1990. – 100 с.

4. Алёкса Н. Н. Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочными устройствами : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Н. Н. Алёкса – Харьков, 1978. – 157 с.

5. Ананьев П. О. Реєстратор даних про події («Even Data Recorder») – нове джерело отримання інформації про параметри руху транспортного засобу під час дорожньо–транспортної пригоди (інформаційний лист) / П. О. Ананьев, Ю. В. Пясецький. – К. : ДНДЕКЦ МВС України, 2011. – 40 с.

6. Арабули Ю. Г. Применение в экспертной практике нормативных значений параметров торможения мототранспортных средств / Ю. Г. Арабули, В. А. Оборщиков, В. Н. Яковлев ; под научн. ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1990. – 8 с.

7. Аригин И. Н. Диагностирование технического состояния автомобиля / И. Н. Аригин. – М. : Транспорт, 1978. – 176 с.

8. Армадеров Р. Г. Определение технической возможности предотвращения наезда путем торможения в условиях ограниченной обзорности / Р. Г. Армадеров, В. И. Чернов ; под ред. В. И. Чернова. – М. : ВНИИСЭ, 1991. – 44 с.

9. Алексеенко В. Н. Исследование нагруженности и разработка методов ресурсных стендовых испытаний агрегатов тормозной системы с пневматическим приводом : автореф. дис. канд. техн. наук / В. Н. Алексеенко – Харьков, 1974. – 18 с.

10. Ахметшин А. М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин : автореф. дис. на соискание ученой степени

докт. техн. наук : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / А. М. Ахметшин. – М., 2003. – 36 с.

11. Бабичев А. П. Физические величины : справочник / А. П. Бабичев, Н. А. Бабушкина, А. М. Братковский и др. ; под. ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.

12. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения / В. Ф. Бабков. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Транспорт, 1982. – 187 с.

13. Байцур М. В. Поліпшення гальмівних властивостей автомобілів категорії N₃ при їх конверсії : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / М. В. Байцур. – Харків, 2007. – 22 с.

14. Байэтт Р. Расследование дорожно-транспортных происшествий / Р. Байэтт, Р. Уоттс ; пер. с англ. А. Шалатова. – М. : Транспорт, 1983. – 288 с. : ил.

15. Балабин И. В. К вопросу аналитической оценки эффективности торможения легковых автомобилей / И. В. Балабин, В. И. Сальников, К. Р. Спирин, Б. С. Фалькевич // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 8. – с. 22–25.

16. Бакфиш К. Новая книга о шинах / К. Бакфиш, Д. Хайнц. – М. : ООО «Издательство Астрель», 2001. – 303 с. : ил.

17. Безбородова Г. Б. Моделирование движения автомобіля / Г. Б. Безбородова, В. Г. Галущенко. – К. : Вища школа, 1978. – 168 с.

18. Бекасов В. А. Автотехническая экспертиза / В. А. Бекасов, Г. Я. Боград, Б. Л. Зотов, Г. Г. Индиченко. – М. : Юридическая литература, 1967. – 254 с.

19. Бена Э. Психология и физиология шофера / Э. Бена, И. Госковец, И. Штикер ; [ред. Л. А. Богданович, пер. с чеш. Т.П. Завьяловой]. – М. : Транспорт, 1965. – 192 с.

20. Бендас И. М. Исследование динамики торможения прицепного автопоїзда : дис. ... канд. техн. наук / И. М. Бендас. – Харьков, 1970. – 212 с.

21. Богатыренко К. И. Новый подход к построению антиблокировочных систем управления тормозами автомобиля / К. И. Богатыренко // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХГАДТУ, 1999. Вып. 3. – С.92–94.

22. Богомолов В. А. Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств : дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 / Виктор Александрович Богомолов. – Харьков, 2001. – 537 с.

23. Боровский Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта. Анализ дорожно–транспортных происшествий / Б. Е. Боровский. – Л. : Лениздат, 1984. – 304 с. : ил.

24. Боровской А. Е. Внедрение интеллектуальных транспортных систем в рамках национальных программ повышения безопасности дорожного движения / А. Е. Боровской, И. А. Новиков, А. Г. Шевцова // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр., – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61-62. – С. 279-283.

25. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Борц, Я. Х. Закин, Ю. В. Иванов. – М. : Транспорт, 1979. – 158 с.

26. Босенко Є. І. Методика визначення безпечної відстані дистанції поміж двома попутними транспортними засобами / Є. І. Босенко // Автомобильный транспорт : сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – Вып. 29 – С. 239–244.

27. Бочаров Е. В. Безопасность дорожного движения : справочник / Е. В. Бочаров. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 157 с.

28. Бояров В. Краткие технические характеристики велосипедов, мопедов, мокиков, мотороллеров, мотоциклов и мотоколяски / В. Бояров, И. Ярковец, Г. Шевцов. – Душанбе : типография МВД Таджикской ССР, 1985. – 31 с.

29. Бухарин Н. А. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения / Н. А. Бухарин, В. К. Голяк. – М – Л. : Машгиз, 1955. – 132 с.

30. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – М – Л. : ЛенВО, 1946. – 140 с.

31. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – М – Л. : Машгиз, 1950. – 292 с.

32. Вахламов В. К. Автомобили : Эксплуатационные свойства : учеб. для студ. вузов / В. К. Вахламов. – 2-е изд. стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 240 с.

33. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – 4-е изд., стер. – М. : Наука, 1969. – 576 с.

34. Волков В. П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях / В. П. Волков, В. Н. Торлин, В. М. Мищенко и др. – Харьков : ХНАДУ, 2010. – 476 с.

35. Волков В. П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / Под ред. В. П. Волкова ; В. П. Волков, В. П. Матейчик, О. Я.

Никонов и др.. – Донецк : Изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение), 2013. – 398 с.

36. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. / В. П. Волков. – Х. : ХНАДУ, 2003. – 292 с.

37. Волков В. П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств: монография / В. П. Волков. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – 306 с.

38. Волков В. П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Владимир Петрович Волков. – Харьков, 1980. – 204 с.

39. Волков В. П. Формирование функциональной стабильности тормозных свойств колёсных машин при проектировании : дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 / Владимир Петрович Волков. – Харьков, 2005. – 334 с.

40. Волков В. П. Оценка эффективности тормозного привода по затратам энергии / В. П. Волков, М. А. Подригало // Вестник ХГАДТУ. – Харьков : ХГАДТУ, 1995. – Вып. 1. – С.23-26.

41. Волков В. П. Сравнительный анализ устойчивости двух – и трехосных грузовых автомобилей в процессе торможения / В. П. Волков, М. В. Байцур // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С.113–116.

42. Волков В. П. Тормозные приводы легковых автомобилей / В. П. Волков, В. Н. Скляр, С. Н. Шуклинов, Н. В. Скляр. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 540 с.

43. Венецкий И. Г. Теория вероятностей и математическая статистика : учеб. пособ. для студ. эконом. спец. вузов / И. Г. Венецкий, Г. С. Кильдишев. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Статистика, 1975. – 264 с.

44. Вимоги до оформлення дисертацій та авторефератів дисертацій (розроблено на підставі ДСТУ 3008–95 «Документи. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення») // Бюлетень ВАК України. – Київ, 2011. – № 9-10. – 9 с.

45. Галаса П. В. Експертний аналіз дорожньо–транспортних пригод : посіб. для спеціалістів та водіїв-аматорів / П. В. Галаса, В. Б. Кисельов, А. С. Куйбіда та ін.; під заг. ред. П. В. Галаси; Український центр післяаварійного захисту «ЕКСПЕРТ–СЕРВІС». – К., 1995. – 190 с.: ілюстр.

46. Гелло В. О. Розробка просторової моделі коливань кузова автомобіля під час його гальмування / В. О. Гелло // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – Вып. 29. – С. 9497.
47. Генбом Б. Б. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей : монография / Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк, і др. : – Львов : И.О. Вища школа, 1974. – 234 с.
48. Генбом Б. Б. Методика построения и исследования тормозных характеристик автомобиля / Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, Е. В. Осепчугов // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 4. – С. 16–19.
49. Гецович Е. М. Исследование предельных возможностей противоблокировочных систем по обеспечению устойчивости автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Евгений Моисеевич Гецович. – Харьков, 1980. – 131 с.
50. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский–Лашков, Д. Г. Поляк. – М. : Транспорт, 2000. – 213 с.
51. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М. : Транспорт, 1970. – 256 с.
52. Годун И. И. Исследование времени срабатывания тормозов автомобиля / И. И. Годун, А. А. Филимонов // Труды Новочеркасского политехнического института. – 1968. – Т. 183. – С. 85–89.
53. Голубов С. Г. Щодо впровадження в Україні міжнародного досвіду застосування засобів фото – та відео фіксації порушень правил дорожнього руху / С. Г. Голубов // Вестник ХНАДУ: сборник научных трудов– Харьков: ХНАДУ.–2013.Вып. 61–62.–С. 19–23.
54. Голубовский Ю. Сверхусилители или «тормоза для лентяев» / Ю. Голубовский // Сигнал. – Киев, 1999. – вып. 7-8. – С. 42–43.
55. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля : автореф. дис. на стиск. уч. степени докт. техн. наук : 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / А.Б. Гредескул. – Москва, 1964. – 18 с.
56. Гредескул А. Б. Метод аналитического интегрирования дифференциального уравнения движения автомобиля / А. Б. Гредескул // Труды ХАДИ. – Харьков, 1964. – вып. 16. – 35 с.
57. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория : учеб. для вузов. – Минск : Выш. шк., 1986. – 208 с. : ил.
58. Гуревич Л. В. Перспективный тормозной привод / Л. В. Гуревич // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 2. – С. 22–24.

59. Гуревич Л. В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1988. – 224 с.
60. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
61. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика : учебн. пособ. для втузов. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1977. – 479 с.
62. Данець С. В. Застосування автоматизованих засобів дослідження обставин ДТП / С. В. Данець // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61–62. – С. 190–194.
63. Демьянюк В. А. Исследование возможности оптимизации процесса торможения автомобиля путем регулирования тормозных сил : автореф. дис... канд. техн. наук / В. А. Демьянюк. – Львов: Политехн. ин-т, 1970. – 22 с.
64. Джонс И. С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / И. С. Джонс. – М. : Машиностроение, 1979. – 207 с.
65. Дзюба П. Я. Безопасность движения автомобилей и тракторов / П. Я. Дзюба, И. Г. Козлов. – К. : Урожай, 1979. – 145 с.
66. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
67. Добронравов В. В. Основы механики неголономных систем. / В. В. Добронравов. – М. : Высшая школа, 1970. – 272 с.
68. Дорожньо-транспортні пригоди. Критерії оцінювання дій водія / авт.-уклад. С. О. Шевцов, К. В. Дубонос. – Х. : Факт, 2003. – 176 с.
69. Дольберг В. И. Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средств в аварийных и экстренных режимах торможения : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. И. Дольберг. – Харьков, 1995. – 229 с.
70. ДСТУ 2886–94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. – К. : ДержавтотрансНДІпроект України, 1994. – 28 с.
71. ДСТУ UN/ECE R 13–09:2002. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – Введен впервые; Введ. 24.07.2002. – К. : ДержавтотрансНДІпроект України, 2002. – 324 с.

72. ДСТУ UN/ECE R 13–Н 00:2004. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів стосовно гальмування. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 50 с.
73. ДСТУ 3649–10. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. – К. : Держстандарт України, 2010. – 19 с.
74. ДСТУ UN/ECE R 78–02:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії L стосовно гальмування. – К. : Держспоживстандарт України, 2002. – 50 с.
75. Дубонос К. В. Расчет механизма наезда на пешехода при ограниченной обзорности в режиме торможения автомобиля. / Дубонос К. В., Клименко В. И., Решетников Е. Б., Сараев А. В. ; ДНДЕКЦ МВС України ; КНУВС // Криміналістичний вісник : наук.-практ. зб. – К.: Вид. Дім «Ін Юре», 2007. – №1(7). – С. 66–79.
76. Европейский доклад о состоянии безопасности дорожного движения, Копенгаген: Европейское региональное бюро ВОЗ, 2009. – 162 с.
77. Евтюков С. А. Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий / С. А. Евтюков, Я. В. Васильев ; под общ. ред. С. А. Евтюкова. – СПб. : Издательство ДНК, 2004. – 288 с.
78. Евтюков С. А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : справочник / С. А. Евтюков, Я. В. Васильев. – СПб : Издательство ДНК, 2006. – 536 с.
79. Жуков А. И. Уточненное определение скорости и удаления транспортного средства / А. И. Жуков, В. И. Чернов; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1988. – 34 с.
80. Жуков А. И. Экспертное исследование дорожно-транспортных происшествий, связанных с обгоном (объездом) или опережением транспортных средств / А. И. Жуков, В. И. Чернов ; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1990. – 26 с.
81. Жуковский Н. Е. К динамике автомобиля, «Мотор» № 1, 1923 г, Полное собрание сочинений, т. VIII, изд. 1937.
82. Забродський В. Ф. Експериментально-розрахункові значення параметрів гальмування автотransпортних засобів категорії М1 (виробництва АвтоЗАЗ-ДЕУ) : звіт наук.-дослід. роботи / В. Ф. Забродський, С. А. Хабло та інші. – Д. : Дніпропетровський НДІСЕ, 2007. – 56 с.
83. Закин Я. Х. Основы научного исследования : учеб. для студентов машиностроит. и автодор. вузов. / Я. Х. Закин, Н. Р. Рашидов. – Изд. второе, исправлен. и дополнен. – Ташкент : Укитувчи, 1981. – 208 с.

84. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : «Транспорт», 1967. – 254 с.
85. Зимелев Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – М. : Машгиз, 1959. – 312 с.
86. Зотов Б. Д. Расследование и предупреждение автотранспортных происшествий / Б. Д. Зотов. – М. : Юридическая литература, 1972. – 60 с.
87. Иванов В. В. Основы теории автомобиля и трактора / В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин. – М. : Высшая школа, 1977. – 246 с.
88. Иванов В. Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля : дис. ... доктора техн. наук : 05.05.03 / Иванов Валентин Георгиевич. – Минск, 2005. – 378 с.
89. Иларионов В. А. Расчет параметров маневра транспортных средств / В. А. Иларионов, В. И. Чернов, Ф. А. Дудашев ; ответ. ред В. А. Иларионов. – М. : ВНИИСЭ, 1989. – 38 с.
90. Иларионов В. А. Определение технической возможности предотвращения дорожно-транспортных происшествий при попутном движении транспортных средств в условиях ограниченной обзорности / В. А. Иларионов, В. И. Чернов; под. ред. В. А. Иларионова. – М. : ВНИИСЭ, 1991. – 58 с.
91. Иларионов В. А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : учеб. для вузов / В. А. Иларионов. – М. : Транспорт, 1989. – 256 с. : ил.
92. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Иларионов – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
93. Иллюстрированные правила дорожного движения Украины 2013 : учеб. пособ. – Изд. 2-е, испр. и доп. – Днепропетровск : «Монолит», 2013. – 118 с.
94. Інструкція про призначення та проведення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України 08.10.98 №53/5. – 118 с.
95. Кашканов А. А. Розробка методу оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / А. А. Кашканов. – Вінниця, 2000. – 180 с.
96. Кашканов А. А. Морфологический метод синтеза системы автотехнической экспертизы дорожно-транспортных происшествий / А. А. Кашканов // Вісник ЖДТУ. Серія : Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2014. – Вип. 2(69). – С. 102–108.

97. Кашканов В. А. Оценка тормозных свойств автомобилей при автотехнической экспертизе / В. А. Кашканов // Вісник ЖДТУ. Серія : Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2014. – Вип. 2(69). – С. 109–111.

98. Кашканов В.А. Результаты экспериментального исследования тормозной эффективности автомобилей / В. А. Кашканов // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С. 62–64.

99. Кашканов В. А. Удосконалення методу визначення коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі : автореф. ... дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / В. А. Кашканов. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 20 с.

100. Кирчатый В. И. Совершенствование процесса регулирования тормозных сил на автотранспортных средствах категории М₃ : дис. ... канд. техн. наук / В. И. Кирчатый. – Харьков : ХАДИ, 2001. – 216 с.

101. Кисуленко Б. В. Краткий автомобильный справочник. Т. 1. Автобусы / Б. В. Кисуленко и др. – М. : НПСТ «Трансконсалтинг», 2002. – 360 с.

102. Кисуленко Б. В. Краткий автомобильный справочник. Т. 2. Грузовые автомобили / Б. В. Кисуленко и др. – М. : ИПЦ «Финпол», 2004. – 667 с.

103. Кисуленко, Б. В. Краткий автомобильный справочник. Т. 3. Легковые автомобили / Б. В. Кисуленко и др. – М. : НПСТ «Транскосалтинг», 2004. – 560 с.

104. Кисуленко Б. В. Краткий автомобильный справочник. Т. 5. . Специальные и специализированные автотранспортные средства / Б. В. Кисуленко и др. – М. : НПСТ «Транскосалтинг», 2005. – 472 с.

105. Клец Д. М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів : автореф. дис. ... доктора техн. наук: 05.22.20 / Д. М. Клец. – Х. , 2015. – 40 с.

106. Клименко В. И. Влияние эксплуатационных показателей на конструкцию и характеристики пневматического тормозного привода автотранспортных средств : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Клименко Валерий Иванович. – Харьков, 1984. – 188 с.

107. Клименко В. І. Дослідження впливу антиблокувальної системи на ефективність гальмування легкового автомобіля / В. І. Клименко, І. А. Давіденко, О. В. Сараєв // Автомобильный транспорт : сб. научн. тр. – Х. : ХНАДУ, 2011. – Вып. 29. – С. 245–249.

108. Клименко В. И. Совершенствование измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / В. И. Климен-

ко, А. В. Сараев // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С. 206–209.

109. Клинковштейн Г. И. Организация дорожного движения / Г. И. Клинковштейн. – М.: Транспорт, 1975. – 190 с.

110. Ключев В. В. Технические средства диагностирования : справочник / В. В. Ключев, П. П. Пархоменко, В. Е. Абрамчук и др. ; под общ. ред. В. В. Ключева. – М. : Машиностроение, 1989. – 672 с.

111. Ковалев Н. З. Использование в экспертной практике экспериментально–расчетных параметров торможения колесных тракторов / Н. З. Ковалев, П. И. Стрельцов, Ю. Д. Кисляков и др. ; под ред. Ю. Б. Суворова, Ю.И. Маркоишвили. – М. : ВНИИСЭ, 1989. – 9 с.

112. Ковалев Н. З. Определение скорости движения транспортного средства, оборудованного механизмом ограничения и перераспределения тормозных усилий по следам его торможения / Н. З. Ковалев // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики : зб. наук.-практ. матеріалів. – Х. : «Право», 2004. – Вип. 4. – С. 332–335.

113. Ковинько В. И. Диагностирование автомобильных комплексов АБС/ПБС и СДС на специальных стендах / В. И. Ковинько // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 21. – С. 37–41.

114. Ковкин В. В. Производство судебных экспертиз по делам о нарушении правил безопасности движения и эксплуатации городского электро–транспорта : метод. пособ. для экспертов / В. В. Ковкин, Н. А. Пантюшенко, Н. С. Романов. – М. : ВНИИСЭ, 1982. – 80 с.

115. Ковригин В. А. Повышение безопасности автомобилей в условиях эксплуатации на основе анализа характеристик сцепления их шин со льдом : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» / Владимир Александрович Ковригин ; Сибирская государственная автомобильно–дорожная академия. – Омск, 2014. – 203 с.

116. Козлов Ю. Ф. Исследование динамики противоблокировочного тормозного привода легковых автомобилей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Козлов Юрий Федорович. – Москва, 1977. – 278 с.

117. Колесников В. С. Неуправляемое движение автотранспортных средств при экстренном торможении. – Волгоград : Ком. по печ., 1996. – 207 с.

118. Коллинз Д. Анализ дорожно–транспортных происшествий / Д. Коллинз, Д. Моррис ; пер. с англ. А. Шалатова. – М. : Транспорт, 1971. – 128 с.

119. Кононенко И. П. Судебные экспертизы ; Возможности, подготовка материалов, назначение, оценка / И. П. Кононенко, Г. М. Надгор-

ный, М. Я. Сегай и др. ; под общ. ред. С. И. Рудик. – К. : РИО МВД СССР, 1981. – 412 с.

120. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1984. – 833 с.

121. Корчан М. Експертна оцінка дорожньо–транспортних ситуацій, в яких водії виконували маневр на перехресті : звіт наук.-дослід. роботи / М. Корчан, В. Ковкін, Ю. Малько та інші. – Х. : Харківський НДІСЕ, 2008. – 57 с.

122. Коршаков И. К. Автомобиль и пешеход: анализ механизма наезда / И. К. Коршаков ; под ред. Н. В. Пинчука. – М. : Транспорт, 1988. – 142 с.

123. Косолапов Г. М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Г. М. Косолапов ; Волгогр. политехн. ин-т. – Волгоград, 1973. – 40 с.

124. Косый Р. А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства : дис. ... канд. техн. наук / Р. А. Косый. – Харьков : ХГАДТУ, 2001 – 228 с.

125. Косяков В. В. Використання комп'ютерної програми SARAT-3 при проведенні авто технічних експертиз : метод. рек. / В. В. Косяков, О. Б. Кучерявенко. – К. : ДНДЕКЦ МВС України, 2010. – 40 с.

126. Красюк А.Н. Совершенствование электронно–пневматической тормозной системы автотранспортных средств: дис. ... кандидата техн. наук : 05.22.02 / Александр Николаевич Красюк. – Харьков, 2011. – 188 с.

127. Краткий автомобильный справочник / [Понизовкин А. Н., Власко Ю. М., Ляликов М. Б. и др.]. – М. : АО «Трансконсалдинг», НИИАТ, 1994. – 779 с.

128. Криницын А. А. Определение параметров торможения велосипедов и мотовелосипедов / А.А. Криницын ; Уральская ЦНИЛСЭ. – М. : ВНИИСЭ, 1991. – 46 с.

129. Криницын А. А. Применение в экспертной практике параметров торможения электротранспортных средств / А. А. Криницын ; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1989. – 20 с.

130. Криницын А. А. Применение нормативных значений параметров торможения мототранспортных средств в экспертной практике / А. А. Криницын ; под науч. ред. Ю. Б. Суворова. – М.: ВНИИСЭ, 1987. – 24 с.

131. Криницын А. А. Использование в экспертной практике экспериментально–расчетных значений параметров торможения мототранспортных средств / А. А. Криницын : под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1990. – 10 с.

132. Кристи Н. М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы / Н. М. Кристи. – М. : ЦНИИСЭ, 1971. – 126 с.

133. Кристи Н. М. Решение отдельных типовых задач судебной автотехнической экспертизы / Н. М. Кристи; под ред. В. Ф. Алексеева. – М.: ВНИИСЭ, 1983. – 71 с. : ил.

134. Крутов В. И. Основы научных исследований : учеб. для техн. вузов / В. И. Крутов, И. М. Грушко, В. В. Попов и др. ; под ред. В. И. Крутова, В. В. Попова. – М. : Высш. шк., 1989. – 400 с. : ил.

135. Кужель В. П. Обоснование выбора факторов влияния на дальность видимости дорожных объектов в темное время суток при экспертизе ДТП / В. П. Кужель // Вісник ЖДТУ. Серія: Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2014. – Вип. 2(69). – С. 135–144.

136. Кузнецова О. И. Поперечная устойчивость легкового автомобиля при торможении : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / О. И. Кузнецова ; Моск. автом. дорож. ин-т. – М. , 1969. – 22 с.

137. Купе Mercedes CLK с новым аварийным тормозом Brems – Assistant // Автомобилестроение за рубежом. – 1998. – № 1. – С. 8–9.

138. Куракина Е. В. Научно-методическое обеспечение автотехнической экспертизы, учитывающей техническое состояние автомобиля и дорожной среды : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» / Елена Владимировна Куракина ; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – Санкт-Петербург, 2014. – 203 с.

139. Кушвид Р. П. Испытания автомобиля : ученик / Р. П. Кушвид. – М. : МГИУ, 2011. – 351 с.

140. Лаптев С. А. Дорожные динамические испытания автомобилей / С. А. Лаптев. – М. : Отдел научно-технической пропаганды и информации, 1958. – 61 с.

141. Лебедянцев В. Т. Поперечные отклонения автомобиля при торможении : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. Т. Лебедянцев ; Волг. политехн. ин-т. – Волгоград, 1969. – 22 с.

142. Леонтьев Д. Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий M_3 и N_3 : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Леонтьев Дмитрий Николаевич. – Харьков, 2011. – 241 с.

143. Леонтьев Д. Н. Влияние алгоритмов работы автоматических систем на эффективность торможения транспортного средства / Д. Н. Ле-

онтьев // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61–62. – С. 158–161.

144. Леру М. Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения / М. Леру ; пер. с фр. Г. И. Мачковского и Г. П. Гербурт-Гейбович. – М. : изд. Минавтотранспорта и шоссейных дорог, 1959. – 158 с.

145. Литвинов С. А. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств : учеб. пособ. Ч. 1 / А. С. Литвинов. – М. : МАДИ, 1978. – 122 с.

146. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств : учеб. для вузов по спец. «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с. ; ил.

147. Ломака С. И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учеб. пособие / С. И. Ломака, Н. Н. Алёкса, Е. М. Гецович. – Киев : УМК ВО, 1988. – 88 с.

148. Ломака С. И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Степан Иосифович Ломака. – Харьков, 1965. – 287 с.

149. Маркоишвили Ю. И. Использование в экспертной практике экспериментально–расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств / Ю. И. Маркоишвили, В. Г. Григорян, Е. И. Калинин и др. ; под ред. Е. В. Осепчугова. – М. : ВНИИСЭ, 1986. – 12 с.

150. Мацкерле Ю. Автомобиль сегодня и завтра / Ю. Мацкерле ; пер. с чеш. К. К. Семенова. – М. : Машиностроение, 1980. – 384 с. : ил.

151. Мельников А. А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: системы электроники и автоматики : учеб. пособ. для студ. вузов / А. А. Мельников. – М. : Издательский центр «Академия», 2003. – 376 с.

152. Методи оцінки кінематичних і динамічних параметрів транспортних засобів під час зіткнення з урахуванням їх деформування і руйнування / Київський науково-дослідний інститут судових експертиз (КНДІСЕ). – К. : КНДІСЕ, 2005. – 64 с.

153. Методика определения предельных и допустимых диагностических параметров агрегатов машин / Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ). – Горький, 1980. – 34с.

154. Методичні вказівки до лабораторних робіт «Дослідження обставин дорожньо–транспортної події» з дисципліни «Автотехнічна експе-

ртиза» / укладачі А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 44 с.

155. Методичні вказівки до лабораторних робіт «Дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля в дорожніх умовах» з дисципліни «Автомобілі» (розділ «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля») / укладачі Туренко А. М., Алекса М. М., Клименко В. І., Ломака С. Й., Сараєв О. В. – Х. : ХНАДУ, 2005. – 28 с.

156. Метлюк Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

157. Метлюк Н. Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов : дис. ... докт. техн. наук / Н. Ф. Метлюк. – Минск, 1973. – 312 с.

158. Міжнародні організації, конвенції та багатосторонні угоди в галузі транспорту. Автомобільний транспорт : навч. посіб. Т. 1 / за ред. А. М. Редзюка. – К. : ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2009. – 207 с.

159. Миронова Ю. А. Исследование процессов торможения автомобилей зарубежного и отечественного производства : методические рекомендации / Ю. А. Миронова, Е. А. Китайгородский. – М. : ЭКЦ МВД России, 2005. – 176 с.

160. Мирошников Л. В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л. В. Мирошников, А. П. Болдин, В. И. Пал. – М. : Транспорт, 1977. – 263 с.

161. Михалевич Н. Г. Вдосконалення електропневматичних апаратів гальмівного приводу автотранспортних засобів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / М. Г. Михалевич. – Х., 2008. – 20 с.

162. Мичке М. Динамика автомобиля. Том А. Привод и торможение / М. Мичке. – Харьков, 1984. – 237 с. – Пер. изд. : *Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band A. Antrieb und Bremsung* / М. Mitschke. Berlin, Heidelberg, 1982.

163. Могила І. А. Вплив наповнення салону автобуса пасажирями на довжину гальмівного шляху / І. А. Могила, Р. М. Цір // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61–62. – С. 200–204.

164. Нагиев А. М. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / А. М. Нагиев ; Харьк. автом.-дорожн. ин-т. – Харьков, 1982. – 24 с.

165. Назаров А. И. Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / А. И. Назаров. – Харьков, 1998. – 266 с.

166. Науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 08.10.98 №53/5. – К., 1998. – 88 с.

167. Нефедов А. Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / А. Ф. Нефедов, Л. Н. Высочин. – Львов : Вища школа, 1976. – 160 с.

168. Нефедьев Я. Н. Активная, пассивная и экологическая безопасность автомобильной техники / Я. Н. Нефедьев // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 11. – С. 24–26.

169. Нефедьев Я. Н. Комплексная система активной безопасности АТС / Я. Н. Нефедьев // Автомобильная промышленность. – 2004, – № 2. – С. 12–14.

170. Нікуліна Н. В. Словник транспортних чужомовних запозичень / Н. В. Нікуліна. – Х. : ХНАДУ, 2010. – 420 с.

171. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф. – Ленинград, 1991. – 304 с. : ил.

172. Нужный В. В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Владимир Васильевич Нужный. – Донецк, 1996. – 220 с.

173. Ньютон И. Математические начала наткравльной философии. Ч. 3. Система мира / И. Ньютон ; пер. с латин. и примечания А. Н. Крылова. – М. : Наука, 1989. – 688 с.

174. Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

175. Основенко Н. Ю. Гальмові системи автомобіля : навч. посіб. / Н. Ю. Основенко. – К.:УТУ, 1996. – 76 с.

176. ОСТ 37.001.067–86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. – Взамен ОСТ 37.001.067–75 ; введ. 01.01.88. – М. : Минавтопром СССР, 1988. – 64 с.

177. Пат. Україна, МКИ В60Т8/18. Регулятор гальмівних сил / Туренко А. М., Клименко В. И., Богомолов В. О., Сараєв О. В.; заявник на патентовласник ХНАДУ. – №64045А ; заявл. ; опубл. 16.02.2004, Бюл. №2.

178. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.

179. Пекер Ф. Л. Динамика торможения короткобазных автомобилей с гидравлическим тормозным приводом : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Ф.Л. Пекер. – Минск, 1984. – 273 с.

180. Петренко Д. І. Розробка імітаційної моделі системи екстреного гальмування легкового автомобіля / Д. І. Петренко, М. В. Дячук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – Луцьк: ЛНТУ. – 2014. – Вип. 45. – С. 424–430.

181. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров. – Омск : Зап.-Сибирское книжное из-во. Омское отделение, 1973. – 224 с.

182. Подригало М. А. Динамика автомобиля / [М. А.Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко и др.]. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 452 с.

183. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин при торможении : монографія / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый. – Харьков : ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

184. Подригало М. А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин : монографія / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. И. Кирчатый. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 403 с.

185. Подригало М. А. Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 /М. А. Подригало. – Харьков, 1981. – 195 с.

186. Подригало М. А. Экспериментальное исследование динамики торможения автомобиля ЗАЗ –1102 / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. Н.Матырин и др. // Автомобильный транспорт : сб. науч. труд. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С. 160–163.

187. Подригало М. А. Влияние распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля на фазы процесса торможения в процессе эксплуатации / М. А. Подригало, В. И. Назаров // Автомобильный транспорт : сб. науч. труд. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – Вып. 29. – С. 187–190.

188. Подригало М. А. Розробка способу та бортових засобів запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 33. – С. 29–35.

189. Пойченко В. В. Современные грузовые автотранспортные средства : справочник / В. В. Пойченко, П. В. Кондратов, С. В. Потемкин и др. ; науч. ред. Н. А. Троицкая. – М. : Агентство «Доринформсервис», 2004. – 592 с. : ил. + табл.

190. Полуницький В. Цільова спрямованість і застосування вимог окремих пунктів Правил дорожнього руху України, які викликають різне тлумачення при використанні в експертній практиці: Звіт наук.-дослід. роботи / В. Полуницький, С. Бордаков, В. Данилов та інші. – Донецький НДІСЕ, 2010. – 26 с.

191. Понизовкин А. Н. Краткий автомобильный справочник / А. Н. Понизовкин и др. ; Гос. НИИ автомоб. трансп. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1978. – 464 с. : ил. + табл.

192. Пономарев К. К. Составление и решение дифференциальных уравнений инженерно-технических задач / К. К. Пономарев. – М. : Учпедгиз, 1962. – 184 с.

193. Понтрягин Л. С. Обыкновенные дифференциальные уравнения / Л. С. Понтрягин. – М. : Наука, 1982. – 332 с.

194. Попов А. И. Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоїзда : дис. ... кандидата техн. наук : 05.05.03 / Алексей Иванович Попов. – М., 1988. – 289 с.

195. Поражко А. Е. Исследование режимов работы и выходных характеристик автомобильных тормозных систем с вакуумными усилителями: дис.... канд. техн. наук : 05.05.03 / Анджей Ежи Поражко. – Харьков, 1980. – 167 с.

196. Про затвердження переліків рекомендованої науково-технічної та довідкової літератури, що використовується під час проведення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 30 липня 2010 року N 1722/5. – К., 2010. – 94 с.

197. Прохоцкий Г. Т. Резервы безопасности дорожного движения / Г. Т. Прохоцкий. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Минск : Полымя, 1989. – 256 с.

198. Пчелин Л. К. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля / Л. К. Пчелин, В. А. Иларионов // Автомобильная промышленность. – 1976. – №1. – С. 19–21.

199. Пчелин И. К. Динамика процесса торможения автомобиля : дис. ... доктора техн. наук : 05.05.03 / Игорь Константинович Пчелин. – М., 1984. – 436 с.

200. Правила дорожнього руху України. – Х. : НПП «Светофор», 2011. – 88 с.

201. Приходько В. М. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В. М. Приходько, В. М. Власов, А. Б. Николаев, А. В. Постолит ; МАДИ (гос. техн. ун-т). – М. : Наука, 2006. – 283 с.

202. Пустовалов В. И. Справочник велосипедиста / В. И. Пустовалов, В. М. Майборода, В. В. Камеристый. – Харьков : Прапор, 1976. – 183 с. : ил.

203. Пучкин В. А. Справочно–нормативные материалы для эксперта-автотехника / В. А. Пучкин, В. И. Лозовой (ЮРГТУ) ; Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск : ЮРГТУ, 2002. – 172 с. + табл.

204. Пушнов А. В. Применение параметров замедления автомобилей зарубежного и отечественного производства в экспертной практике : метод. рекомендации. Ч. 2 / А. В. Пушнов, А. А. Каплиев, Ю. А. Миронова. – М. : ГУ ЭКЦ МВД России, 2003. – 128 с.

205. Рабинович Э. Х. Сопротивления движению легкового автомобиля при выбеге / Э. Х. Рабинович, В. П. Волков, Е. А. Белогуров и др. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – Вып. 26. – С. 53–58.

206. Раков А. В. Исследования рабочего процесса измерительного колеса для определения пройденного пути и скорости движения автомобиля с целью выработки рекомендаций по его проектированию : автореф. дис. ... канд. тех. наук / А. В. Раков. – М. : Училище им. Н. Е. Баумана, 1988. – 22 с.

207. Расчет параметров маневра транспортных средств (методическое письмо для экспертов) / В. А. Иларионов, В. И. Чернов, Ф. А. Дадашев. – М. : ВНИИ судебных экспертиз, 1989. – 32 с.

208. Ревин А. А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: техническое решение, теория, свойства : монография / А. А. Ревин. – Волгоград : Изд-во Ин-та Качеств, 1995. – 160 с.

209. Ревин А. А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств : дис. ... доктора техн. наук : 05.05.03 / Александр Александрович Ревин. – Волгоград, 1983. – 522 с.

210. Ревин А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения : монография / А. А. Ревин. – Волгоград.: олгГТУ, 2002. – 372 с.

211. Редзюк А. М. Проблема безпеки дорожнього руху в Україні та заходи щодо суттєвого зменшення загиблих і постраждалих у ДТП // Автошляховик України. – 2005. – №5. – С. 6 – 10.

212. Решетников Є. Б. Експертне дослідження наїзду на пішохода : навч. посібник / Є. Б. Решетников. – Х. : ХДАДТУ, 1999. – 90 с.

213. Романов Н. С. Производство судебных экспертиз по делам о нарушении правил безопасности движения и эксплуатации городского

электротранспорта / Н. С. Романов, В. Н. Ковкин, В. И. Шиков и др. ; под общ. ред. К. Е. Элина, Н. С. Романова. – М. : ВНИИСЭ, 1982. – 79 с.

214. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоїзда / В. Г. Розанов. – М. : Машиностроение, 1964. – 243 с.

215. Розслідування обставин дорожньо–транспортних пригод : метод. рек. / уклад. С. О. Шевцов, К. В. Дубонос. – Х. : Факт, 2002. – 172 с.

216. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.

217. Рубанов О. А. – Исследование нелинейного распределения осевых тормозных сил автомобилей с пневматическим приводом тормозов : дис. ... канд. техн. наук. / О. А. Рубанов. – Харьков : ХАДИ, 1993. – 235 с.

218. Русаковский А. Е. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регулятором тормозных сил : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Е. Русаковский. – Волгоград, 1982. – 28 с.

219. Рыжих Л. А. Особенности рабочих процессов пневматического привода автомобилей при низких температурах : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. / Леонид Александрович Рыжих. – Харьков, 1987. – 219 с.

220. Сараев А. В. Экспериментальные исследования динамической характеристики тормозного привода полуприцепа / А. В. Сараев // Вестник ХНАДУ : сб. нуч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 21. – С. 26–29.

221. Сараєв О. В. Математична модель процесу автоматичного гальмування напівприцепа / О. В. Сараєв // Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. пр. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2005. – Вип. 13. – С. 102–106.

222. Сараєв О. В. Аналіз можливості уникнути наїзду на пішохода шляхом своєчасного гальмування / О. В. Сараєв // Автомобільний транспорт : зб. нук. пр. – Харків : ХНАДУ, 2013. – Вип. 33. – С. 99–104.

223. Сараєв О. В. Проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП / О. В. Сараєв // Вісник ХНАДУ : зб. нук. пр. – Харків : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61–62. – С. 174–178.

224. Сараєв О. В. Новітні технології дослідження обставин дорожньо–транспортної пригоди / О. В. Сараєв // Вісник національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2013. – Вип. 28. – С. 405–414.

225. Сараєв О. В. Інформаційна система аналізу та дослідження дорожньо–транспортних пригод / О. В. Сараєв // Управління проектами, системний аналіз і логіка. – К. : НТУ, 2013. – Вип. 12. – С. 163–169.

226. Сараєв О. В. Метод оцінки гальмової ефективності при дослідженні зіткнення транспортних засобів / О. В. Сараєв // Вісті автомобільно-дорожнього інституту : наук.-практ. зб. – Горлівка : Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», 2013. – №2 (17). – С. 40–46.

227. Сараєв О. В. Аналіз сучасних показників дорожньо-транспортних пригод / О. В. Сараєв // Вісник ХНАДУ : зб. нук. пр. – Харків : ХНАДУ, 2013. – Вип. 63. – С. 101–106.

228. Сараєв А. В. Математическое моделирование процесса экстренной остановки автомобиля / А. В. Сараєв // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 132–139.

229. Сараєв О. В. Використання прикладних комп'ютерних програм при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О. В. Сараєв, С. В. Далець // Наукові нотатки : міжвуз. зб. (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – Луцьк : ЛНТУ, 2014. – Вип. 45. – С. 492–499.

230. Сараєв А. В. Информационное и метрологическое обеспечение аналогово-цифрового измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / А. В. Сараєв // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – Харків : Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2014. – № 2 (66). – С. 155–163.

231. Сараєв О. В. Дослідження можливості запобігання зіткненню транспортних засобів шляхом своєчасного гальмування / О. В. Сараєв // Вісник ЖДТУ: зб. нук. пр. – Житомир : ЖДТУ, 2014. – Вип. 69. – С. 204–212.

232. Сараєв О. В. Результати гальмівних випробувань автобуса категорії M_3 стосовно до експертної практики / О. В. Сараєв // Вісник ПНТУ ім. Юрія Кондратюка : зб. нук. пр. – Полтава: ПНТУ ім. Ю. Кондратюка, 2014. – С. 32–40.

233. Сараєв О. В. Актуальні питання теорії та практики прикладної дисципліни «Автотехнічна експертиза» / О. В. Сараєв // Новий колегіум. – Харків : ПФ «Колегіум», 2014. – №4. – С. 53–55.

234. Сараєв О. В. Автоматизовані методи оцінювання ефективності гальмування автомобіля при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О. В. Сараєв // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики : зб. наук. пр. – Харків : Право, 2014. – Вип. 14. – С. 271–280.

235. Сараєв О. В. Момент небезпеки для руху водія в умовах недостатньої видимості з урахуванням оцінки гальмівної ефективності автомобіля / О. В. Сараєв // Автомобільний транспорт: зб. нук. пр. – Харків : ХНАДУ, 2014. – Вип. 34. – С. 87–92.

236. Сараєв А. В. Исследования дорожно–транспортного происшествия с использованием современной информационной системы / А. В. Сараєв, С. В. Данец, Е. А. Комов, Ю. В. Волков // Актуальные направления научных исследований XXI века : теория и практика : сб. науч. тр. – Воронеж : ВГЛТА, 2014 г. – Т. 2. №3-1 (8–1). – С. 297–306.

237. Сараєв О. В. Закон нормального розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля / О. В. Сараєв // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. пр. Серія : Автомобілетракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 69–81.

238. Сараєв О. В. Алгоритм розрахунку та програмна реалізація складних видів наїзду на пішохода / О. В. Сараєв, О. С. Назаров // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2015. – Вып. 69. – С. 111–117.

239. Сараєв О. В. Сучасна оцінка гальмівної ефективності автобусів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О. В. Сараєв // Проблеми та перспективи розвитку технічних засобів транспорту та систем автоматизації : матеріали міжнар. наук.-техн. конф., 1–3 жовт. 2014 р., Харків. – Х., 2014. – С. 54–56.

240. Сараєв О. В. Основи розвитку сучасної прикладної дисципліни «Автотехнічна експертиза» / О. В. Сараєв // Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля : Сб. тезисов жеждународ. науч.-практ. конф. по случаю Дня автомобилиста и дорожника, посвященной 90 летию проф. Говорущенко Н. Я., 15–16 октября 2014 р, Харьков. – Х.: ХНАДУ, 2014. – С. 293–294.

241. Сараєв А. В. Современные технологии исследования дорожно – транспортного происшествия / А. В. Сараєв, С. В. Данец // Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования : сб. науч. тр. по материалам жеждународ. науч.-практ. конф., 20–21 марта 2014 г, Воронеж. – В. : ВГЛТА, 2014. – С. 158–161.

242. Сараєв О. В. Вплив конструкції гальмівної системи на ефективність гальмування транспортного засобу в аварійній ситуації / О. В. Сараєв // Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти : матеріали VIII міжнар. наук.-практ. конф., 22 листопада 2013 р, Донецьк. – Д. : ДНТУ, 2013. – С. 228–231.

243. Сараєв О. В. Проблеми підготовки фахівців з інформаційних технологій проектування для автомобіле – та двигунобудування / О. В. Сараєв, В. І. Клименко, А. І. Шилов // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення : міжнар. наук.-метод. конф., присвячується 80-річчю кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, 7–8 листопада 2013 р, Харків. – Х. : ХНАДУ, 2013. – С. 134–135.

244. Сараєв О. В. Проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП / О. В. Сараєв, А. М. Туренко, В. І. Клименко // Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху : матеріали III міжнар. наук.-практ. конф., 16–17 квітня 2013 р, Харків. – Х. : ХНАДУ, 2013. – С. 141–143.

245. Сараєв А. В. Методика исследования наезда на пешехода в условиях ограниченной обзорности / А. В. Сараєв, В. И. Клименко // Транспорт, экология – устойчивое развитие : XIII науч.-техн. конф. с международ. участием, 10–12 май 2007, Варна. – С. 569–578.

246. Сараєв О. В. Метод оцінки ефективності гальмування автомобіля / О. В. Сараєв // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті : міжн. наук.-практ. конф., присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, 15–16 жовтня 2015 р, Харків. – Х. : ХНАДУ, 2013. – С. 41–42.

247. Сараева И. Ю. Оценка тормозной эффективности автомобиля на роликовом стенде с использованием оборудования фирмы Bosch / И. Ю.Сараева, Р. В. Саенко // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – Вып. 28. – С. 23–26.

248. Сахно В. П. Автомобілі. Всеколісне керування : монографія / В. П. Сахно, О. В. Григорашенко, А. В. Вакуліч та ін. – К. : НТУ, 2013. – 180 с. : ілюстр.

249. Системи лазерного сканування. Документування обставин дорожньо–транспортних пригод (інформаційний лист) / укл. С. І. Перлін, С. О. Шевцов, О. Б. Кучерявенко, С. А. Буряк. – Х. : НДЕКЦ при ГУМВС України в Харківській області, 2011. – 44 с.

250. Складов В. Н. Исследование и разработка гидроусилителя автомобильного тормозного привода : дис. ... канд. техн. наук : 05. 05. 03 / В. Н. Складов. – Харьков, 1983. – 238 с.

251. Скутнев В. М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей : дис.. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. М. Скутнев. – Харьков, 1975. – 253 с.

252. Сосик А. Ю. Підвищення ефективності приводу дискових гальмівних механізмів автомобілів категорії М1 : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Андрій Юрійович Сосик. – Київ, 2012. – 130 с.

253. Смагин А. А. Интеллектуальные информационные системы : учеб. пособие / А. А. Смагин, С. В. Липатов, А. С. Мельниченко. – Ульяновск : УлГУ, 2010. – 136 с.

254. Стабровський О. І. Визначення місця зіткнення транспортних засобів за їх положенням після контактування / О. І. Стабровський, А. Б. Разумов // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики : зб. наук.-практ. матеріалів. – Харків : «Право», 2004. – Вип.4. – С. 351–355.

255. Стариков Е. Л. Синтез расчетного и экспериментального методов исследования маневра автомобиля / Е. Л. Стариков, А. В. Сараев // Криміналістичний вісник : наук.-практ. зб. – К. : ТОВ «Брайт Вайтт», 2013. – № 2 (20). – С. 184–192.

256. Стариков Е. Л. Определение параметров маневра автомобиля при исследовании ДТП / Е. Л. Стариков // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2013. – Вып. 61–62. – С. 179–184.

257. Стороженко М. С. Проблемные вопросы экспертного исследования дорожных условий при экспертизе дорожно-транспортного происшествия / М. С. Стороженко, И. В. Кияшко, Н. С. Корчан // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: зб. наук.-практ. матеріалів. – Харків: Право, 2004. – Вип. 4. – С. 323–331.

258. Стрельцов П. И. Использование в экспертной практике экспериментально–расчетных значений параметров торможения колесных тракторов / И. П. Стрельцов, А. В. Чумаков ; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1989. – 36 с.

259. Суворов Ю. Б. Определение и применение в экспертной практике параметров торможения автотранспортных средств / Ю. Б. Суворов, Е. В. Осепчугов ; под общ. ред. В.А. Иларионова. – М. : ВНИИСЭ, 1983. – 13 с.

260. Суворов Ю. Б. Применение дифференцированных значений времени реакции водителя в экспертной практике / Ю. В. Суворов ; под ред. В. А. Иларионова, А. К. Педенчука, В. Н. Янина. – М. : ВНИИСЭ, 1987. – 20 с.

261. Суворов Ю. Б. Результаты систематизации экспериментально–расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств / Ю.Б. Суворов, Ю.И. Маркоишвили // Экспертная практика и новые методы исследования : науч.-техн. сб. – М. : ВНИИСЭ, 1990. – Вып. 3. – 28 с.

262. Суворов Ю. Б. Результаты экспериментального определения коэффициентов сцепления дорожных покрытий / Ю. Б. Суворов, Б. М. Решетников, В. А. Кочнев // Экспертная техника : науч.-техн. сб. – М. : ВНИИСЭ, 1990. – Вып. 117. – С. 68–89.

263. Суворов Ю. Б. Судебная дорожно–транспортная экспертиза : учеб. пособие для студентов вузов / Ю. Б. Суворов ; Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана. – М. : Экзамен, 2003. – 208 с. : ил.

264. Суворов Ю. Б. Экспертное определение времени реакции водителя при производстве судебных инженерно-психофизиологических экспертиз / Ю. Б. Суворов, А. К. Гордеева, Н. Я. Константинова. – М. : ВНИИСЭ, 1988. – 38 с.

265. Судебная автотехническая экспертиза. Ч. II. Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы : пособие для экспертов–автотехников, следователей и судей / отв. ред. В. А. Иларионов. – М. : ВНИИСЭ, 1980. – 392 с. : ил.

266. Тарасик В. И. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. И. Тарасик. – СПб. : БХВ Петербург, 2006. – 478 с. : ил.

267. Тарасов Ю. В. Поліпшення експлуатаційних властивостей легкових автомобілів удосконалюванням методики вибору гальмових колодок : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Ю. В. Тарасов. – Харків, 2007. – 22 с

268. Теория систем и системный анализ в управлении организациями : справочник : учеб. пособие / [под ред. В. Н. Волковой и А. Н. Емельянова]. – М. : Финансы и статистика, 2006. – 848 с.

269. Топалиди В. А. Разработка методов повышения эффективности процесса торможения седельно-прицепного автопоезда : дис. ... канд. техн. наук / В. А. Топалиди. – Ташкент, 1982. – 228 с.

270. Туренко А. Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим приводом тормозов : монография / А. Н. Туренко. – Харьков, 1998. – 353 с. : ил. + табл.

271. Туренко А. М. Оценка энергозатрат водителя на тормозное управление водителем / А. Н. Туренко, С. Н. Шуклинов / Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – Вып. 26. – С. 7–11.

272. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підруч. для ВНЗ / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Х. : ХНАДУ, 2013. – 320 с.

273. Туренко А. Н. Автотехническая экспертиза: учеб. пособие / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев. – Харьков : ХНАДУ, 2007. – 156 с.

274. Туренко А. Н. Замедление колесной машины как параметр оценки состояния системы адаптивного управления / А. Н. Туренко, С. Н. Шуклинов, В. И. Вербицкий // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : 2012. – Вып. 31. – С. 7–12.

275. Туренко А. Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев, А. О. Малявин // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – Вып. 26. – С. 17–22.

276. Туренко А. Н. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств : монография / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, Л. А. Рыжих и др. – Харьков : ХНАДУ, 2012. – 288 с.

277. Туренко А. Н. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств : монография / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, В. И. Клименко и др. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 400 с.

278. Туренко А. Н. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом : монография / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, В. И. Клименко, В. И. Кирчатый. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.

279. Туренко А. М. Ходова лабораторія для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія : Транспортне машинобудування : зб. наук. праць. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 13–21.

280. Туренко А. Н. Оценка устойчивости системы адаптивного управления тормозами / А. Н. Туренко, С. Н. Шуклинов, В. И. Вербицкий // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – Вып. 28. – С. 7–11.

281. Туренко А. Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А. Н. Туренко, С. И. Ломака, Л. А. Рыжих и др. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2010. – Вып. 27. – С. 7–12.

282. Туренко А. Н. Современное состояние и пути развития электронных тормозных систем автотранспортных средств / А. Н. Туренко,

С. И. Ломака, Л.А. Рыжих и др. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С. 150–153.

283. Туренко А. Н. Исследование динамических нагрузок, действующих на несущую систему гоночного автомобиля, в процессе соревнований / А. Н. Туренко, С. Я. Ходырев, И. Г. Шепеленко, А. В. Ужва // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – Вып. 10. – С. 5–9.

284. УПК Украины. – Харьков: ООО «Неофит», 1997. – 256 с.

285. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич / – М. : Гос. Науч.–техн. изд–во машиностр. лит., 1963. – 239 с.

286. Фаробин. Я. Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок / Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков. – М. : Транспорт, 1983. – 200с.

287. Федосов А. С. Совершенствование методов расчета и конструкций тормозных систем легковых автомобилей : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Харьк. госуд. автом. дорож. техн. ун-т. – Харьков, 1994. – 39 с.

288. Федосов А. С. Касательная реакция колеса : трение или сцепление? /А. С. Федосов // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С. 88–90.

289. Франчук Д. Н. Управляемость карта : теория и практика / Д. Н. Франчук // – Киев : ООО «Иван Федоров», 2007. – 320 с. : ил.

290. Фрумкин А. К. Регуляторы тормозных сил и АБС : учебн. пособие / А. К. Фрумкин. – М. : МАДИ, 1982. – 118 с.

291. Ходырев С. Я. Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозных систем с пневматическим приводом : автореф. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 / С. Я Ходырев. – Харьков, 1985. – 26 с.

292. Хусаинов А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле-и-тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск : УлГТУ, 2011. – 109 с.

293. Цванг А. М. Исследование процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой (ПБС): автореф. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.10 / А. М. Цванг. – М., 1977. – 32 с.

294. Чебан А. А. Підвищення ефективності антиблоківальної системи для транспортних засобів категорії М₃ та N₃ : автореф. ... канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А. А. Чебан. – Харків, 2011. – 20 с.

295. Чернов В. И. Исследование возможности выхода объекта, пересекающего проезжую часть, за пределы опасной зоны / В. И. Чернов ; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1991. – 27 с.
296. Чернов В. И. Определение параметров движения автотранспортных средств при торможении с переменным замедлением / В. И. Чернов, И. И. Чава ; под ред. Ю. Б. Суворова. – М. : ВНИИСЭ, 1990.
297. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 344 с.
298. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е. А. Чудаков – М. : Машгиз, 1949. – 143 с.
299. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1952. – 183 с.
300. Шаша І. К. Наукові основи забезпечення безпеки на автомобільному транспорті України: автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / І.К. Шаша. – Харків, 2007. – 38 с.
301. Шевцов С. О. Возможности использования специальных знаний при расследовании дорожно–транспортных происшествий : метод. рек. / С. О. Шевцов. – Харьков : СПД–ФО, 2005. – 308с.
302. Шепеленко И. Г. Динамика трехзвенного тракторного поезда в процессе торможения : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Игорь Георгиевич Шепеленко. – Харьков, 1981. – 192 с.
303. Шуклинов С. Н. Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.02 / Сергей Николаевич Шуклинов. – Харьков, 2013. – 427 с.
304. Ярамышьян Ш. Ш. Особенности следственного эксперимента при расследовании дорожно-транспортных происшествия / Ш. Ш. Ярамышьян // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики : зб. наук.-практ. матеріалів. – Харків : Право, 2004. – Вип. 4. – С. 162–166.
305. Яковлев Н. А. Теория автомобиля / Н. А. Яковлев, Н. В. Диваков. – М. : Высш. шк., 1962. – 299 с.
306. Braun H. Optimale Verstärkungsfaktoren bei Bremsanlagen / H. Braun, R. Heyken // Deutsche Kraftfahrforschung und Straßenverkehrstechnik. Düsseldorf VDI – Verlag, 1982. – H. 274.
307. Dixon, J.C., Tires, Suspension, and Handling. Second ed. 1996, Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, Inc. 621.

308. Muller W. Beitrag zur Berechnung und Prufung von Kraftfahrzeug-Innenbackenbremsen. – Dentsche Kraftfahrtforschung und stressenverkehrstechnik, 1971, 207, p. 5–29.
309. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application / R. N. Jazar – NY : Springer, 2008. – 1015 p.
310. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics / H. B. Pacejka. – Oxford : Butterworth–Heinemann, 2005. – 621 p.
311. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / J. Reimpell, J. W. Betzler. – Oxford : Butterworth–Heinemann, 2001. – 456 p.
312. Genta G. Automotive chassis. Volume 1: Components design / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 621 p.
313. Genta G. Automotive chassis. Volume 2. System design / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 825 p.
314. “WABCO” Systeme und Componenten in Nutzfahrzeugen, 1998. 150 p.
315. Saraev O. Regressive analysis of braking efficiency of M1 category vehicles with anti–blocking brake system / O. Saraev // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2015. Вып. 36. – С. 67–72.
316. The Cad Zone [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.cadzone.com>.
317. Статистика ДТП в Україні у першому півріччі 2012 р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://forinsurer.com/news/12/10/10/28285>.
318. Департамент ДАІ МВС України. Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем [Електронний ресурс] // Департамент ДАІ. – Режим доступу : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>.

Додаток А Статистичні дані департаменту ДАІ МВС України
(<http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>)

Таблиця А.1 – ДТП в Україні за 2014 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2013	2014	%	2013	2014	%	2013	2014	%	2013	2014	%
АР Крим	7222	1202	-83,4	1491	245	-83,6	269	37	-86,2	1961	267	-86,4
Вінницька	2758	2469	-10,5	544	496	-8,8	125	146	16,8	623	558	-10,4
Волинська	2267	2164	-4,5	532	607	14,1	84	118	40,5	670	771	15,1
Дніпропетровська	11721	10947	-6,6	2985	2720	-8,9	394	366	-7,1	3596	3371	-6,3
Донецька	18738	8795	-53,1	3785	1978	-47,7	457	279	-38,9	4674	2602	-44,3
Житомирська	3774	3672	-2,7	721	838	16,2	198	185	-6,6	838	1020	21,7
Закарпатська	2124	2131	0,3	555	645	16,2	121	139	14,9	655	784	19,7
Запорізька	6545	5612	-14,3	1220	1223	0,2	210	207	-1,4	1540	1505	-2,3
Івано-	2247	2179	-3	399	440	10,3	87	117	34,5	454	549	20,9
Київська	11163	9972	-10,7	1680	1827	8,7	393	369	-6,1	2068	2281	10,3
М. Київ	46090	39814	-13,6	1931	1747	-9,5	138	191	38,4	2215	1950	-12
Кіровоградська	1751	1594	-9	347	372	7,2	87	98	12,6	406	431	6,2
Луганська	5950	2701	-54,6	1754	860	-51	252	145	-42,5	2168	1107	-48,9
Львівська	9116	7737	-15,1	1589	1684	6	232	260	12,1	1996	2135	7
Миколаївська	2649	2550	-3,7	580	596	2,8	111	119	7,2	704	725	3
Одеська	15376	13889	-9,7	2503	2315	-7,5	324	280	-13,6	3046	2783	-8,6
Полтавська	4796	4225	-11,9	1118	1016	-9,1	194	194	0	1354	1334	-1,5
Рівненська	1951	2044	4,8	411	599	45,7	105	171	62,9	484	676	39,7
Сумська	2290	1977	-13,7	645	656	1,7	96	95	-1	812	797	-2,2
Тернопільська	1700	1586	-6,7	297	351	18,2	63	69	9,5	400	449	12,2
Харківська	12140	11155	-8,1	2292	2176	-5,1	272	285	4,8	2895	2905	0,3
Херсонська	3527	2927	-17	703	581	-17,4	150	153	2	867	682	-21,3
Хмельницька	2983	2980	-0,1	529	551	4,2	89	111	24,7	676	740	9,5
Черкаська	4209	3910	-7,1	585	678	15,9	137	157	14,6	708	801	13,1
Чернігівська	2917	2546	-12,7	600	602	0,3	149	122	-18,1	657	707	7,6
Чернівецька	1801	1968	9,3	316	262	-17,1	48	44	-8,3	318	303	-4,7
М. Севастополь	3205	459	-85,7	569	95	-83,3	48	7	-85,4	733	119	-83,8
ЗАГАЛОМ	191010	153205	-19,8	30681	26160	-14,7	4833	4464	-7,6	37521	32352	-13,8
ЗА ДОБУ	523,3	419,7		84,1	71,7		13,2	12,2		102,8	88,6	

Таблиця А.2 – ДТП в Україні за 2013 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2012	2013	%	2012	2013	%	2012	2013	%	2012	2013	%
АР Крим	6963	7222	3,7	1513	1491	-1,5	280	269	-3,9	2040	1961	-3,9
Вінницька	2636	2758	4,6	544	544	0	167	125	-25,1	557	623	11,8
Волинська	11531	2267	-2,1	508	532	4,7	106	84	-20,8	619	670	8,2
Дніпропетровська	19230	11721	1,6	2760	2985	8,2	372	394	5,9	3466	3596	3,8
Донецька	3891	18738	-2,6	3836	3785	-1,3	440	457	3,9	420	4674	-1
Житомирська	3891	3774	-3	651	721	10,8	215	198	-7,9	704	838	19
Закарпатська	2063	2124	3	573	555	-3,1	91	121	33	739	655	-11,4
Запорізька	6672	6545	-1,9	1108	1220	10,1	234	210	-10,3	1294	1540	19
Івано-Франківська	2464	2247	-8,8	411	399	-2,9	111	87	-21,6	410	454	10,7
Київська	11885	11163	-6,1	1986	1680	-15,4	430	393	-8,6	2416	2068	-14,4
м. Київ	48502	46090	-5	1971	1931	-2	181	138	-23,8	2245	2215	-1,3
Кіровоградська	1921	1751	-8,8	353	347	-1,7	96	87	-9,4	409	406	-0,7
Луганська	5790	5950	2,8	1704	1754	2,9	226	252	11,5	2147	2168	1
Львівська	10261	9116	-11,2	1661	1589	-4,3	255	232	-9	2123	1996	-6
Миколаївська	2529	2649	4,7	564	580	2,8	120	111	-7,5	720	704	-2,2
Одеська	15076	15376	2	2313	2503	8,2	273	324	18,7	2788	3046	9,3
Полтавська	4957	4796	-3,2	1056	1118	5,9	210	194	-7,6	1318	1354	2,7
Рівненська	1896	1951	2,9	415	411	-1	144	105	-27,1	447	484	8,3
Сумська	2562	2290	-10,6	649	645	-0,6	95	96	1,1	786	812	3,7
Тернопільська	1620	1700	4,9	287	297	3,5	86	63	-26,7	352	400	13,6
Харківська	12604	12140	-3,7	2590	2292	-11,5	312	272	-12,8	3346	2895	-13,5
Херсонська	3434	3527	2,7	712	703	-1,3	165	150	-9,1	913	867	-5
Хмельницька	3069	2983	-2,8	482	529	9,8	114	89	-21,9	579	676	16,8
Черкаська	4295	4209	-2	627	585	-6,7	160	137	-14,4	704	708	0,6
Чернігівська	2951	2917	-1,2	609	600	-1,5	144	149	3,5	722	657	-9
Чернівецька	1928	1801	-6,6	32	316	-1,2	67	48	-28,4	340	318	-6,5
м. Севастополь	3365	3205	-4,8	496	569	14,7	37	48	29,7	615	733	19,2
ЗАГАЛОМ	196410	191010	-2,7	30699	30681	-0,1	5131	4833	-5,8	37519	37521	0
ЗА ДОБУ	538,1	523,3		84,1	84,1		14,1	13,2		102,8	102,8	

Таблиця А.3 – ДТП в Україні за 2012 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2011	2012	%	2011	2012	%	2011	2012	%	2011	2012	%
АР Крим	6400	6963	8,8	1452	1513	4,2	244	280	14,8	1973	2040	3,4
Вінницька	2117	2636	24,5	509	544	6,9	122	167	36,9	547	557	1,8
Волинська	2307	11531	0,3	566	508	-10,2	124	106	-14,5	637	619	-2,8
Дніпропетровська	10592	19230	8,9	2527	2760	9,2	340	372	9,4	3127	3466	10,8
Донецька	35592	3891	3,6	3766	3836	1,9	436	440	0,9	4732	420	-0,3
Житомирська	18566	3891	9	795	651	-18,1	215	215	0	924	704	-23,8
Закарпатська	3570	2063	-2	603	573	-5	106	91	-14,2	760	739	-2,8
Запорізька	6861	6672	-2,8	1263	1108	-12,3	219	234	6,8	1531	1294	-15,5
Івано-Франківська	2071	2464	19	383	411	7,3	89	111	24,7	378	410	8,5
Київська	10335	11885	15	2025	1986	-1,9	421	430	2,1	2377	2416	1,6
м. Київ	47930	48502	1,2	2173	1971	-9,3	181	181	0	2484	2245	-9,6
Кіровоградська	1804	1921	6,5	421	353	-16,2	95	96	1,1	506	409	-19,2
Луганська	5477	5790	5,7	1719	1704	-0,9	216	226	4,6	2146	2147	0
Львівська	10038	10261	2,2	1697	1661	-2,1	250	255	2	2156	2123	-1,5
Миколаївська	2449	2529	3,3	661	564	-14,7	125	120	-4	789	720	-8,7
Одеська	13619	15076	10,7	2038	2313	13,5	264	273	3,4	2541	2788	9,7
Полтавська	4420	4957	12,1	1088	1056	-2,9	212	210	0,9	1377	1318	-4,3
Рівненська	1736	1896	9,2	486	415	-14,6	120	144	20	550	447	-18,7
Сумська	2332	2562	9,9	683	649	-5	107	95	-11,2	800	786	-1,8
Тернопільська	1621	1620	-0,1	307	287	-6,5	77	86	11,7	351	352	0,3
Харківська	11717	12604	7,6	2798	2590	-7,4	321	312	-2,8	3495	3346	-4,3
Херсонська	3055	3434	12,4	635	712	12,1	132	165	25	782	913	16,8
Хмельницька	2855	3069	7,5	501	482	-3,8	110	114	3,6	599	579	-3,3
Черкаська	3801	4295	13	643	627	-2,5	140	160	14,3	781	704	-9,9
Чернігівська	3007	2951	-1,9	631	609	-3,5	120	144	20	765	722	-5,6
Чернівецька	1882	1928	2,4	325	32	-1,5	68	67	-1,5	345	340	-1,4
м. Севастополь	3558	3365	-5,4	586	496	-15,4	54	37	-31,5	725	615	-15,2
ЗАГАЛОМ	186225	196410	5,5	31281	30699	1,9	4908	5131	4,5	38178	37519	-1,7
ЗА ДОБУ	508,8	538,1		85,5	84,1		13,4	14,1		104,3	102,8	

Таблиця А.4 – ДТП в Україні за 2011 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2010	2011	%	2010	2011	%	2010	2011	%	2010	2011	%
АР Крим	6506	6400	-1,6	1507	1452	-3,6	262	244	-6,9	1975	1973	-0,1
Вінницька	2402	2117	-11,9	524	509	-2,9	106	122	15,1	591	547	-7,4
Волинська	2564	2307	-10	605	566	-6,4	114	124	8,8	676	637	-5,8
Дніпропетровська	10986	10592	-3,6	2246	2527	12,5	374	340	-9,1	2731	3127	14,5
Донецька	19520	35592	-4,9	4270	3766	-11,8	442	436	-1,4	5304	4732	-10,8
Житомирська	3708	18566	-3,7	846	795	-6	203	215	5,9	985	924	-6,2
Закарпатська	2069	3570	1,7	582	603	3,6	95	106	10,4	676	760	12,4
Запорізька	7735	6861	-11,3	1390	1263	-9,1	228	219	-3,9	1676	1531	-8,7
Івано-Франківська	2411	2071	-14,1	388	383	-1,3	92	89	-3,3	377	378	0,3
Київська	11740	10335	-12	2152	2025	-5,9	417	421	1	2642	2377	-10
м. Київ	53080	47930	-9,7	2475	2173	-12,2	197	181	-8,1	2896	2484	-14,2
Кіровоградська	1891	1804	-4,6	428	421	-1,6	93	95	2,2	511	506	-1
Луганська	5899	5477	-7,2	1812	1719	-5,1	235	216	-8,1	2196	2146	-2,3
Львівська	11414	10038	-12,1	1620	1697	4,8	229	250	9,2	2058	2156	4,8
Миколаївська	2428	2449	0,9	574	661	15,2	116	125	7,8	708	789	11,4
Одеська	14532	13619	-6,3	2124	2038	-4	274	264	-3,6	2604	2541	-2,4
Полтавська	4845	4420	-8,8	965	1088	12,7	178	212	19,1	1218	1377	13,1
Рівненська	1827	1736	-5	470	486	3,4	124	120	-3,2	536	550	2,6
Сумська	2435	2332	-4,2	663	683	3	83	107	28,9	807	800	-0,9
Тернопільська	1939	1621	-16,4	359	307	-14,5	70	77	10	425	351	-17,4
Харківська	13361	11717	-12,3	2397	2798	16,7	308	321	4,2	3118	3495	12,1
Херсонська	3332	3055	-8,3	683	635	-7	140	132	-5,7	854	782	-8,4
Хмельницька	3113	2855	-8,3	541	501	-7,4	110	110	0	637	599	-6
Черкаська	4394	3801	-13,6	651	643	-1,2	138	140	1,4	809	781	-3,5
Чернігівська	3567	3007	-15,7	701	631	-10	132	120	-9,1	848	765	-9,8
Чернівецька	2486	1882	-24,3	343	325	-5,2	70	68	-2,9	363	345	-5
м. Севастополь	4058	3558	-12,3	598	586	-2	44	54	22,7	754	725	-3,8
ЗАГАЛОМ	204242	186225	-8,6	31914	31281	-2	4875	4908	0,7	38975	38178	-2

Таблиця А.5 – ДТП в Україні за 2010 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2009	2010	%	2009	2010	%	2009	2010	%	2009	2010	%
АР Крим	6232	6506	4,4	1733	1507	-13	308	262	-14,9	2259	1975	-12,6
Вінницька	2585	2402	-7,1	658	524	-20,4	172	106	-38,4	692	591	-14,6
Волинська	2566	2564	-0,1	552	605	9,6	81	114	40,7	283	676	-1
Дніпропетровська	12452	10986	-11,6	2878	2246	-22	392	374	-4,6	3540	2731	-22,9
Донецька	23000	19520	-15,1	4811	4270	-11,2	459	442	-3,7	5967	5304	-11,1
Житомирська	3815	3708	-2,9	984	846	-14	227	203	-10,6	1136	985	-13,3
Закарпатська	2267	2069	-8,7	720	582	-19,2	124	95	-22,6	865	676	-21,8
Запорізька	8996	7735	-14	1665	1390	-16,5	247	228	-7,7	2105	1676	-20,4
Івано-Франківська	2536	2411	-4,9	454	388	-14,5	88	92	4,5	491	377	-23,2
Київська	12316	11740	-4,7	2421	2152	-11,1	501	417	-16,8	2959	2642	-10,7
м. Київ	62173	53080	-14,6	2830	2475	-12,5	233	197	-15,5	3439	2896	-15,8
Кіровоградська	2279	1891	-17	459	428	-6,8	91	93	2,2	513	511	-0,4
Луганська	6531	5899	-9,7	2044	1812	-11,4	240	235	-2,1	2479	2196	-11,4
Львівська	12334	11414	-7,5	1805	1620	-10,2	229	229	0	2334	2058	-11,8
Миколаївська	2899	2428	-16,2	677	574	-15,2	135	116	-14,1	802	708	-11,7
Одеська	15774	14532	-7,9	2451	2124	-13,3	274	274	0	3032	2604	-14,1
Полтавська	5355	4845	-9,5	1173	965	-17,7	195	178	-8,7	1431	1218	-14,9
Рівненська	2119	1827	-13,8	551	470	-14,7	133	124	-6,8	650	536	-17,5
Сумська	2578	2435	-5,5	764	663	-13,2	107	83	-22,4	915	807	-11,8
Тернопільська	2040	1939	-5	437	359	-17,8	62	70	12,9	564	425	-24,6
Харківська	15777	13361	-15,3	2769	2397	-13,4	351	308	-12,3	3658	3118	-14,8
Херсонська	4138	3332	-19,5	825	683	-17,2	183	140	-23,5	1001	854	-14,7
Хмельницька	3448	3113	-9,7	662	541	-18,3	128	110	-14,1	822	637	-22,5
Черкаська	4808	4394	-8,6	808	651	-19,4	136	138	1,5	1028	809	-21,3
Чернігівська	3980	3567	-10,4	878	701	-20,2	143	132	-7,7	1100	848	-22,9
Чернівецька	2529	2486	-1,7	354	343	-3,1	63	70	11,1	374	363	-2,9
м. Севастополь	4355	4058	-6,8	686	598	-12,8	46	44	-4,3	836	754	-9,8
ЗАГАЛОМ	229885	204242	-11,2	37049	31914	-13,9	5348	4875	-8,8	45675	38975	-14,7

Таблиця А.6 – ДТП в Україні за 2009 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2008	2009	%	2008	2008	%	2008	2009	%	2008	2009	%
АР Крим	416	495	19	117	126	7.7	27	28	3.7	137	138	0.7
Вінницька	259	261	0.8	59	51	-13.6	9	18	100	65	55	-15.4
Волинська	152	244	60.5	58	35	-39.7	16	2	-87.5	60	51	-15
Дніпропетровська	1304	1097	-15.9	201	201	0	22	39	77.3	238	245	2.9
Донецька	2232	1983	-11.2	398	326	-18.1	42	28	-33.3	492	383	-22.2
Житомирська	295	397	34.6	85	86	1.2	25	18	-28	102	107	4.9
Закарпатська	232	228	-1.7	61	74	21.3	13	21	61.5	65	77	18.5
Запорізька	889	720	-19	116	109	-6	21	18	-14.3	144	121	-16
Івано-	293	281	-4.1	41	33	-19.5	2	2	0	53	37	-30.2
Київська	1181	1124	-4.8	190	162	-14.7	30	34	13.3	235	189	-19.6
м. Київ	6830	5813	-14.9	231	211	-8.7	21	15	-28.6	247	269	8.9
Кіровоградська	210	186	-11.4	30	24	-20	9	9	0	26	26	0
Луганська	659	564	-14.4	175	131	-25.1	26	14	-46.2	200	159	-20.5
Львівська	999	1205	20.6	177	152	-14.1	34	30	-11.8	176	181	2.8
Миколаївська	318	268	-15.7	71	46	-35.2	8	17	112.5	87	52	-40.2
Одеська	1499	1440	-3.9	239	175	-26.8	32	24	-25	283	209	-26.1
Полтавська	541	589	8.9	89	99	11.2	16	21	31.2	99	133	34.3
Рівненська	179	234	30.7	44	47	6.8	12	16	33.3	42	53	26.2
Сумська	192	274	42.7	44	54	22.7	7	7	0	58	63	8.6
Тернопільська	178	234	31.5	43	45	4.7	9	2	-77.8	57	58	1.8
Харківська	1603	1338	-16.5	209	168	-19.6	25	26	4	268	214	-20.1
Херсонська	369	354	-4.1	68	44	-35.3	16	6	-62.5	88	44	-50
Хмельницька	370	373	0.8	56	69	23.2	15	8	-46.7	57	98	71.9
Черкаська	514	454	-11.7	68	56	-17.6	11	10	-9.1	82	64	-22
Чернігівська	427	456	6.8	53	41	-22.6	12	9	-25	55	49	-10.9
Чернівецька	271	279	3	27	17	-37	6	4	-33.3	25	20	-20
м. Севастополь	378	344	-9	56	75	33.9	4	5	25	68	82	20.6
ЗАГАЛОМ	22790	21235	-6.8	3006	2657	-11.6	470	431	-8.3	3509	3177	-9.5

Таблиця А.7 – ДТП в Україні за 2008 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2007	2008	%	2007	2008	%	2007	2008	%	2007	2008	%
АР Крим	8128	7385	-9.1	2898	2269	-21.7	514	389	-24.3	4022	3052	-24.1
Вінницька	5018	4132	-17.7	1939	1089	-43.8	331	221	-33.2	2042	1201	-41.2
Волинська	2627	2831	7.8	1182	882	-25.4	205	156	-23.9	1433	1026	-28.4
Дніпропетровська	18979	18675	-1.6	5182	4142	-20.1	635	546	-14	6264	5184	-17.2
Донецька	26943	31975	18.7	8278	6810	-17.7	818	737	-9.9	9944	8507	-14.5
Житомирська	3658	3978	8.7	1559	1313	-15.8	358	283	-20.9	1919	1615	-15.8
Закарпатська	2966	2840	-4.2	1137	914	-19.6	218	170	-22	1354	1093	-19.3
Запорізька	11016	12905	17.1	2963	2355	-20.5	465	323	-30.5	3815	2991	-21.6
Івано-Франківська	2894	3186	10.1	1192	730	-38.8	217	159	-30.3	1414	858	-38.8
Київська	12967	16324	25.9	3775	3248	-14	781	655	-16.1	4527	3872	-14.5
м. Київ	77863	90448	16.2	4056	3617	-10.8	451	394	-12.6	4891	4213	-13.9
Кіровоградська	3490	3527	1.1	961	697	-27.5	192	156	-18.8	1122	805	-28.3
Луганська	9227	9284	0.6	3070	2831	-7.8	412	367	-10.9	3825	3525	-7.8
Львівська	10145	12951	27.7	2767	2409	-12.9	421	344	-18.3	3483	2902	-16.7
Миколаївська	4950	4513	-8.8	1477	1012	-31.5	261	202	-22.6	1852	1215	-34.4
Одеська	16508	19739	19.6	4087	3330	-18.5	506	415	-18	5257	4126	-21.5
Полтавська	7264	7802	7.4	2127	1603	-24.6	401	294	-26.7	2604	1868	-28.3
Рівненська	3080	2871	-6.8	1123	728	-35.2	205	158	-22.9	1322	884	-33.1
Сумська	3254	3330	2.3	1276	1093	-14.3	191	153	-19.9	1611	1355	-15.9
Тернопільська	2395	2549	6.4	851	602	-29.3	172	138	-19.8	1109	759	-31.6
Харківська	15082	19676	30.5	3932	3532	-10.2	524	450	-14.1	5272	4646	-11.9
Херсонська	6098	6094	-0.1	1610	1276	-20.7	282	222	-21.3	1997	1670	-16.4
Хмельницька	5252	4969	-5.4	1275	986	-22.7	309	217	-29.8	1683	1218	-27.6
Черкаська	6563	7112	8.4	1621	1216	-25	252	188	-25.4	2010	1542	-23.3
Чернігівська	5204	5212	0.2	1481	1192	-19.5	244	206	-15.6	1739	1469	-15.5
Чернівецька	2642	3082	16.7	734	555	-24.4	127	106	-19.1	819	618	-24.2
м. Севастополь	4624	5361	15.9	1001	848	-15.3	82	69	-15.9	1198	1040	-13.2
ЗАГАЛОМ	278837	312751	12.2	63554	51279	-19.3	9574	7718	-19.5	78528	63254	-19.4

Таблиця А.8 – ДТП в Україні за 2007 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	2006	2007	%	2006	2007	%	2006	2007	%	2006	2007	%
АР Крим	5970	8128	36.1	2375	2898	22	438	514	17.4	3320	4022	21.1
Вінницька	3580	5018	40.2	1351	1939	43.5	237	331	39.7	1395	2042	46.4
Волинська	1865	2627	40.9	794	1182	48.9	168	205	22	924	1433	55.1
Дніпропетровська	13885	18979	36.7	4211	5182	23.1	563	635	12.8	5131	6264	22.1
Донецька	17406	26943	54.8	5617	8278	44.9	583	818	37.7	6708	9944	45.1
Житомирська	3327	3658	9.9	1176	1559	32.5	281	358	27.4	1386	1919	38.5
Закарпатська	2347	2966	26.4	943	1137	20.5	175	218	24.6	1138	1354	19.6
Запорізька	8177	11016	34.7	2392	2963	22.2	351	465	32.5	3026	3815	24.7
Івано-	1867	2894	55	849	1192	40.4	186	217	16.7	903	1414	55.6
Київська	8800	12967	47.4	2175	3775	34.8	545	781	31.3	2496	4527	40.7
м. Київ	50838	77863	53.2	3291	4056	23.2	333	451	35.4	3940	4891	24.1
Кіровоградська	2944	3490	18.5	849	961	13.2	149	192	28.9	1002	1122	12
Луганська	7110	9227	29.8	2563	3070	19.8	357	412	15.4	3141	3825	21.8
Львівська	8315	10145	22	2286	2767	20.9	291	421	44.7	2829	3483	21.9
Миколаївська	3595	4950	37.7	1277	1477	15.7	204	261	27.9	1523	1852	21.6
Одеська	12043	16508	37.1	3455	4087	18.3	420	506	20.5	4403	5257	19.4
Полтавська	4993	7264	45.5	1485	2127	43.2	309	401	29.8	1611	2604	61.6
Рівненська	2330	3080	32.2	933	1123	20.4	147	205	39.5	1155	1322	14.5
Сумська	2416	3254	34.7	1018	1276	25.3	172	191	11	1196	1611	34.7
Тернопільська	1949	2395	22.9	761	851	11.8	134	172	28.4	945	1109	17.4
Харківська	10293	15082	45.5	3507	3932	12.1	513	524	2.1	4426	5272	19.1
Херсонська	4601	6098	32.5	1364	1610	18	249	282	13.3	1665	1997	19.9
Хмельницька	4108	5252	27.8	1026	1275	24.3	190	309	62.6	1217	1683	38.3
Черкаська	4728	6563	38.8	1319	1621	22.9	238	252	5.9	1625	2010	23.7
Чернігівська	3497	5204	48.8	1104	1481	25	185	244	31.9	1351	1739	20.5
Чернівецька	2162	2642	22.2	588	734	24.8	103	127	23.3	642	819	27.6
м. Севастополь	3230	4624	43.2	782	1001	28	71	82	15.5	926	1198	29.4
ЗАГАЛОМ	196376	278837	42	49491	63554	28.3	7592	9574	25.1	60018	78528	28.8

Таблиця А.9 – ДТП в Україні за 2006 р

Регіон	Усього ДТП			ДТП з постраждалими								
				Усього			Загинуло			Травмовано		
	м. р.	п. р	%	м. р.	п. р	%	м. р.	п. р	%	м. р.	п. р	%
АР Крим	-	5970	-	2434	2375	-2,4	351	438	24,5	3237	3320	2,8
Вінницька	-	3580	-	1183	1351	14,2	253	237	-6,3	1230	1395	13,4
Волинська	-	1865	-	692	794	14,7	155	168	8,4	756	924	22,2
Дніпропетровська	-	13885	-	4251	4211	-0,9	562	563	0,2	5170	5131	-0,8
Донецька	-	17406	-	4284	5617	31,1	524	583	11,3	5259	6708	27,5
Житомирська	-	3327	-	1275	1176	-7,8	294	281	-4,4	1434	1386	-3,3
Закарпатська	-	2347	-	953	943	-1	168	175	4,2	1139	1138	-0,8
Запорізька	-	8177	-	2340	2392	2,2	368	351	-4,6	2973	3026	1,8
Івано-Франківська	-	1867	-	880	849	-3,5	164	186	13,4	997	903	-9,4
Київська	-	8800	-	2089	2175	4,1	525	545	3,8	2385	2496	4,7
м. Київ	-	50838	-	3357	3291	-2	339	333	-1,8	3975	3940	-0,9
Кіровоградська	-	2944	-	929	849	-8,6	159	149	-6,3	1085	1002	-7,6
Луганська	-	7110	-	2482	2563	3,3	313	357	14,1	3008	3141	4,4
Львівська	-	8315	-	1978	2286	15,6	317	291	-8,2	2346	2829	20,5
Миколаївська	-	3595	-	1241	1277	2,9	194	204	5,2	1540	1523	-1,1
Одеська	-	12043	-	3226	3455	7,1	441	420	-4,8	3950	4403	11,5
Полтавська	-	4993	-	1431	1485	3,8	274	309	12,8	1598	1611	0,8
Рівненська	-	2330	-	885	933	5,4	131	147	12,2	1089	1155	8,4
Сумська	-	2416	-	932	1018	9,2	151	172	13,9	1140	1196	4,9
Тернопільська	-	1949	-	750	761	1,5	127	134	5,5	992	945	-4,7
Харківська	-	10293	-	3497	3507	0,3	475	513	5	4300	4426	2,9
Херсонська	-	4601	-	1316	1364	3,6	224	249	11,2	1667	1665	-0,1
Хмельницька	-	4108	-	981	1026	4,6	170	190	11,8	1161	1217	4,8
Черкаська	-	4728	-	1181	1319	11,7	229	238	3,9	1454	1625	11,8
Чернігівська	-	3497	-	1049	1104	5,2	167	185	10,8	1197	1351	12,9
Чернівецька	-	2162	-	524	588	12,2	106	103	-2,8	524	642	22,5
м. Севастополь	-	3230	-	345	782	126,7	48	71	47,9	399	926	132,1
ЗАГАЛОМ	-	196376	-	46485	49491	6,5	7229	7592	5	55599	60018	7,2

Додаток Б Класифікація та нормативи гальмівної ефективності транспортних засобів

Таблиця Б.1 - Міжнародна класифікація дорожніх транспортних засобів за категоріями

Тип дорожнього транспортного засобу	Категорія
Пасажи́рські з числом місць не більше 8	M_1
Пасажи́рські з числом місць більше 8 і повною масою до 5 т	M_2
Пасажи́рські повною масою більше 5 т	M_3
Вантажні повною масою не більше 3,5 т	N_1
Вантажні повною масою 3,5–12 т	N_2
Вантажні повною масою більше 12 т	N_3
Причепні транспортні засоби	O
Мотоцикли	L

Таблиця Б.2 - Гальмовий шлях транспортного засобу відповідно до правил дорожнього руху України

Тип транспортного засобу	Гальмовий шлях не більш, м
Легкові автомобілі та їх модифікації для перевезення вантажів	14,7
Автобуси	18,3
Вантажні автомобілі з дозволеною максимальною масою до 12 т	18,3
Вантажні автомобілі з дозволеною максимальною масою понад 12 т	19,5
Легкові автомобілі та їх модифікації з причепами	16,6
Вантажні автопоїзди	19,5
Двоколісні мотоцикли й мопеди	7,5
Мотоцикли з причепом	8,2

Для перевірки ефективності робочої гальмівної системи ТЗ, його випробування мають проводитися на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим асфальтобетонним покриттям. Початкова швидкість гальмування має складати: 40 км/год – для автомобілів, автобусів та автопоїздів; 30 км/год – для мотоциклів, мопедів. Результати випробувань вважаються незадовільними, якщо ТЗ під час гальмування розвертається на кут більший ніж 8 градусів, чи займає смугу руху шириною більш ніж 3,5 м. Нормативне значення гальмового шляху для застарілих ТЗ випуску до 1988 року допускається перевищувати на 10 %. Якщо нормативи гальмового шляху не виконуються, то гальмівна система ТЗ є несправною.

Додаток В Експертні дані для визначення часу реакції водія

Таблиця В.1– Час реакції водія t_1 при виникненні небезпеки або перешкоди [261]

Типові дорожньо–транспортні ситуації	t_1 , с
1	2
<i>Водій мав об’єктивну можливість наперед виявити вірогідну небезпеку та постійно слідкувати за нею:</i> – вихід пішохода поза об’єктом, що обмежує оглядовість, безпосередньо услід за іншим пішоходом; – пішохід знаходиться на проїжджій частині та починає рухатися за напрямом смуги руху ТЗ; – виїзд ТЗ, водій якого мав переважне право рухатися.	0,6
<i>Водій міг помітити явні ознаки небезпеки чи перешкоди й від водія була потрібна підвищена увага:</i> – вихід пішохода на нерегульований пішохідний перехід або проїжджу частину на перехресті, де перехід дозволено; – вихід пішохода на регульований пішохідний перехід або проїзну частину на перехресті, на дозволений сигнал світлофора або регулювальника; – вихід пішохода з тротуару, узбіччя, розподільної смуги, трамвайного полотна, резервної зони на проїжджу частину після того, як пішохід перед цим рухався в тому ж напрямі в полі зору водія; – вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід дозволяється після того, як пішохід до виходу на проїжджу частину рухався в іншому напрямку, стояв або вийшов з групи людей; – вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід дозволяється з–за нерухомого об’єкту, що обмежував оглядовість або з–за (чи) груп людей, що були на проїжджій частині; – вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід дозволяється з–за попутного ТЗ, що рухався по крайній смузі; – вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід дозволяється з–за зустрічного ТЗ, що рухався по крайній смузі від середини дороги; – рух пішохода до громадського транспорту або від нього на зупинки громадського транспорту; – виникнення небезпеки або перешкоди, про яку водія попереджував відповідний дорожній знак; – небезпечний маневр ТЗ, водій якого був вимушений зробити це через дорожні обставини; – небезпечний маневр ТЗ, водій якого до цього рухався не за правилами дорожнього руху;	0,8

Продовження табл. В.1

1	2
<i>Не було явних ознак небезпеки, але від водія була потрібна увага до дорожньої ситуації:</i> – рух ТЗ проти дозволеного напрямку; – зміна траєкторії руху або екстрене гальмування ТЗ, що їде попереду, в процесі його обгону; – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину, де перехід не дозволений, якщо пішохід до цього стояв, рухався в іншому напрямку, або вийшов з групи людей; – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід не дозволяється з-за нерухомого об'єкту, що обмежував оглядовість, або з групи людей, що були на проїжджій частині; – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину на ділянці, де перехід не дозволено, з-за попутного ТЗ, що рухався крайньою правою смугою; – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину там, де перехід не дозволяється з-за зустрічного ТЗ, що рухався по крайній смузі від середини дороги; – вихід пішохода на проїжджу частину на ділянці, де перехід дозволено, з-за попутного ТЗ, що рухався не крайньою правою смугою, наприклад, другою чи третьою; – виїзд ТЗ, водій якого не мав переважного права руху; – поворот ТЗ на перехресті без подачі сигналу повороту.	1,0
<i>Від водія не вимагалось підвищеної уваги:</i> – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину на ділянці, де перехід не дозволено, з-за попутного ТЗ, що рухався не крайньою правою смугою, наприклад, другою чи третьою; – раптовий вихід пішохода на проїжджу частину з обочини поза населеним пунктом, при відсутності пішохідного руху, якщо пішохід до цього стояв, рухався в іншому напрямку; – початок руху пішохода при забороненому сигналі світлофора (регулювальника); – виїзд ТЗ при забороненому сигналі світлофора (регулювальника); – раптова поява ТЗ на проїжджій частині населеного пункту з-за об'єкту, що обмежував оглядовість; – раптова зміна напрямку руху зустрічного або попутного ТЗ поза перехрестям, коли ознаки можливого здійснення маневру були відсутні; – гальмування попереднього ТЗ без включення стоп-сигналу з сповільненням 3–6 м/с².	1,2

Закінчення табл. В.1

1	2
<i>Мінімальна вірогідність виникнення небезпеки або перешкоди:</i> – раптова поява пішохода або ТЗ на проїжджій частині дороги поза населеним пунктом з–за об’єкту, що обмежував оглядовість; – гальмування переднього ТЗ без включення стоп–сигналу зі сповільненням до 3 м/с²; – нерівності й руйнування проїжджої частини або об’єкти, які знаходились на проїжджій частині й створювали ситуацію, яка не розглядалася вище.	1,4

Таблиця В.2 – Час реакції водія t_1 в дорожньо–транспортних ситуаціях за відсутності небезпеки та перешкоди [261]

Типові дорожньо–транспортні ситуації	t_1 , с
<i>Коли нема небезпеки або перешкоди для руху, і коли сам водій не створює небезпеки або перешкоди для інших учасників руху:</i> Раптова відмова фар ТЗ; Перемикання сигналу світлофора з жовтого на червоний;	0,6
Раптове відкриття капота або кришки багажника спереду ТЗ; Раптове осліплення водія світлом фар зустрічного ТЗ;	0,8
Раптова відмова або неефективність органу управління ТЗ, проявлення інших несправностей, що загрожують безпеці руху; Фізичне втручання пасажирів в процес управління ТЗ.	1,2

Таблиця В.3 – Час реакції водія t_1 при виборі швидкості та дистанції [261]

Типові дорожньо–транспортні ситуації	t_1 , с
<i>Оцінка водієм дорожніх умов та обставин:</i> – вибір водієм швидкості ТЗ за умов видимості у напрямку руху; – вибір водієм дистанції при русі за ТЗ–лідером.	0,3

Додаток Г Експертні дані для визначення часу спрацьовування гальмівної системи транспортних засобів

В експертній практиці значення часу запізнювання спрацьовування гальм t_2 та часу наростання сповільнення t_3 рекомендується ухвалювати згідно з систематизованими табличними даними [266].

Таблиця Г.1 – Час t_2 та t_3 для деяких видів ТЗ [266]

Транспортні засоби	t_2 , с	t_3 , с
Автомобілі з гідравлічними й механічними приводами гальм	0,10	0,15
Вантажні автомобілі та автобуси з пневматичним гальмівним приводом	0,30	0,5–0,8
Колісні трактори	0,15	0,3–0,4
Гусеничні трактори	0,20	0,3
Мотоцикли й моторолери	0,10	0,2
Велосипеди з ножним гальмом	0,30	0,4
Мотоколяски	0,50	1,0
Тролейбуси	0,30	0,8
Трамваї	0,50	0,45

Аналізуючи дані, які наведені в табл. Г.1, необхідно відзначити, що час запізнювання спрацьовування гальм вантажних автомобілів та автобусів з пневматичним гальмівним приводом складає $t_2=0,3$ с, а час наростання сповільнення – $t_3=0,5–0,8$ с. Ці рекомендовані для застосування в експертній практиці значення часу t_2 та t_3 більше відповідають роботі одноконтурного гальмівного приводу, який вже декілька десятиріч заборонений до експлуатації. У даний час автобуси обладнуються двохконтурним пневматичним гальмівним приводом з прискорювальним електропневмоклапаном. Це дозволяє значно скоротити запізнювання гальмування та час наростання сповільнення автобуса.

На скільки питання уточнення часу гальмування ТЗ важливо для аналізу ДТП? – пояснимо на прикладі. Нехай ТЗ рухається зі швидкістю 90 км/год – це 25 м/с, тобто за 1 секунду ТЗ проїжджає шлях у 25 м. Тоді за час запізнювання спрацьовування гальм у 0,1 с він проїжджає 2,5 м, за час 0,4 с – 10 м, а за 0,8 с – 20 м. Іноді, щоб уникнути ДТП, не вистачає декілька сантиметрів. Тому так важливо, щоб під час аналізу ДТП враховувалась кожна десята доля секунди.

Таблиця Г.2 – Час t_3 для деяких видів ТЗ з урахуванням навантаження [266]

Транспортні засоби	Дорожнє покриття	t_3 , с	
		без навантаження	з повним навантаженням
1	2	3	4
Легкові автомобілі й ін., сконструйовані на їхній базі	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебене, ґрунтове:		
	Сухе	0,15	$\frac{0,2}{0,15}$ ¹
	мокре	0,1	0,1
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,05	0,05
Вантажні автомобілі , автомобільні поїзди й ін., сконструйовані на їхній базі (з гідроприводом)	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебене, ґрунтове:		
	Сухе	$\frac{0,2}{0,15}$	$\frac{0,4}{0,15}$
	мокре	0,1	$\frac{0,2}{0,15}$
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,05	0,1
Автобуси з гідравлічним приводом гальм	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебене, ґрунтове:		
	Сухе	$\frac{0,25}{0,2}$	$\frac{0,4}{0,2}$
	мокре	0,15	$\frac{0,25}{0,2}$
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,1	0,1

¹ В знаменнику значення t_3 для екстреного гальмування без блокування коліс. В інших випадках значення t_3 ухвалюється однаковим як для випадку із блокуванням (залишенням сліду «юз»), так і без блокування коліс.

Продовження таблиці Г.2

Вантажні автомобілі вантажопідйомністю до 4,5 т, автомобільні поїзди й ін., сконструйовані на їхній базі із пневматичним приводом гальм	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебеневе, ґрунтове:		
	Сухе	$\frac{0,6}{0,4}$	$\frac{1,2}{0,6}$
	Мокре	0,25	$\frac{0,7}{0,6}$
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,15	0,3
Вантажні автомобілі вантажопідйомністю понад 4,5 т, автомобільні поїзди й ін., сконструйовані на їхній базі із пневматичним приводом гальм	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебеневе, ґрунтове:		
	Сухе	$\frac{0,7}{0,45}$	$\frac{1,5}{0,7}$
	Мокре	0,4	0,8
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,2	0,4
Автобуси із пневматичним приводом гальм	Асфальтобетонне, цементобетонне, щебеневе, ґрунтове:		
	Сухе	$\frac{0,8}{0,5}$	$\frac{1,3}{0,6}$
	мокре	0,45	$\frac{0,76}{0,60}$
	Зледеніла покрита укоченим снігом дорога	0,2	0,6
При гальмуванні ТЗ ручним гальмом		0,5	1,5
Мото – і велосипеди	На сухих твердих покриттях	0,4	
	При $\varphi \leq 0,4$	0,2	
Мотоцикли, моторолери, мопеди		0,2	
Мотоколяски		1,0	
Колісні трактори		0,3–0,4	
Гусеничні трактори		0,3	
Трамваї		0,8	
Рейкове гальмо трамваїв		0,45	

Якщо гальма з гідравлічним приводом спрацьовують після другого натискання на гальмову педаль, то $t_2 = 0,6$ с, а при спрацьовуванні із третього натискання – $t_2 = 1,0$ с.

Таблиця Г.3 – Усталене сповільнення двохосових ТЗ с несправною гальмовою системою

Несправність ТЗ	$j_{уст}, \text{ м/с}^2$
Не гальмує одне переднє колесо	$\frac{(L+a)\varphi_n}{2L+h_u\varphi_n}g$
Не гальмує одне заднє колесо	$\frac{(L+b)\varphi_n}{2L-h_u\varphi_n}g$
Гальмує одне переднє колесо	$\frac{a\varphi_n}{2L-h_u\varphi_n}g$
Гальмує одне заднє колесо	$\frac{b\varphi_n}{2L+h_u\varphi_n}g$
Гальмують передні колеса	$\frac{a\varphi_n}{L-h_u\varphi_n}g$
Гальмують задні колеса	$\frac{b\varphi_n}{L+h_u\varphi_n}g$
Гальмують колеса однієї сторони	$\frac{\varphi_n}{2}g$

Додаток Д Ефективність гальмування деяких груп автомобілів

Групи [262]:

- 1 – категорія M_1 без гідропідсилювача гальм: автомобілі сімейства ВАЗ(2101 та 2102), ЗАЗ та їх модифікація, ГАЗ–21;
- 2 – категорія M_1 : автомобілі сімейства УАЗ–469, ЛУАЗ–968, їх модифікація;
- 3 – категорія M_1 з гідроприводом гальм; автомобілі сімейства ВАЗ(2103, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2121), ГАЗ(24,3102), «Москвич»(412, 2140, 2141, 2733, 2734), ИЖ–2125.
- 3' – категорія M_1 : автомобілі ИЖ–2715 та модифікація;
- 4 – категорія M_1 : легковий автомобілі з причепом;
- 5 – категорія M_2 : сімейства РАФ (2203), НЫСА (522) та їх модифікація; категорії N_1 : НЫСА (521 С), КУК (Л 06) та їх модифікація;
- 6 – категорія M_3 : автобуси сімейства ПАЗ;
- 6' – категорія M_3 : автобуси сімейства КАВЗ;
- 7 – категорія M_3 : автобуси сімейства ЛАЗ и ЛиАЗ;
- 7' – категорія M_3 : автобуси сімейства «Икарус» (250, 255, 256, 260);
- 8 – категорія M_3 : пасажирські авто потяги сімейства «Икарус–280»;
- 9 – категорія M_2 та N_1 : вантажні та пасажирські автомобілі сімейства УАЗ (451, 452), ЕрАЗ (762), їх модифікації;
- 10 – категорія N_2 з гідропривідом гальм з підсилювачем; автомобілі сімейства ГАЗ (53 А); ГАЗ–66 з модифікаціями;
- 11 – категорія N_1 с пневмопривідом гальм; одиночні автомобілі сімейства ЗИЛ (130, ММЗ), КАЗ–6088, їх модифікації;
- 12 – категорія N_3 : одиночні; автомобілі сімейства КрАЗ, МАЗ, «Урал»(5557);
- 13 – категорія N_3 : одиночні; автомобілі сімейства КамАЗ та «Урал»(кріме «Урал–5557»);
- 14 – категорія N_3 : вантажні автопотяги.

Таблиця Д.1 – Параметри гальмування автомобілів 1 групи (ВАЗ 2101, 2102; ЗАЗ, ГАЗ–21)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	J	t_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,05	1,0	0,10
0,2	2,0	0,10	2,0	0,15	2,0	0,15
0,3	2,9	0,15	2,9	0,20	2,9	0,20
0,4	3,9	0,20	3,9	0,20	3,9	0,25
0,5	4,9	0,25	4,9	0,25	4,9	0,30
0,6	5,9	0,25	5,7	0,30	5,5	0,30
0,7	6,3	0,30	6,0	0,30	5,5	0,35
0,8 и более	6,3	0,30	6,0	0,30	5,5	0,35

Таблиця Д.2 – Параметри гальмування автомобілів 2 групи (УАЗ–469, ЛуАЗ–968)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	j	t_3	j	t_3	J	t_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,05	1,0	0,10
0,2	2,0	0,10	2,0	0,15	2,0	0,15
0,3	2,9	0,15	2,9	0,15	2,9	0,15
0,4	3,9	0,20	3,9	0,20	3,9	0,20
0,5	4,9	0,20	4,9	0,20	4,9	0,25
0,6	5,9	0,25	5,9	0,25	5,9	0,30
0,7	6,9	0,25	6,4	0,25	5,9	0,30
0,8 и более	7,3	0,25	6,9	0,25	6,7	0,30

Таблиця Д.3 – Параметри гальмування автомобілів 3 групи (ВАЗ 2103, 2105, 2106, 2107 2108 2109 2121; ГАЗ 24, 3102; «Москвич» 412, 2140, 2141, 2733, ИЖ 2125)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	T_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,05	1,0	0,10
0,2	2,0	0,10	2,0	0,10	2,0	0,10
0,3	2,9	0,10	2,9	0,10	2,9	0,15
0,4	3,9	0,15	3,9	0,15	3,9	0,15
0,5	4,9	0,15	4,9	0,15	4,9	0,20
0,6	5,9	0,20	5,9	0,20	5,9	0,25
0,7	6,9	0,25	6,8	0,25	6,7	0,30
0,8	7,5	0,25	7,0	0,25	6,7	0,30

Таблиця Д.4– Параметри гальмування автомобілів 3' групи (ИЖ–2715)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	T_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,05	1,0	0,05
0,2	2,0	0,10	2,0	0,10	2,0	0,10
0,3	2,9	0,10	2,9	0,10	2,9	0,10
0,4	3,9	0,15	3,9	0,15	3,9	0,15
0,5	4,9	0,20	4,9	0,20	4,9	0,20
0,6	5,9	0,20	5,7	0,20	5,9	0,25
0,7	6,9	0,25	6,6	0,25	6,2	0,30
0,8 и бо- лее	7,0	0,25	6,6	0,25	6,2	0,30

Таблиця Д.5 – Параметри гальмування автомобілів 4 групи (легкові автомобілі з причепом)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,05	1,0	0,10
0,2	2,0	0,10	2,0	0,15	2,0	0,15
0,3	2,9	0,15	2,9	0,20	2,9	0,20
0,4	3,9	0,20	3,9	0,20	3,9	0,25
0,5	4,9	0,25	4,9	0,30	4,9	0,35
0,6	5,9	0,30	5,5	0,30	5,2	0,40
0,7	6,3	0,35	5,9	0,35	5,2	0,40
0,8 и бо- лее	6,3	0,35	5,9	0,35	5,2	0,40

Таблиця Д.6 – Параметри гальмування автомобілів 5 групи (РАФ 2203; НИСА 522, 521С)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	j	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,05	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,10	2,0	0,10	2,0	0,10
0,3	2,9	0,10	2,9	0,10	2,9	0,15
0,4	3,9	0,15	3,9	0,15	3,9	0,20
0,5	4,9	0,15	4,9	0,20	4,9	0,25
0,6	5,9	0,20	5,7	0,25	5,4	0,30
0,7	6,9	0,25	5,9	0,30	5,4	0,35
0,8 и бо- лее	7,5	0,25	6,2	0,30	5,4	0,35

Таблиця Д.7 – Параметри гальмування автомобілів 6 групи (автобуси ПА3)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	j	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,25
0,3	2,9	0,30	2,9	0,30	2,9	0,35
0,4	3,9	0,40	3,9	0,40	3,9	0,45
0,5	4,9	0,45	4,7	0,50	4,5	0,55
0,6	5,9	0,50	5,1	0,50	4,7	0,55
0,7	6,7	0,50	5,9	0,55	4,9	0,55
0,8 и более	6,7	0,50	5,9	0,55	4,9	0,55

Таблиця Д.8 – Параметри гальмування автомобілів 6' групи (автобуси КАВ3)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	j	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,15	2,0	0,15	2,0	0,20
0,3	2,9	0,20	2,9	0,20	2,9	0,25
0,4	3,9	0,30	3,9	0,30	3,9	0,35
0,5	4,9	0,35	4,9	0,35	4,9	0,40
0,6	5,9	0,40	5,9	0,40	5,8	0,45
0,7	6,9	0,45	6,7	0,45	6,5	0,50
0,8 и более	7,0	0,45	6,7	0,45	6,5	0,50

Таблиця Д.9 – Параметри гальмування автомобілів 7 групи (автобуси ЛАЗ і ЛиАЗ)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,25	2,0	0,25	2,0	0,25
0,3	2,9	0,30	2,9	0,35	2,9	0,40
0,4	3,9	0,40	3,9	0,45	3,9	0,45
0,5	4,9	0,45	4,9	0,45	4,8	0,50
0,6	5,4	0,50	5,0	0,55	4,8	0,55
0,7	5,4	0,50	5,0	0,55	4,8	0,55
0,8 и более	5,4	0,50	5,0	0,55	4,8	0,55

Таблиця Д.10 – Параметри гальмування автомобілів 7' групи («Икарус» 250, 255, 256, 260)

Φ	Без навантаження		50%-ва завантаже- ність		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,20
0,3	2,9	0,30	2,9	0,30	2,9	0,30
0,4	3,9	0,40	3,9	0,40	3,9	0,40
0,5	4,9	0,45	4,9	0,45	4,9	0,45
0,6	5,9	0,50	5,7	0,50	5,3	0,60
0,7	6,0	0,55	5,7	0,55	5,3	0,60
0,8 и бо- лее	6,0	0,55	5,7	0,55	5,3	0,60

Таблиця Д.11 – Параметри гальмування автомобілів 8 групи («Икарус280»)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,15	1,0	0,15	1,0	0,15
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,15
0,3	2,9	0,30	2,9	0,30	2,9	0,30
0,4	3,9	0,40	3,9	0,40	3,9	0,40
0,5	4,9	0,45	4,8	0,45	4,5	0,45
0,6	5,0	0,50	4,8	0,50	4,5	0,50
0,7	5,0	0,60	4,8	0,60	4,5	0,60
0,8 и бо- лее	5,0	0,60	4,8	0,60	4,5	0,60

Таблиця Д.12 – Параметри гальмування автомобілів 9 групи (УАЗ 451, 452; ЕрАЗ 762)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,15	2,0	0,15	2,0	0,15
0,3	2,9	0,20	2,9	0,20	2,9	0,20
0,4	3,9	0,20	3,9	0,20	3,9	0,20
0,5	4,9	0,25	4,9	0,25	4,8	0,30
0,6	5,9	0,30	5,3	0,30	4,8	0,30
0,7	6,0	0,30	5,3	0,30	4,8	0,30
0,8	6,0	0,30	5,3	0,30	4,8	0,30

Таблиця Д.13 – Параметри гальмування автомобілів 10 групи (ГАЗ 53А, 66)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,15	2,0	0,20	2,0	0,20
0,3	2,9	0,20	2,9	0,25	2,9	0,30
0,4	3,9	0,30	3,9	0,30	3,9	0,35
0,5	4,9	0,30	4,9	0,30	4,9	0,40
0,6	5,9	0,35	5,3	0,40	4,9	0,45
0,7	6,3	0,40	5,3	0,45	4,9	0,50
0,8 и более	6,3	0,40	5,3	0,45	4,9	0,50

Таблиця Д.14 – Параметри гальмування автомобілів 11 групи (ЗИЛ 130, ММЗ; КАЗ 6088)

φ	Без навантаження		50%-ва завантаженість		Завантажений	
	j	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,15
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,25
0,3	2,9	0,30	2,9	0,35	2,9	0,40
0,4	3,9	0,40	3,9	0,45	3,9	0,45
0,5	4,9	0,45	4,9	0,45	4,9	0,50
0,6	5,7	0,50	5,2	0,55	5,0	0,55
0,7	5,7	0,50	5,2	0,55	5,0	0,55
0,8 и более	5,7	0,50	5,2	0,55	5,0	0,55

Таблиця Д.15 – Параметри гальмування автомобілів 12 групи (КрАЗ, МАЗ, «Урал» 5557)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,15
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,20
0,3	2,9	0,25	2,9	0,25	2,9	0,25
0,4	3,9	0,30	3,9	0,35	3,9	0,35
0,5	4,9	0,35	4,9	0,40	4,6	0,40
0,6	5,9	0,40	5,0	0,40	4,6	0,50
0,7	6,3	0,45	5,3	0,45	4,6	0,50
0,8	6,3	0,45	5,3	0,45	4,6	0,50

Таблиця Д.16 – Параметри гальмування автомобілів 13 групи (КамАЗ; «Урал»(о крім «Урал –5557»))

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,20	2,0	0,20	2,0	0,20
0,3	2,9	0,25	2,9	0,25	2,9	0,25
0,4	3,9	0,30	3,9	0,30	3,9	0,30
0,5	4,9	0,35	4,9	0,35	4,9	0,35
0,6	5,9	0,40	5,8	0,40	5,8	0,45
0,7	6,9	0,45	6,1	0,45	5,8	0,50
0,8 и более	7,0	0,45	6,4	0,45	5,8	0,50

Таблиця Д.17 – Параметри гальмування автомобілів 14 групи (вантажні автопотяги)

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,15
0,2	2,0	0,25	2,0	0,25	2,0	0,30
0,3	2,9	0,35	2,9	0,40	2,9	0,45
0,4	3,9	0,45	3,9	0,50	3,9	0,50
0,5	4,9	0,50	4,5	0,55	4,0	0,55
0,6	5,0	0,50	4,5	0,55	4,0	0,60
0,7	5,0	0,50	4,5	0,55	4,0	0,60
0,8	5,0	0,50	4,5	0,55	4,0	0,60

Таблиця Д.18– Параметри гальмування автомобіля РАФ–2203–Лаббе(СРСР – Франція), категорія N₁, гідропривід гальм з підсилювачем.

φ	Без навантаження		50% завантаженість		Завантажений	
	J	t_3	j	t_3	j	t_3
0,1	1,0	0,10	1,0	0,10	1,0	0,10
0,2	2,0	0,15	2,0	0,15	2,0	0,15
0,3	2,9	0,20	2,9	0,20	2,9	0,20
0,4	3,9	0,25	3,9	0,25	3,9	0,25
0,5	4,9	0,30	4,9	0,30	4,9	0,35
0,6	5,9	0,35	5,9	0,35	5,8	0,45
0,7	6,0	0,40	5,9	0,40	5,8	0,45
0,8	6,0	0,40	5,9	0,40	5,8	0,45

Таблиця В.19 – Параметри ТЗ при гальмуванні коліс тільки на задній осі (задньої візки тягача)

Група АТЗ	Без навантаження		Завантажений	
	$j^{(1)}$, м/с ²	t_3 , с	$j^{(1)}$, м/с ²	t_3 , с
1	4,2	0,15	3,5	0,20
2	3,9	0,25	3,3	0,30
3(о крім сімейства «Москвич»)	6,1	0,20	5,1	0,25
3', 3(сімейство «Москвич»)	5,6	0,20	4,6	0,25
4	3,4	0,15	2,5	0,20
5				
6	3,8	0,20	2,7	0,25
6'	4,1	0,20	3,3	0,30
7	3,7	0,20	2,5	0,30
7', 8	4,1	0,25	3,0	0,35
9	3,2	0,20	2,4	0,25
10	3,6	0,20	2,5	0,25
11	4,1	0,20	2,8	0,25
12	3,6	0,30	2,3	0,40
13(КамАЗ)	5,3	0,25	3,9	0,30
13(«Урал–377» і модифікації)	3,3	0,25	2,2	0,40
14	3,4	0,40	2,8	0,50

Додаток Є Класифікаційні признаки гальмівних систем

Таблиця Є.1 – Класифікаційні признаки гальмівних систем ТЗ, що знаходились в експлуатації на дорогах загального користування СРСР та України

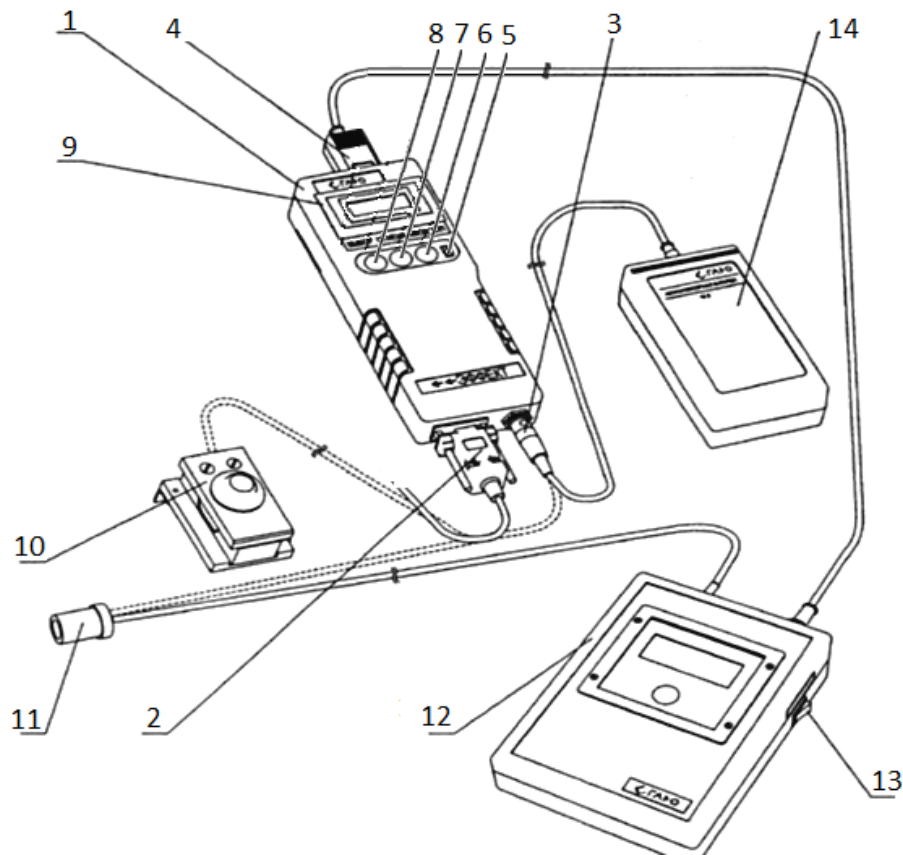
Ка-тего-го-рія	Модель автомобі-ля і її мо-дифікація	Влас-на маса, кг	Пов-на маса, кг	Гальмівний привід			Тип гальмівно-го механізму		Базова мо-дель
				гідравлічний (Г), гідравлічний з підсилювачем (ГУ), пневматичний (П), пневмогідрав-лічний (ПГ)	наявність ре-гулятора га-льмівних сил (РГС) або клапанів ре-гулювання тиску (КРД)		барабанний (Б), дисковий(Д)		
					перед-ній міст	зад-ній міст	Пе-редній міст	задній міст	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
М ₁	ЗАЗ–968	790	1110	Г	–	–	Б	Б	
	ЗАЗ–968 А	840	1160	Г	–	–	Б	Б	
	ЗАЗ–968 М	840	1160	Г	–	–	Б	Б	
	ВАЗ–2101	955	1355	Г	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–2102	1010	1440	Г	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–2103	1030	1430	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–2106	1045	1445	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–2105	995	1395	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–3107	1030	1430	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	ВАЗ–2108;0,9	900	1325	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	Москвич–2137	1120	1520	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	Москвич–2138	1080	1480	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	Москвич–2140	1080	1460	ГУ	–	РТС	Д	Б	
	Москвич–4121Е	1048	1445	ГУ	–	–	Б	Б	
	ИЖ–2125	1100	1450	ГУ	–	–	Б	Б	
	ГАЗ–24	1420	1820	ГУ	–	–	Б	Б	
	ГАЗ–2402	1550	2042	ГУ	–	–	Б	Б	
	ГАЗ–3102	1470	1870	ГУ	–	–	Д	Б	
	ЛуАЗ–969Л	950	1350	Г	–	–	Б	Б	
	ВАЗ–2121	1150	1550	ГУ	–	РТС	Д	Б	

Продовження таблиці Є.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	УАЗ-469	1650	2450	ГУ	–	–	Б	Б	
	Москвич-2733	1050	1590	ГУ	–	РТС	Д	Б	Москвич-2136
	Москвич-2734	1085	1625	ГУ	–	РТС	Д	Б	Москвич-2437
	ИЖ-2715	1100	1590	ГУ	–	–	Б	Б	Москвич-412ИЭ
М ₂	НЫСА-552М	1685	2500	ГУ	–	–	Б	Б	
	УАЗ-4528	1870	2690	Г	–	–	Б	Б	УАЗ-452
	РАФ-977ДМ	1675	2545	Г	–	–	Б	Б	
	РАФ-2203	1750	2710	ГУ	–	–	Б	Б	
М ₃	КАВЗ-685	4080	6545	ГУ	–	–	Б	Б	ГАЗ-53А
	ПАЗ-672	4535	7825	ГУ	–	–	Б	Б	
	ЛАЗ-695Н	6850	11610	П	–	–	Б	Б	
	ЛАЗ-967Р	7550	10880	П	–	–	Б	Б	
	ЛАЗ-699Р	8896	12998	П	–	–	Б	Б	
	ЛАЗ-4202	8600	13400	П	–	–	Б	Б	
	ЛиАЗ-677	8380	14050	П	–	–	Б	Б	
	Икарус-250	11140	15270	П	–	РТС	Б	Б	
	Икарус-256	10400	14860	П	–	РТС	Б	Б	
	Икарус-260	9110	14360	П	–	РТС	Б	Б	
	Икарус-280	12540	20590	П	–	РТС	Б	Б	
N ₁	ЕрАЗ-762В	1475	2625	ГУ	–	–	Б	Б	
	УАЗ-451М	1540	2700	Г	–	–	Б	Б	
	УАЗ-451ДМ	1510	2660	Г	–	–	Б	Б	
	УАЗ-452	1720	2670	Г	–	–	Б	Б	УАЗ-451М
	УАЗ-452Д	1670	2620	Г	–	–	Б	Б	УАЗ-451ДМ
	ЖУК-А06	1440	2500	Г	–	–	Б	Б	
	НЫСА-521С	1700	2450	Г	–	–	Б	Б	
	ГАЗ-52-03	2845	5465	Г	–	–	Б	Б	
N ₂	ГАЗ-52-04	2520	5170	ГУ	–	–	Б	Б	

Додаток Ж Методичне забезпечення проведення гальмівних випробувань з приладом «Ефект»

Ж.1 – Загальні відомості



1 – електронний блок з мікропроцесором та датчиком прискорення, 2 – роз'єднувач кабелю датчика зусилля; 3 – роз'єднувач дроту живлення; 4 – роз'єднувач кабелю принтера; 5 – тумблер включення живлення ВКЛ»; 6 – кнопка «ВВЕДЕННЯ»; 7 – кнопка ВІДМІНА; 8 – кнопка ВИБІР; 9 – дисплей; 10 – датчик зусилля з магнітом; 11 – роз'єднувач для підключення до гнізда підкурювання; 12 – принтер; 13 – тумблер включення принтера; 14 – блок живлення.

Рисунок Ж.1 – Прилад «Ефект»

Принцип випробування з таким приладом наступний. Електронний блок 1 приладу з вбудованим у нього датчиком прискорення закріплюється за допомогою скоби та присоски на бічному склі автомобіля. Автомобіль, що перевіряється, розганяється до необхідної швидкості, після чого водій натискає на педаль гальма через датчик зусилля 10. За сигналом

датчика зусилля 10 електронний блок 1 відзначає момент початку гальмування. Сигнали від датчиків сповільнення та зусилля запам'ятовуються в пам'яті мікропроцесора електронного блоку 1. Процес виміру сигналів триває до повної зупинки автомобіля, після чого мікропроцесор на основі прийнятих даних обчислює параметри ефективності гальмівної системи автомобіля. Результати виміру відображаються на дисплеї 9. Управління роботою приладу робиться за допомогою кнопок 6, 7, 8.

Прилад «Ефект» визначає, відповідно до існуючих стандартів, установлене сповільнення, пікове значення зусилля натиснення на педаль, довжину гальмового шляху, час спрацьовування гальмівної системи, початкову швидкість гальмування й лінійне відхилення ТЗ при гальмуванні (табл. Ж.1).

Таблиця Ж.1 – Характеристики приладу «Ефект»

Діапазон контролю усталеного сповільнення	Від 0 до 9,81 м/с ²
Діапазон контролю зусилля натискання на педаль Рп	Від 10 до 100 кГс
Діапазон контролю гальмівного шляху St	Від 0 до 50 м
Діапазон контролю початкової швидкості гальмування V0	Від 20 до 50 км/г
Діапазон контролю перерахованої норми гальмівного шляху St	Від 0 до 50 м
Діапазон контролю часу спрацьовування гальмівної системи tср	Від 0 до 3 сек.
Границі основної допустимої відносної похибки сталого сповільнення	± 4 %
Границі основної допустимої відносної похибки зусилля натискання на гальмову педаль	± 0,5 %
Електроживлення від мережі постійного струму (бортової мережі автомобіля)	12 ± 2 В
Споживана потужність, не більше	2 Вт
Габаритні розміри: – електронний блок; – датчик зусилля	220x75x50 мм 135x95x70 мм
Вага: – електронного блоку; – датчика зусилля.	0,4 кг 0,5 кг

Ж.2 Алгоритм роботи з приладом

1. Підключити за допомогою спеціального кабелю до електронного блоку джерело живлення.
2. Включити прилад кнопкою ВКЛ. На індикаторі приладу з'явиться напис: "НАГРІВ". Впродовж деякого часу (не більше 5 хвилин) прилад робить термостабілізацію вузлів, що входять до його складу.
3. Потім на індикаторі з'являється повідомлення: "НОМЕР ТЗ".
4. Ввести тризначний номер ТЗ, або перейти до наступної операції натисненням кнопки ВВЕДЕННЯ.
5. Набір номера починається із старшої цифри кнопкою ВИБІР. Вибрати значення старшої цифри. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ і так далі
6. Потім на індикаторі приладу з'являється повідомлення: "ХАРАКТЕРИСТИКА ТЗ".
7. Натисненням кнопки ВИБІР вибрати категорію ТЗ, що відповідає транспортному засобу, що перевіряється, відповідно до ДСТУ Р 51709 – 2001 (додаток С).
8. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. Вибрана категорія ТЗ буде введена в пам'ять приладу.
9. На індикаторі додасться напис: "ОД" – одиночне ТЗ.
10. Кнопкою ВИБІР можна змінити тип ТЗ на "АП" – автопоїзд. Вибрати кнопкою ВИБІР тип ТЗ. Підтвердити свій вибір натисненням кнопки ВВЕДЕННЯ.
11. На індикаторі додасться повідомлення: "СН" – в спорядженому стані. Кнопкою ВИБІР можна змінити характеристику ТЗ на "ПМ" – повної маси. Вибрати кнопкою ВИБІР характеристику ТЗ, що відповідає ТЗ, що перевіряється. Підтвердити свій вибір натисненням кнопки ВВЕДЕННЯ.
12. На індикаторі додасться повідомлення: ">81". Кнопкою ВИБІР вибрати рік виготовлення ТЗ відповідно до повідомлень на індикаторі: ">81" – рік виготовлення після 1.01.81 р. "<81" – рік виготовлення до 1.01.81 р. Підтвердити свій вибір натисненням кнопки ВВЕДЕННЯ.

Примітка. У разі потреби можна повернутися до попереднього пункту режиму налаштування, натиснувши кнопку ВІДМІНА.

13. На індикаторі з'явиться напис: "РОБОТА". Наступні кроки вимірювання можливі тільки на автомобілі.

Ж.3 Вказівки до проведення гальмівних випробувань

1. Виїхати на місце випробувань.
2. Встановити автомобіль на початку ділянки випробування.
3. Закріпити електронний блок приладу на бічному склі автомобіля (рис. Ж.2). При цьому напрям стрілок, розташованих поряд з написом "Ефект" на корпусі приладу повинно співпадати з напрямом руху ТЗ.



Рисунок Ж.2 – Установка электронного блока приладу «Ефект» на скло

4. Закріпити датчик зусилля на педалі гальма (рис. Ж.3).



Рисунок Ж.3 – Установка датчика зусилля на педалі гальма

5. З'єднати датчик зусилля з електронним блоком приладу за допомогою кабелю.

6. Підключити кабель живлення до електронного блоку приладу.
Примітка. Підключення робити таким чином, щоб кабель живлення і датчика зусилля не заважали роботі водія.

7. Виконати вимоги техніки безпеки: – учасники випробувань, які не можуть бути пристебнуті ременями безпеки і не мають захисних **шоломів**, повинні покинути автомобіль;– на автомобілі включити **дальнє** світло фар;– переконавшись, що у безпосередній близькості від випробувальної ділянки не знаходяться сторонні люди, автомобілі або інші предмети.

8. Включити і налаштувати апаратуру згідно пунктів 2–13, що наведені у підрозділу Ж.2.

9. Після чого на індикаторі приладу з'явиться одне з трьох повідомлень : "НАХИЛ НАЗАД", "НАХИЛ В НОРМІ", "НАХИЛ ВПЕРЕД".

Для нормальної установки приладу необхідно, змінюючи його положення на склі бічних дверей автомобіля, добитися на індикаторі повідомлення: "НАХИЛ В НОРМІ". При цьому прозвучить звуковий сигнал.

1. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'явиться повідомлення: "ГОТОВИЙ ДО ПЕРЕВІРКИ ТЗ".

2. Розігнати ТЗ до швидкості близької до 40 км/г і загальмувати, причому, гальмування виконувати при одноразовій дії на педаль гальма.

3. Зняти дію на педаль гальма після повної зупинки ТЗ.

4. На індикаторі з'явиться повідомлення: "РЕЗУЛЬТАТИ ПЕРЕВІРКИ ТЗ".

5. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. При цьому на індикаторі з'явиться повідомлення: " НОМЕР ТЗ" XXX, де XXX – значення, введене при налаштуванні.

6. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'являться повідомлення: "ХАРАКТЕРИСТИКА ТЗ". У нижньому рядку відобразяться значення, що відповідають ТЗ, що перевіряється, введені в режимі налаштування початкових даних.

7. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'являться значення: S_i – виміряне значення довжини гальмівного шляху, м; S_n – перерахована норма гальмівного шляху.

8. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'являться значення: j – стале уповільнення; V – початкова швидкість гальмування.

9. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'являться значення: t_c – час спрацьовування гальмівної системи; P – зусилля натиснення на педаль.

10. Натиснути кнопку ВВЕДЕННЯ. На індикаторі з'явиться значення лінійного відхилення.

11. Кнопкою ВІДМІНА можна повернутися до індикації попередніх параметрів.

12. На індикаторі з'являється повідомлення: "РЕЗУЛЬТАТИ ПЕРЕВІРКИ ТЗ". Натисненням кнопки ВІДМІНА прилад переходить в режим "Робота".

13. Зробити не менше 2-х контрольних гальмувань.

14. Закінчити випробування. Обробити результати вимірювань, які одержані в електронному вигляді.

15. Занести в протокол випробувань виміряні величини.

Додаток 3 Дозвільний документ на використання приладу «Ефект», на території України



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ УКРАИНЫ ПО ВОПРОСАМ
ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПОТРЕБИТЕЛЬСКОЙ ПОЛИТИКИ

Серия Е
№ 000840



СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПРИЗНАНИИ

утверждения типа средств измерительной техники

№ UA-MI/Зр-557-2003

Выдано 30 октября 2003 г.

Настоящее свидетельство, выданное ЗАО НПФ "МЕТА", Российская Федерация, удостоверяет, что на основании "Соглашения о взаимном признании результатов государственных испытаний и утверждения типа, метрологической аттестации, поверки и калибровки средств измерений, а также результатов аккредитации лабораторий, осуществляющих испытания, поверку или калибровку средств измерений", подписанного 6 октября 1992 г. Госстандартом Украины, признан тип средств измерительной техники "Измерители эффективности тормозных систем автомобилей «ЭФФЕКТ»", утвержденный Госстандартом России на основании результатов государственных испытаний.

Измерители эффективности тормозных систем автомобилей «ЭФФЕКТ» зарегистрированы в Государственном реестре средств измерительной техники, допущенных к применению в Украине, под номером 16946-03.

Измерители эффективности тормозных систем автомобилей «ЭФФЕКТ» подлежат поверке при эксплуатации с межповерочным интервалом не более одного года.

Первый заместитель председателя





Г.С. Сидоренко

ПП «Західприлад» - продаж обладнання для техогляду
<http://www.zapadpribor.com>
 конт. тел. +38-032-243-09-31, моб. тел. +38-050-370-90-07

Додаток К Таблиці критеріїв згоди емпіричного й теоретичного розподілів

Таблиця К.1 – Значення ймовірностей розрахованих за формулою Колмогорова А.Н. [21]

λ	$P(\lambda)$	λ	$P(\lambda)$	λ	$P(\lambda)$
0,0	1,000	0,7	0,711	1,4	0,040
0,1	1,000	0,8	0,544	1,5	0,022
0,2	1,000	0,9	0,393	1,6	0,012
0,3	1,000	1,0	0,270	1,7	0,006
0,4	0,997	1,1	0,178	1,8	0,003
0,5	0,964	1,2	0,112	1,9	0,002
0,6	0,864	1,3	0,068	2,0	0,001

Таблиця К.2 – Значення χ^2 в залежності від числа ступенів волі r , ймовірності p [33]

ρ r	0,99	0,98	0,95	0,90	0,80	0,70	0,50	0,30	0,20	0,10	0,05	0,02	0,01	0,001
1	0,000	0,001	0,004	0,016	0,064	0,148	0,455	1,074	1,642	2,71	3,84	5,41	6,64	10,83
2	0,020	0,040	0,103	0,211	0,446	0,713	1,386	2,41	3,22	4,60	5,99	7,82	9,21	13,82
3	0,115	0,185	0,352	0,584	1,005	1,424	2,37	3,66	4,64	6,25	7,82	9,84	11,34	16,27
4	0,297	0,429	0,711	1,064	1,649	2,20	3,36	4,88	5,99	7,78	9,49	11,67	13,28	18,46
5	0,554	0,752	1,145	1,610	2,34	3,00	4,35	6,06	7,29	9,24	11,07	13,39	15,09	20,5
6	0,872	1,134	1,635	2,20	3,07	3,83	5,35	7,23	8,56	10,64	12,59	15,03	16,81	22,5
7	1,239	1,564	2,17	2,83	3,82	4,67	6,35	8,38	9,80	12,02	14,07	16,62	18,48	24,3
8	1,646	2,03	2,73	3,49	4,59	5,53	7,34	9,52	11,03	13,36	15,51	18,17	20,1	26,1
9	2,09	2,53	3,32	4,17	5,38	6,39	8,34	10,66	12,24	14,68	16,92	19,68	21,7	27,9
10	2,56	3,06	3,94	4,86	6,18	7,27	9,34	11,78	13,44	15,99	18,31	21,2	23,2	29,6

Таблиця К.3 – Значення критичних крапок розподілу Пірсона (у даному випадку k – це число ступенів волі, α – рівень значимості) [33]

k / α	0,01	0,025	0,05	0,95	0,975	0,99
1	6,63490	5,02389	3,84146	0,00393	0,00098	0,00016
2	9,21034	7,37776	5,99146	0,10259	0,05064	0,02010
3	11,34487	9,34840	7,81473	0,35185	0,21580	0,11483
4	13,2767	11,14329	9,48773	0,71072	0,48442	0,29711
5	15,08627	12,8325	11,0705	1,14548	0,83121	0,55430
6	16,81189	14,44938	12,59159	1,63538	1,23734	0,87209
7	18,47531	16,01276	14,06714	2,16735	1,68987	1,23904
8	20,09024	17,53455	15,50731	2,73264	2,17973	1,64650
9	21,66599	19,02277	16,91898	3,32511	2,70039	2,08790
10	23,20925	20,48318	18,30704	3,94030	3,24697	2,55821
11	24,72497	21,92005	19,67514	4,57481	3,81575	3,05348
12	26,21697	23,33666	21,02607	5,22603	4,40379	3,57057
13	27,68825	24,7356	22,36203	5,89186	5,00875	4,10692
14	29,14124	26,11895	23,68479	6,57063	5,62873	4,66043
15	30,57791	27,48839	24,99579	7,26094	6,26214	5,22935

Додаток Л Графічні експериментальні дані з оцінки ефективності гальмування автомобілів

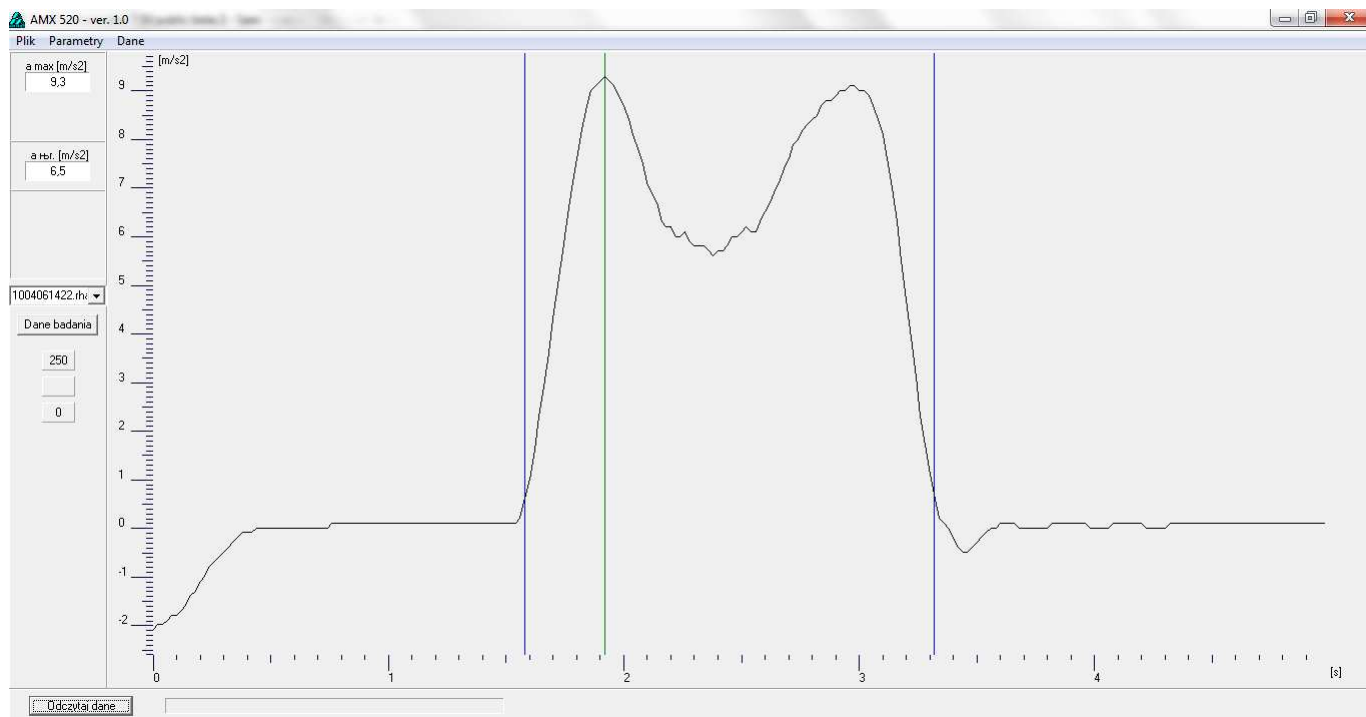


Рисунок Л.1 – Графік сповільнення автомобіля Ford Mondeo, вимір №22

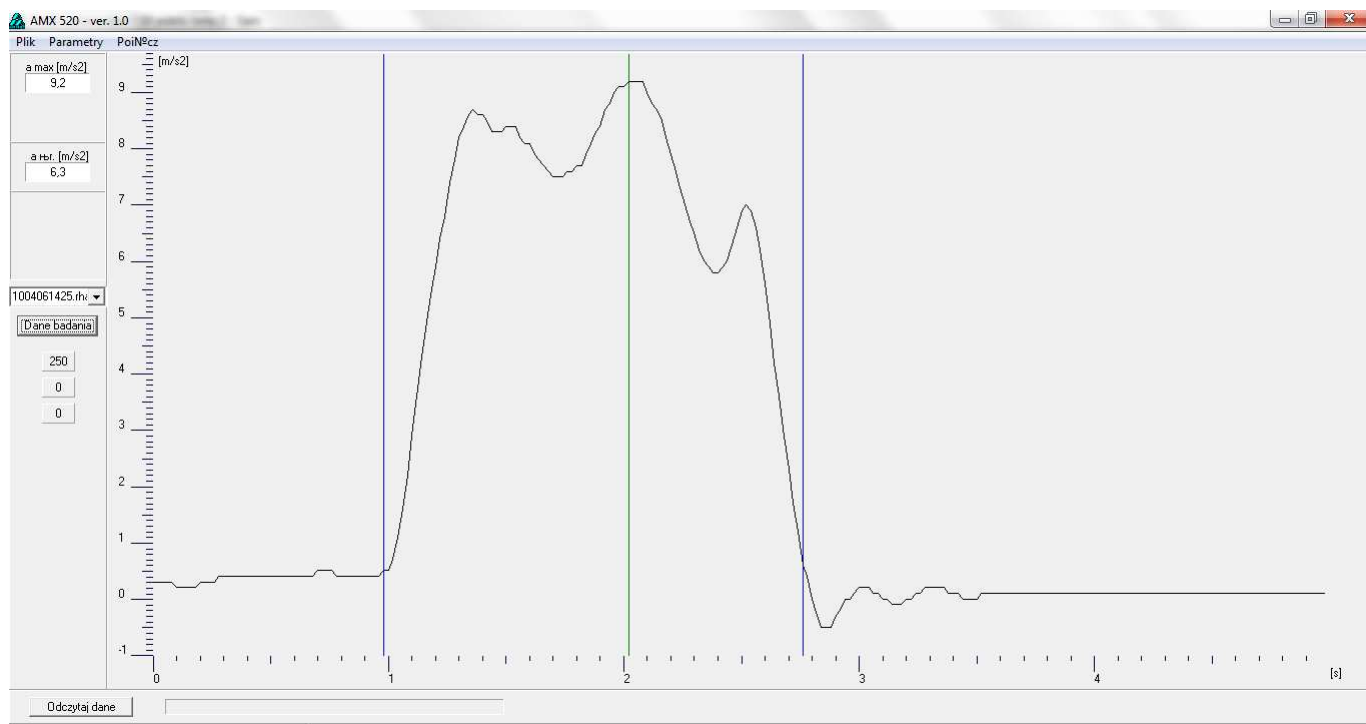


Рисунок Л.2 – Графік сповільнення автомобіля Ford Mondeo, вимір №25

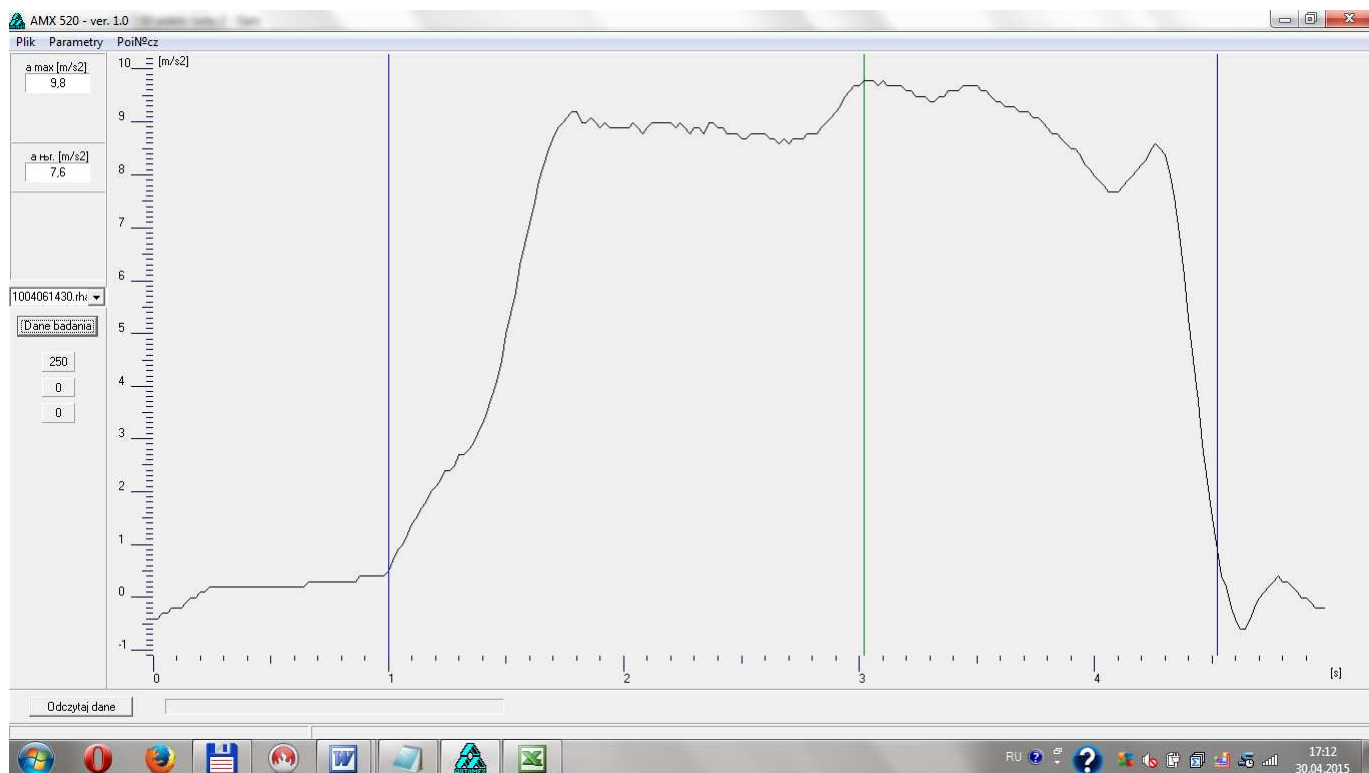


Рисунок Л.3 – Графік сповільнення автомобіля Ford Mondeo, вимір №30 зі швидкості 90 км/год

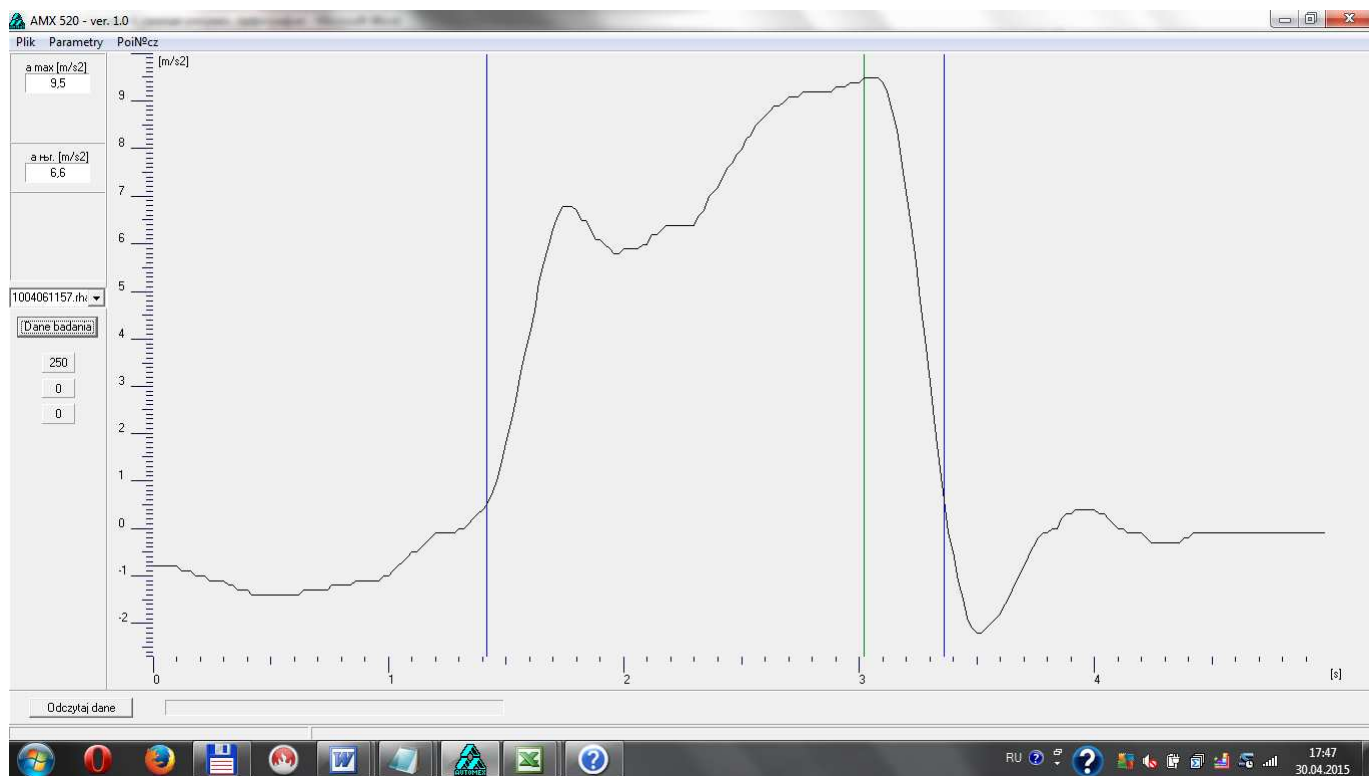


Рисунок Л.4 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Padjero, вимір №57

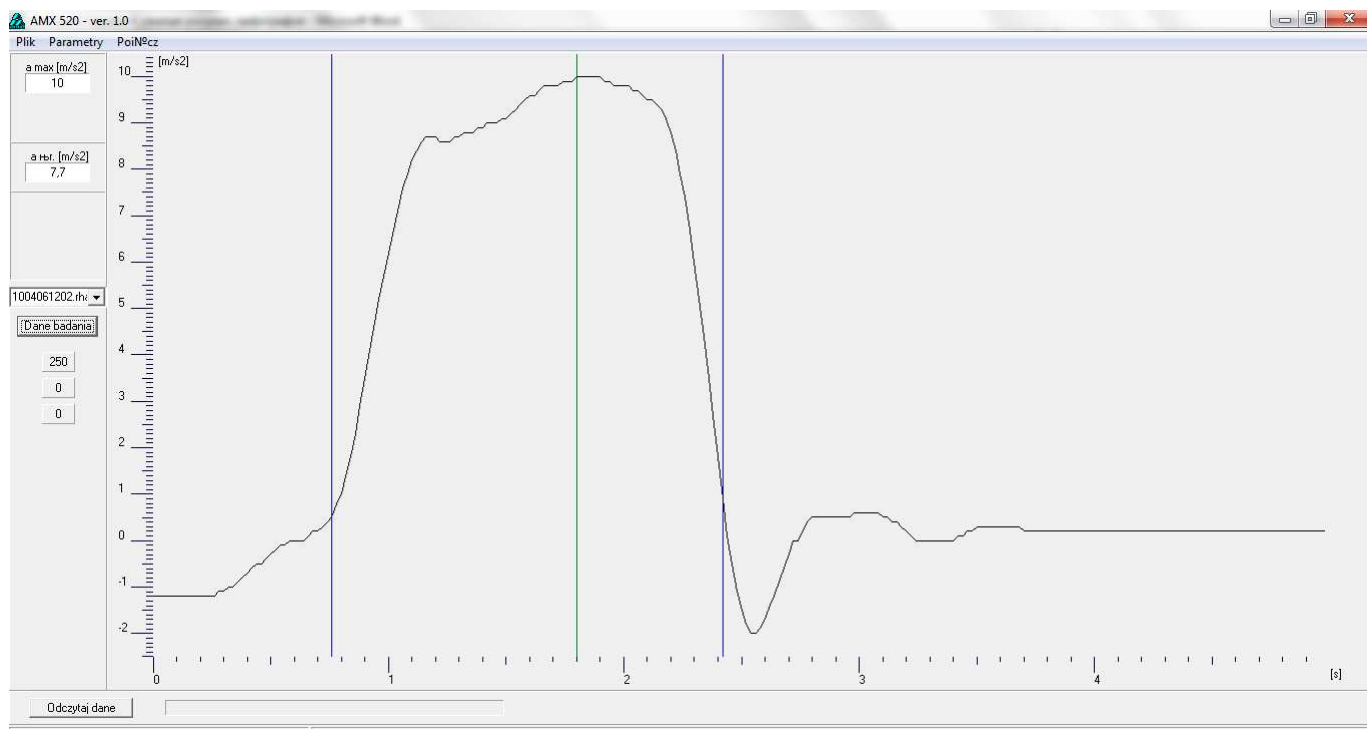


Рисунок Л.5 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Padjero, вимір №02

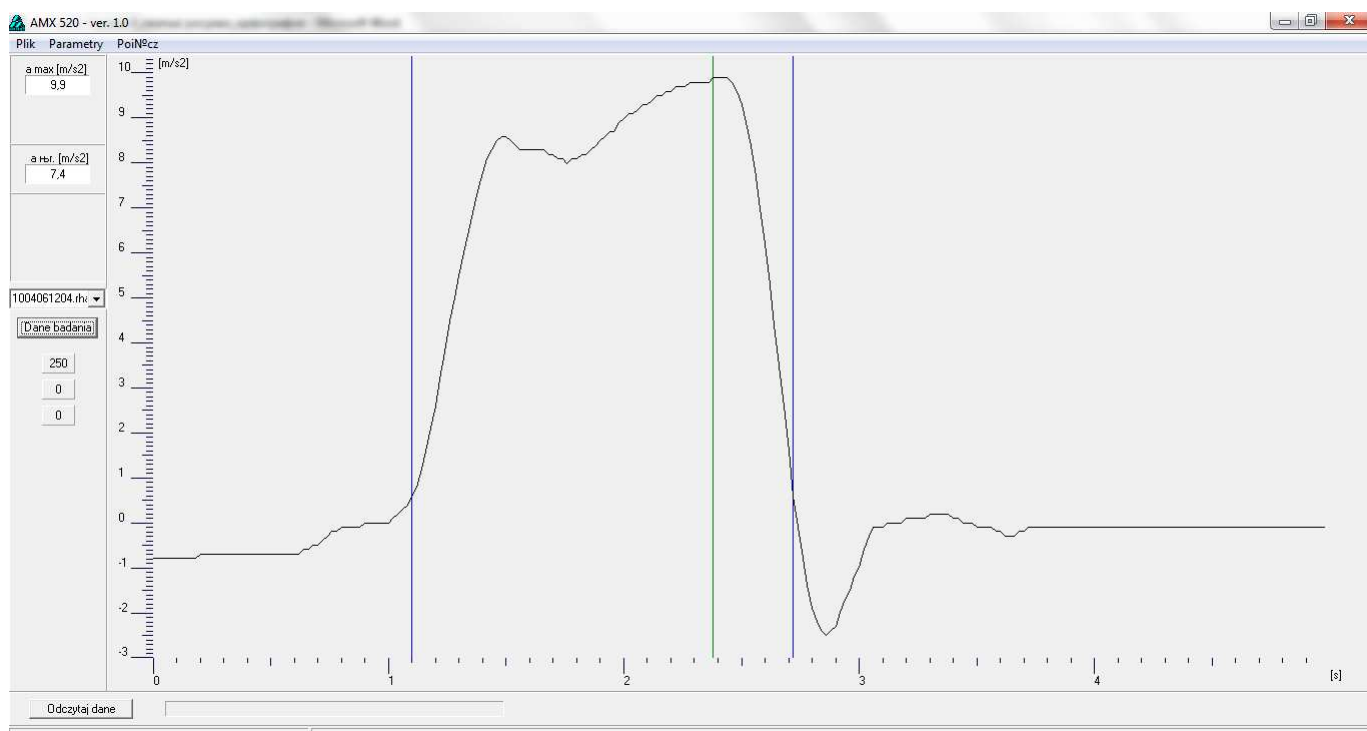


Рисунок Л.6 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Padjero, вимір №04

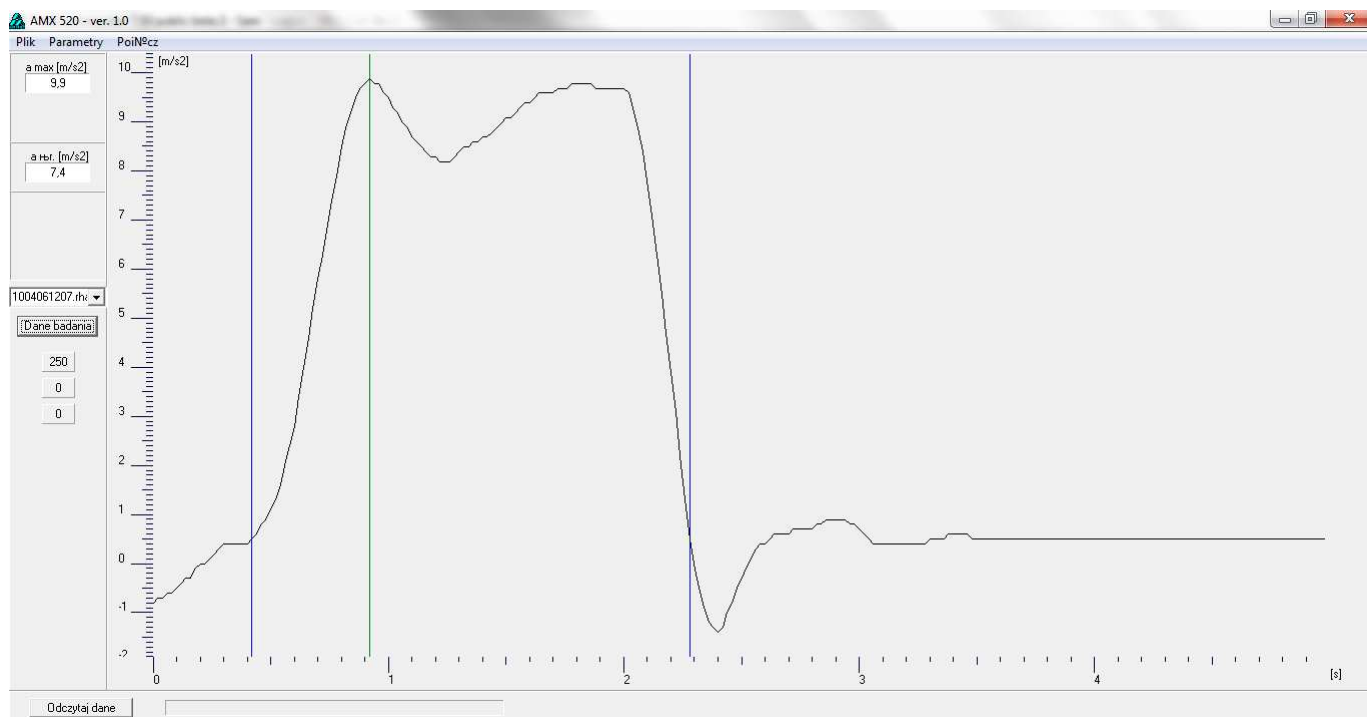


Рисунок Л.7 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Padjero, вимір №07

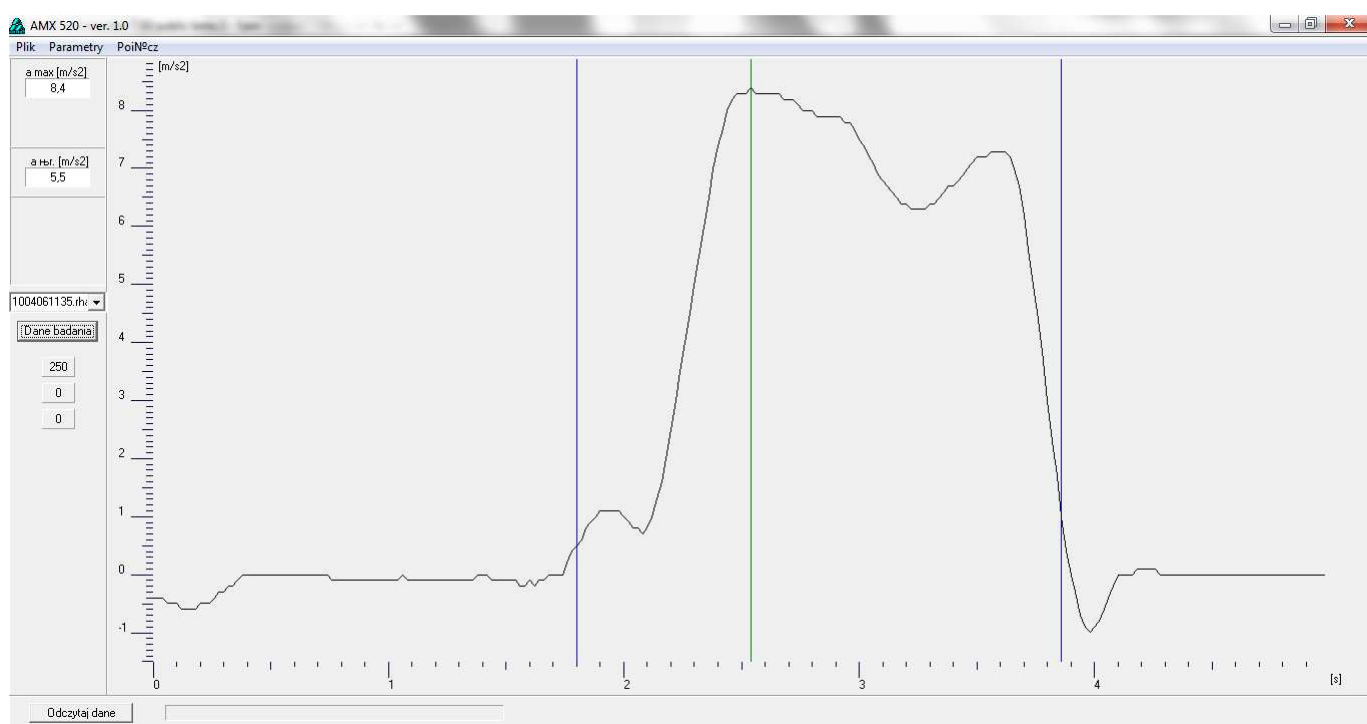


Рисунок Л.8 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Lancer, вимір №35

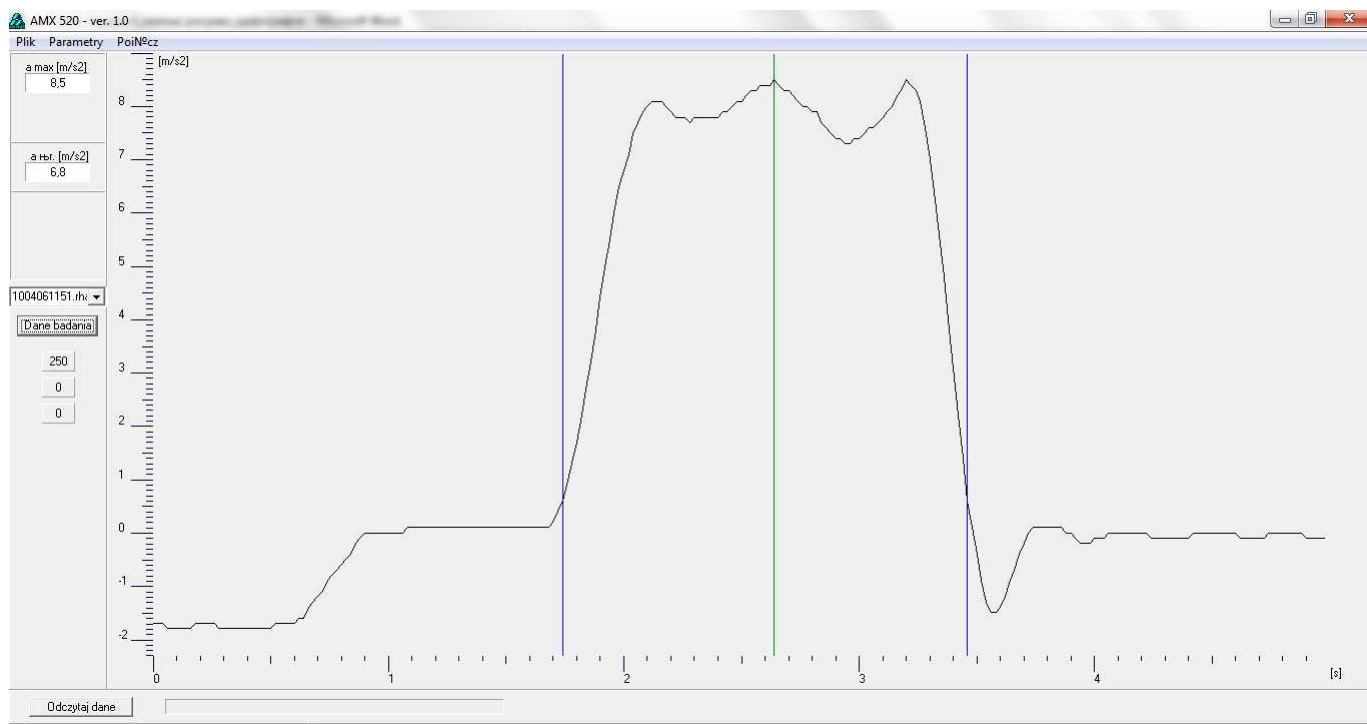


Рисунок Л.9 – Графік сповільнення автомобіля Mitsubishi Lancer, вимір №51

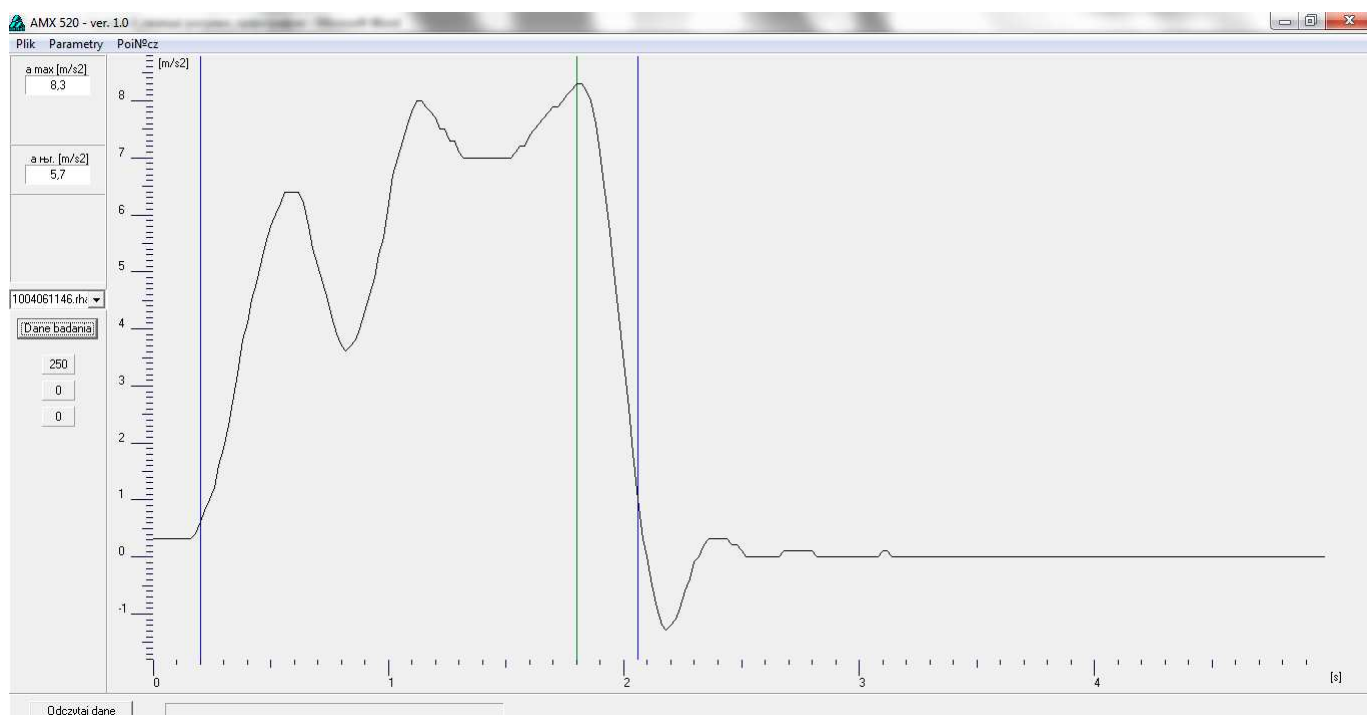
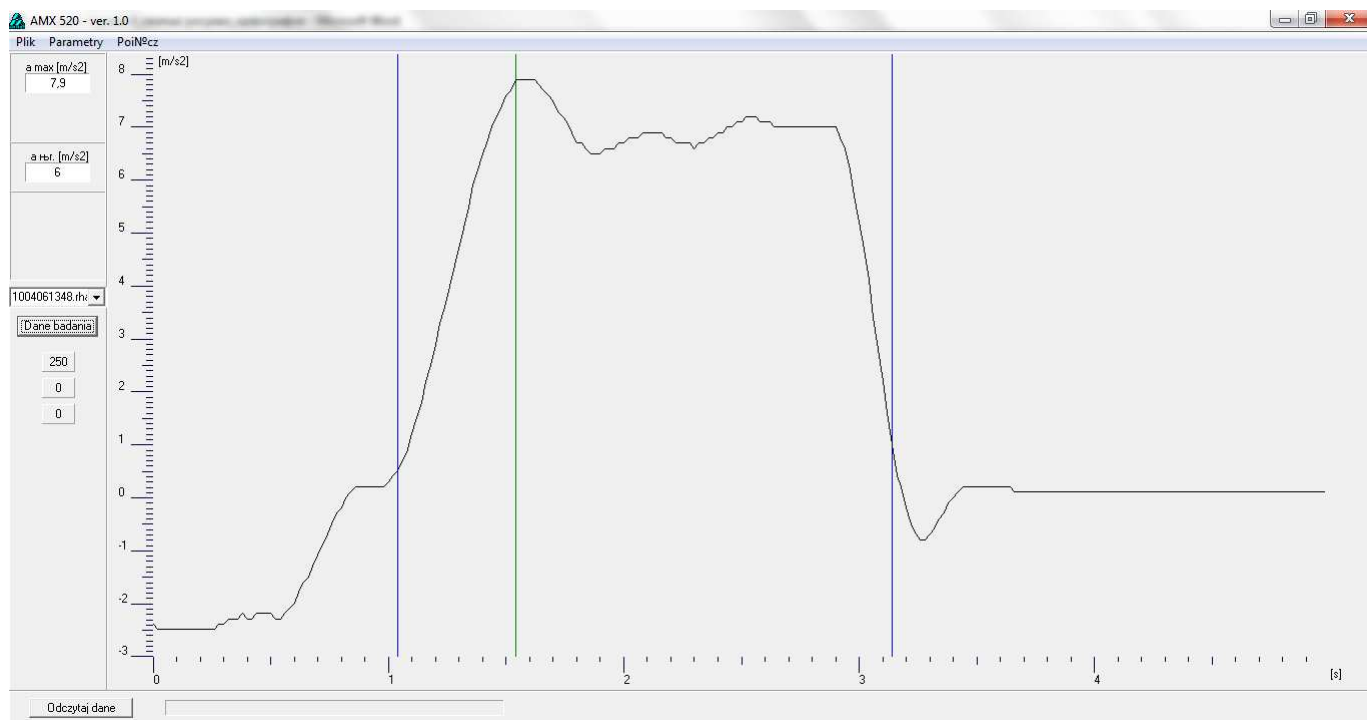


Рисунок Л.10 – Графік сповільнення автомобіля ВАЗ–2107, вимір №46



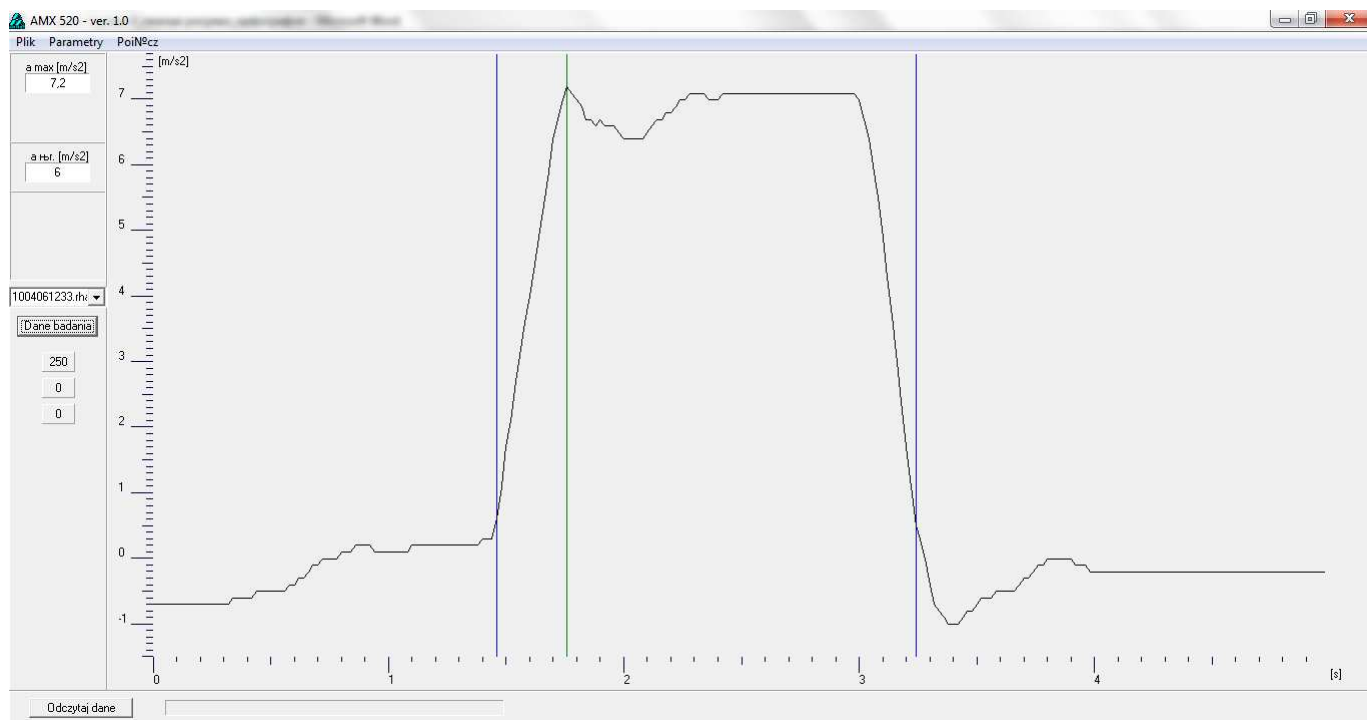


Рисунок Л.13 – Графік сповільнення автомобіля ВАЗ–2101, вимір №33

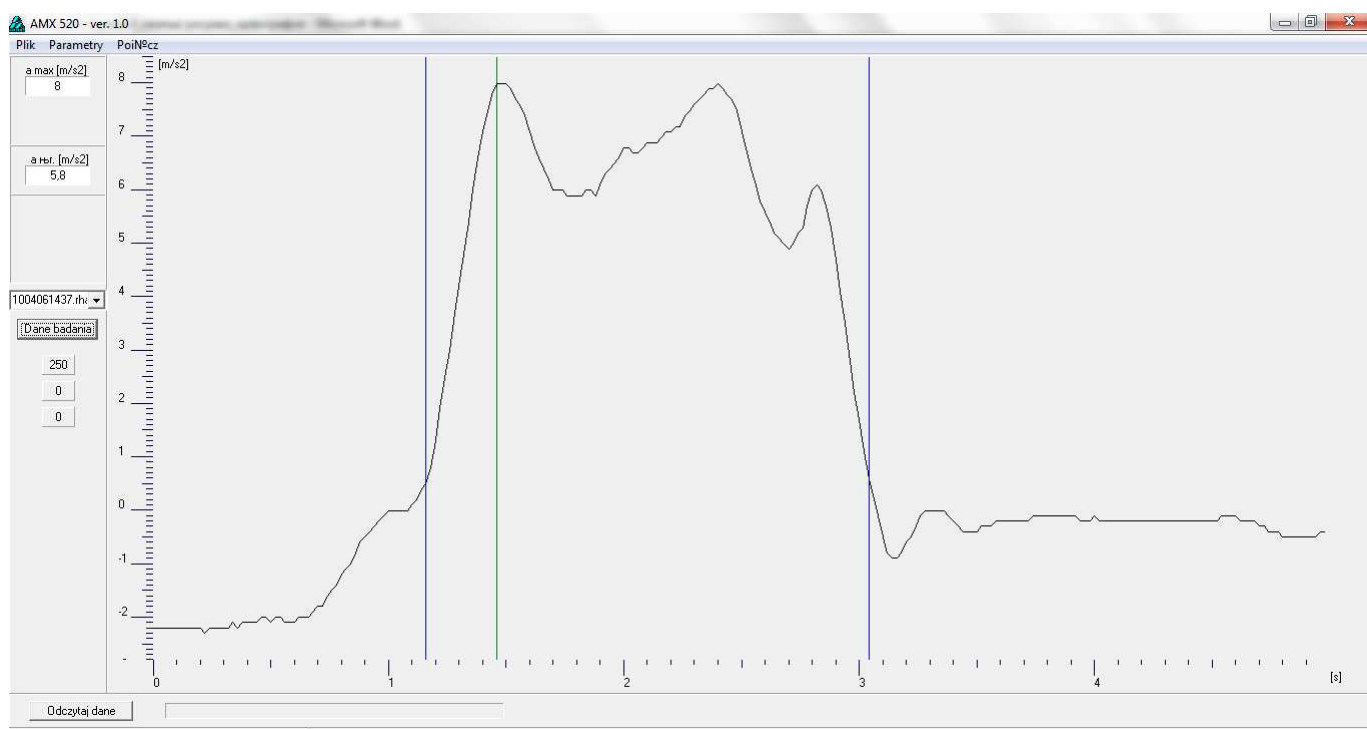


Рисунок Л.14 – Графік сповільнення автомобіля Nissan Almera, вимір №37

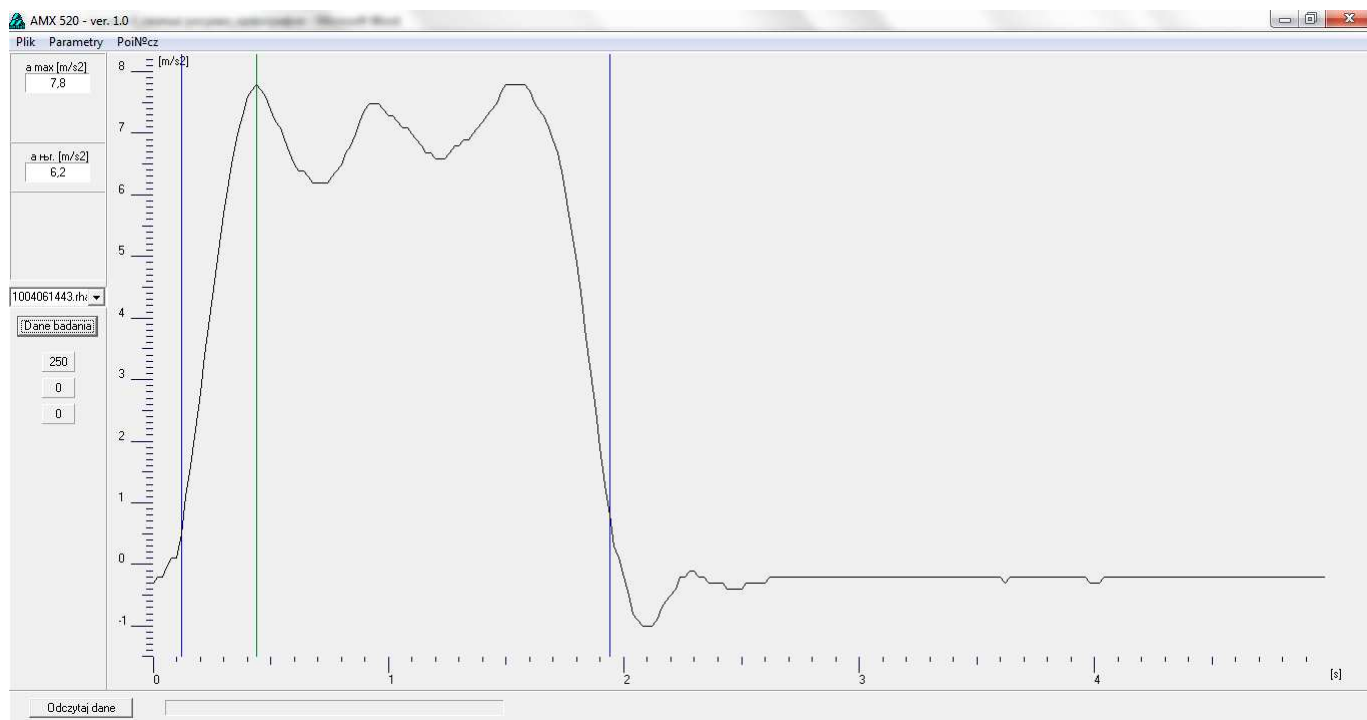


Рисунок Л.15 – Графік сповільнення автомобіля ВАЗ 2112, вимір №43

Додаток М Цифрові дані експериментальних досліджень з оцінки гальмування автомобілів

Таблиця М.1 – Оцифровані значення сповільнення в усталеній фазі гальмування з наведених вище графіків для автомобілів, обладнаних АБС

№ рисунку графіка	Л.1	Л.2	Л.4	Л.5	Л.6	Л.7	Л.8	Л.9
$j, \text{м/с}^2$ у сталій фазі гальмування	9	8,6	6,8	8,7	8,6	9,9	8,2	7,9
	9,1	8,7	6,8	8,7	8,6	9,8	8,3	8
	9,2	8,6	6,8	8,7	8,5	9,8	8,3	8,1
	9,3	8,6	6,7	8,6	8,4	9,6	8,3	8,1
	9,2	8,5	6,5	8,6	8,3	9,5	8,4	8,1
	9,1	8,3	6,5	8,6	8,3	9,3	8,3	8
	8,9	8,3	6,3	8,7	8,3	9,2	8,3	7,9
	8,7	8,3	6,1	8,7	8,3	9	8,3	7,8
	8,4	8,4	6,1	8,8	8,3	8,9	8,3	7,8
	8,1	8,4	6	8,8	8,3	8,7	8,3	7,8
	7,8	8,4	6	8,8	8,2	8,6	8,3	7,7
	7,5	8,2	6	8,9	8,2	8,5	8,2	7,8
	7,1	8,1	5,9	8,9	8,1	8,4	8,2	7,8
	6,9	8,1	5,9	9	8,1	8,3	8,2	7,8
	6,7	7,9	6	9	8	8,3	8,1	7,8
	6,3	7,8	6	9	8,1	8,2	8	7,8
	6,2	7,7	6	9,1	8,1	8,2	8	7,8
	6,2	7,6	6,1	9,1	8,2	8,2	8	7,9
	6	7,5	6,1	9,2	8,2	8,3	7,9	7,9
	6	7,5	6,2	9,3	8,3	8,4	7,9	8
	6,1	7,5	6,2	9,4	8,4	8,5	7,9	8,1
	5,9	7,6	6,3	9,5	8,5	8,5	7,9	8,1
	5,8	7,6	6,4	9,6	8,6	8,6	7,9	8,2
	5,8	7,7	6,4	9,6	8,7	8,6	7,9	8,3
	5,8	7,7	6,4	9,7	8,7	8,7	7,8	8,3
	5,7	7,9	6,4	9,8	8,9	8,7	7,8	8,4
	5,6	8,1	6,4	9,8	9	8,8	7,7	8,4
	5,7	8,3	6,4	9,8	9,1	8,9	7,5	8,4
	5,7	8,4	6,4	9,8	9,1	9	7,4	8,5
	5,8	8,7	6,6	9,9	9,2	9,1	7,2	8,4
	6	8,8	6,7	9,9	9,3	9,1	7,1	8,3
	6	9	7,1	9,9	9,3	9,2	6,9	8,3

Таблиця М.2 – Оцифровані значення сповільнення в усталеній фазі гальмування з наведених вище графіків для автомобілів, без АБС

№ рисунку графіка	Л.11	Л.12	Л.13	Л.14
	7,9	8,2	7,2	8
	7,9	8,2	7,1	8
	7,8	8,1	7	8
	7,7	8	6,9	7,9
	7,6	7,9	6,7	7,7
	7,5	7,7	6,7	7,6
	7,3	7,5	6,6	7,4
	7,2	7,3	6,7	7,1
	7,1	7,1	6,6	6,8
	6,9	6,9	6,6	6,6
	6,7	6,7	6,6	6,4
	6,7	6,5	6,5	6,2
	6,6	6,3	6,4	6
	6,5	6,1	6,4	6
	6,5	6	6,4	6
	6,5	6	6,4	5,9
	6,6	6	6,4	5,9
	6,6	6,1	6,5	5,9
	6,6	6,1	6,6	5,9
	6,7	6,2	6,7	6
	6,7	6,3	6,7	6
	6,8	6,4	6,8	5,9
	6,8	6,5	6,8	6,1
	6,8	6,6	6,9	6,3
	6,9	6,7	7	6,4
	6,9	6,8	7	6,5
	6,9	6,9	7,1	6,6
	6,9	6,9	7,1	6,8
	6,9	7	7,1	6,8
	6,8	7	7,1	6,7
	6,8	7	7	6,7

$j, \text{м/с}^2$
у сталій фазі гальмування

Продовження таблиці М.2

	6,7	7	7	6,8
	6,7	7	7	6,9
	6,7	7	7,1	6,9
	6,7	7	7,1	6,9
	6,6	6,9	7,1	7
	6,7	6,9	7,1	7,1
	6,7	6,9	7,1	7,1
	6,8	6,8	7,1	7,2
	6,8	6,8	7,1	7,2
	6,9	6,7	7,1	7,4
	6,9	6,7	7,1	7,5
	7	6,7	7,1	7,6
	7	6,7	7,1	7,7
	7,1	6,7	7,1	7,8
	7,1	6,7	7,1	7,9
	7,2	6,8	7,1	7,9
	7,2	6,8	7,1	8
	7,2	6,9	7,1	7,9
	7,1	6,9	7,1	7,8
	7,1	6,9	7,1	7,7
	7,1	6,9	7,1	7,5
	7	7	7,1	7,1
	7	7	7,1	6,8
	7	7	7,1	6,4
	7	7	7,1	6,1
	7	7,1	7,1	5,8
	7	7,1	7,1	5,6
	7	7	7,1	5,4
	7	7	7,1	5,2
	6,9	6,8	7,1	5,1
$j_{уст}, \text{м/с}^2$	6,958209	6,880328	6,927419	6,637143
$j_{уст}, \text{м/с}^2$	6,85			

Додаток Н Координати розташування водія в транспортному засобі

Модель Автомобіля	Відстань від водія до передньої габаритної частини автомобіля, м	Відстань від водія до лівої габаритної частини автомобіля, м	Відстань від водія до пра- вої габаритної частини автомобіля, м
ГАЗ-24, «Волга»	2,20	0,50	1,30
«Москвич»-412, 2140, ІЖ	2,00	0,50	1,05
ЗАЗ «Запорожець»	1,70	0,40	1,09
ВАЗ-2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107	1,80	0,50	1,11
* ВАЗ-2121 «НИВА», «Тайга»	2,00	0,5	1,18
* ВАЗ-2108, 2109, 21099, 2110, 2111, 2112, 2114, 2115	2,10	0,55	1,07
* ЗАЗ-1102 «Таврія», «Славута»	1,80	0,50	1,05
Chevrolet Aveo	2,10	0,50	1,17
* BMW-520i	2,40	0,55	1,25
* Skoda Octavia	2,20	0,55	
* Volkswagen Golf	2,05	0,5	
* DAEWOO Nubira	2,20	0,50	1,17
* ГАЗ-3221, ГАЗ-33302 «Газель»	1,70	0,57	1,50
ЗІЛ	2,40	0,60	1,90
ГАЗ-53	2,05	0,60	1,78
МАЗ-500	1,10	0,70	1,80
КамАЗ, 5410	1,00	0,60	1,90
КрАЗ	2,80	0,90	1,90

Примітка: * Марки автомобілів, координати розташування водія в яких встановлені фахівцями ХНАДУ.

Додаток О Вказівки до роботи з розробленим аналогово-цифровим вимірювальним комплексом

О.1. Робота з бортовим контролером

1.1 Включити контролер – **перевести** тумблер **ЖИВЛЕННЯ** в **положення** ВКЛ. Контролювати підсвічування індикатора 13 каналу.

1.2 Для початку запису **вимірювань натиснути** кнопку ПУСК.

Впродовж усього запису підсвічується індикатор 14 каналу.

1.3 Закінчення запису вимірювань супроводжується натисненням кнопки СТОП.

При цьому продовжує підсвічуватися індикатор 14 каналу поки оперативна інформація випробувань переписується в постійно запам'ятовуючий **пристрій** контролера.

1.4. Для виключення бортового контролера, після того, як **згасне** підсвічування індикатора 14 каналу, встановити тумблер **ЖИВЛЕННЯ** в **положення** ВІДКЛ.

О.2. Запис інформації випробувань на переносний комп'ютер.

2.1 Підключити переносний комп'ютер через кабель Ethernet до бортового контролера.

2.2 Включити комп'ютер.

2.3 Перед запуском прикладної програми перевірити регіональні настройки. Роздільником цілої і дробової **частин** числа повинна бути **крапка**.

2.4 Запустити прикладну програму «hadi».

2.5 Перенести інформацію на переносний комп'ютер, використовуючи відповідну команду головного меню (рис. О.1).

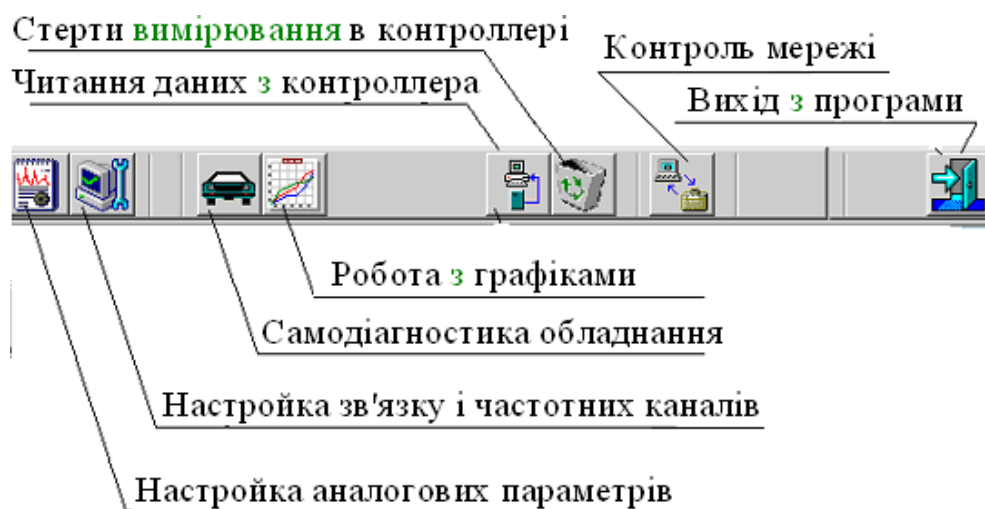


Рис. О.1. Головне меню прикладної програми

О.3. Робота з базою даних випробувань

3.1 Включити опцію «Робота з графіками» головного меню прикладної програми.

3.2 Для роботи з базою даних випробувань використовуються опції основного меню (Рис. О.2).

3.3 **Відкрити** необхідний файл бази даних, використовуючи відповідну опцію (рис. О.2).

3.4 Завантажити випробування з бази даних, використовуючи відповідну опцію (рис. О.2).

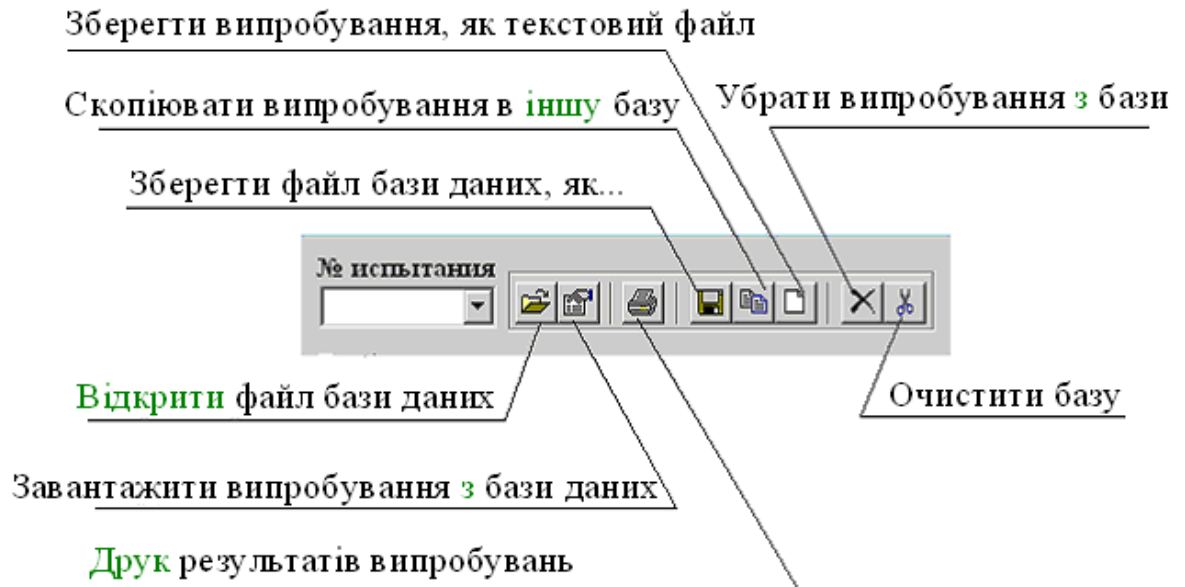


Рис. О.2 Основне меню, що використовується при роботі з базою даних

О. 4 Проведення випробувань і обробки одержаних даних

1. Виїхати на випробувальну ділянку, зупинити автомобіль, **перевести** (опустити) прилад «п'яте колесо» в робоче **положення**.
2. Виконати вимоги техніки безпеки:
 - учасники випробувань, які не можуть бути пристебнуті ременями безпеки і не мають захисних **шоломів**, повинні покинути автомобіль;
 - на автомобілі включити **дальнє** світло фар;
 - переконатися, що в безпосередній близькості від випробувальної ділянки не знаходяться сторонні люди, автомобілі або інші предмети.
3. Включити апаратуру на режим запису.
4. **Розігнати** автомобіль до швидкості на 3–5 км/ч вище заданої початкової швидкості гальмування, вимкнути передачу і пустити автомобіль накатом.
5. При досягненні автомобілем заданої швидкості провести гальмування.
6. **Зробити** не менше 4–х контрольних гальмувань – по два гальмування під час руху в обох **напрямах** випробувальної ділянки дороги.

7. Зупинити автомобіль і закінчити випробування.
8. На бортовому контролері **натиснути** кнопку СТОП.
9. З'єднати з бортовим контролером переносний комп'ютер.
10. Запустити прикладну програму «hadi».
11. Записати **вимірювання** на переносний комп'ютер відповідно до методичних рекомендацій, які приведені у лабораторній роботі №1.
12. Обробити результати **вимірювань**, які **одержані** в електронному **вигляді**, в класі систем автоматизованого проектування.
13. У головному меню прикладної програми «hadi» активізувати піктограму “Робота з графіками” (рис.О.3).
14. **Викликати** з бази даних результати випробувань відповідно до методичних рекомендацій, які приведені у лабораторній роботі №1.
15. У меню «канали» (зліва від поля графіків рис.О.3) відзначити вікно з символікою, яка відповідає величині, що вимірюється: S – **пройдений шлях**; $F_{пт}$ – зусилля на **гальмівній** педалі.
16. У меню «функції від 5 колеса» (праворуч від поля графіків рис.О.3) відзначити вікно з символікою, яка відповідає **вимірювальній** величині: V – швидкість; j – уповільнення.

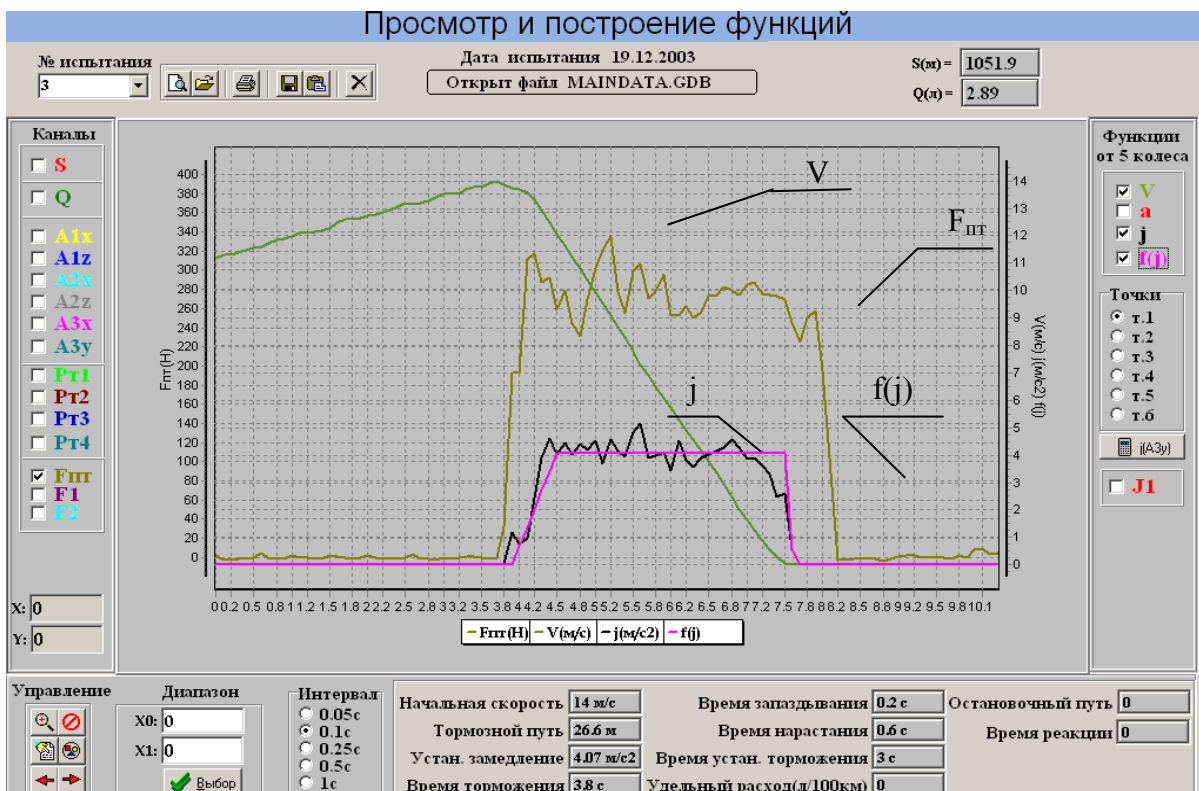


Рисунок О.3 - Результати випробувань, що характеризують **гальмівну** ефективність ТЗ

17. Для побудови гальмівної діаграми в автоматизованому режимі на полі графіка виділити ділянку уповільнення, яка відповідає початку і закінченню гальмування, і відзначити в меню «функції від 5 колеса» вікно $f(j)$ (рис. О.3)

18. Роздрукувати результати випробувань, використовуючи опцію основного меню «друк результатів випробувань» (рис. О.3).

19. Занести в протокол випробувань, який оформлено у вигляді таблиці, величини початкової швидкості гальмування V , гальмівного шляху $S_{\text{и}}$, сталого гальмування $j_{\text{уст}}$ і зусилля F на педалі гальма, часу запізнювання гальмування $t_{\text{зап}}$, часу наростання уповільнення $t_{\text{нар}}$, t_c часу спрацювання гальмівної системи.

Додаток П Розрахунок динамічної характеристики пневматичного гальмі- вного приводу причепа у випадку його відриву від тягача

П.1 Розрахунок динамічної характеристики для початкових умов:
тиск в живильній магістралі $7,6 \cdot 10^5$ Па, тиск у ресивері $6,8 \cdot 10^5$ Па

1. Спорожнення живильної магістралі між тягачем і причепом

$k := 1.4$
 $v_{kr} := 347.27$

$p_p := 7.6 \cdot 10^5$

$\mu_a := 0.12$
 $f_a := 0.1256 \cdot 10^{-4}$

$A := 0.654$
 $B := 1.13$
 $p_a := 0$

$t_0 := 0$
 $t_1 := 1.7$
 $N := 1000$
 $V_0 := 2 \cdot 10^{-4}$

$$f(t, p_p) := - \frac{k \cdot \mu_a \cdot f_a \cdot v_{kr} \cdot p_p}{V_0} \cdot A \cdot \frac{(p_p - p_a)}{B \cdot p_p - p_a}$$

$\phi(t, Y) := f(t, Y_0)$

$S := \text{rkfixed}(p_p, t_0, t_1, N, \phi)$
 $p_a := S^{(1)}$
 $t_c := S^{(0)}$

2. Наповнення гальмівних камер

$k := 1.4$
 $v_{kr} := 347.27$

$p_r := 6.8 \cdot 10^5$
 $V_2 := 11 \cdot 10^{-4}$

$\mu_1 := 0.4$
 $\mu_2 := 0.3$
 $f_1 := 0.2826 \cdot 10^{-4}$

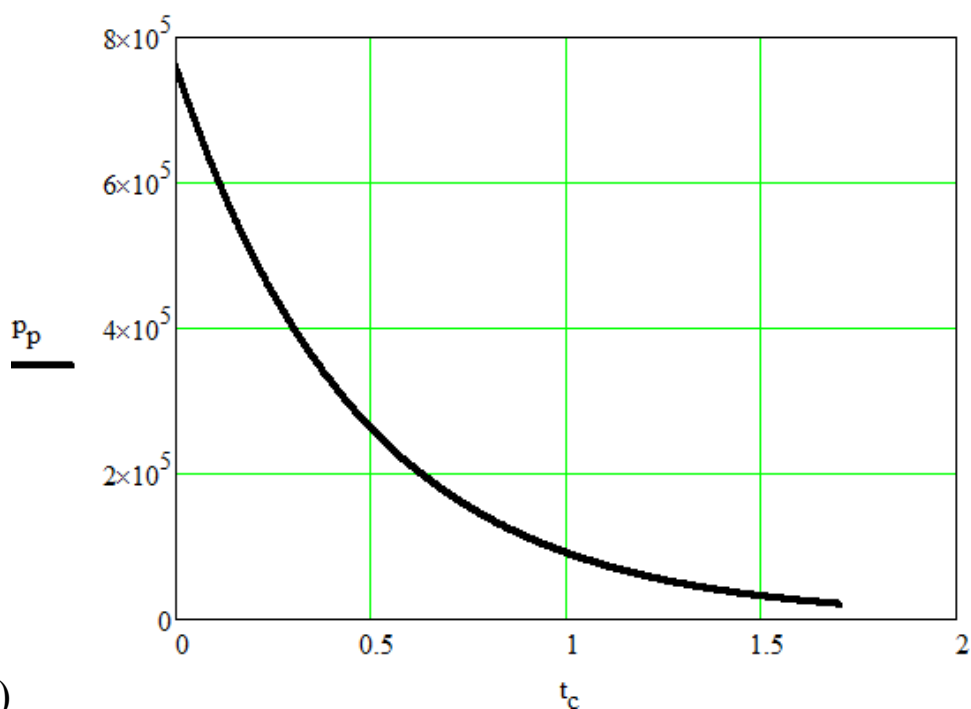
$A := 0.654$
 $B := 1.13$
 $p_a := 0 \times 10^5$
 $f_2 := f_1$

$t_0 := 0$
 $t_1 := 1$
 $N := 1000$

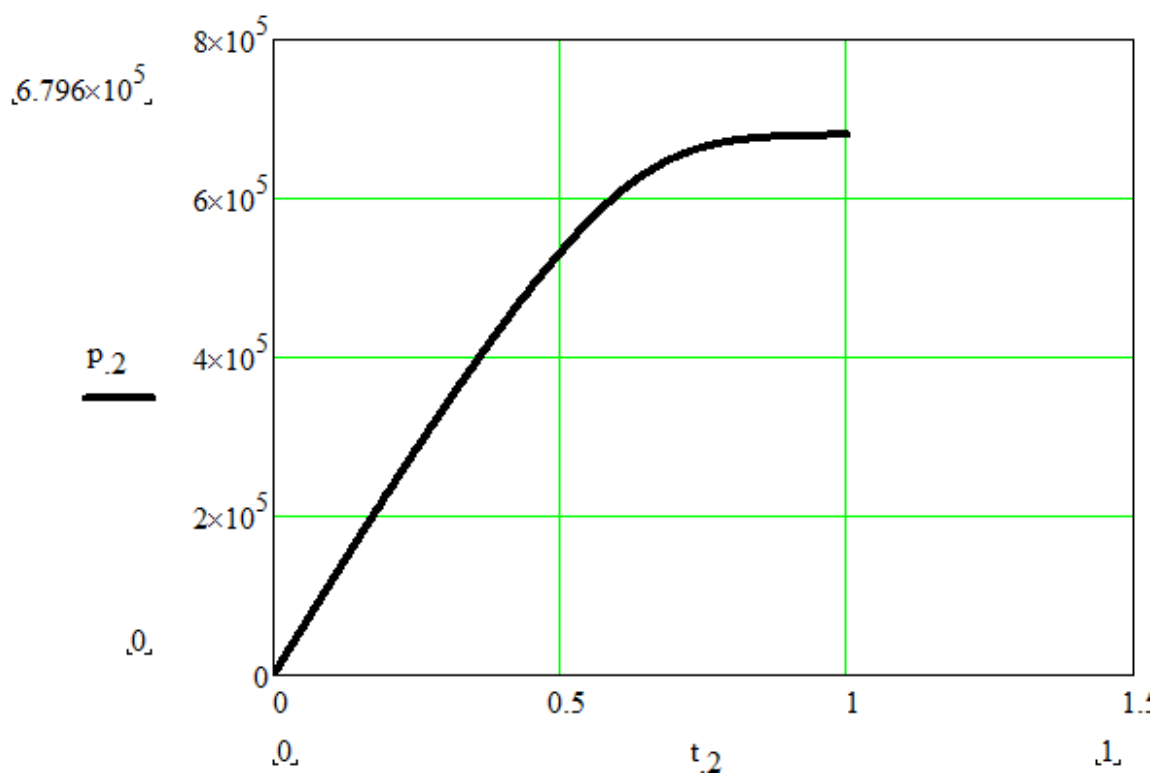
$$f(t, p_2) := \frac{k \cdot v_{kr} \cdot p_r}{V_2} \cdot \left[\frac{\mu_1 \cdot f_1 \cdot \mu_2 \cdot f_2}{\sqrt{(\mu_1 \cdot f_1)^2 + (\mu_2 \cdot f_2)^2}} \right] \cdot A \cdot \frac{(p_r - p_2)}{B \cdot p_r - p_2}$$

$\phi(t, Y) := f(t, Y_0)$

$S := \text{rkfixed}(p_a, t_0, t_1, N, \phi)$
 $p_2 := S^{(1)}$
 $t_2 := S^{(0)}$



а)



б)

а) спорожнення живильної магістралі між тягачем та причепом; б) наповнення гальмівних камер.

Рисунок П.1 – Динамічна характеристика пневматичного гальмівного приводу причепа, у випадку відриву його від тягача

П.2 Розрахунок динамічної характеристики для початкових умов: тиск в живильній магістралі $6,0 \times 10^5$ Па, тиск у ресивері $6,0 \times 10^5$ Па

1. Спороження живильної магістралі між тягачем і причепом

$$k := 1.4 \quad v_{kr} := 347.27$$

$$p_p := 6.0 \cdot 10^5$$

$$\mu_a := 0.12 \quad f_a := 0.1256 \cdot 10^{-4}$$

$$A := 0.654 \quad B := 1.13 \quad p_a := 0$$

$$t_0 := 0 \quad t_1 := 1.7 \quad N := 1000 \quad V_0 := 2 \cdot 10^{-4}$$

$$f(t, p_p) := -\frac{k \cdot \mu_a \cdot f_a \cdot v_{kr} \cdot p_p}{V_0} \cdot A \cdot \frac{(p_p - p_a)}{B \cdot p_p - p_a}$$

$$\phi(t, Y) := f(t, Y_0)$$

$$S := \text{rkfixed}(p_p, t_0, t_1, N, \phi) \quad p_p := S^{(1)} \quad t_c := S^{(0)}$$

2. Наповнення гальмівних камер

$$k := 1.4 \quad v_{kr} := 347.27$$

$$p_r := 6.0 \cdot 10^5 \quad V_2 := 11 \cdot 10^{-4}$$

$$\mu_1 := 0.4 \quad \mu_2 := 0.3 \quad f_1 := 0.2826 \cdot 10^{-4}$$

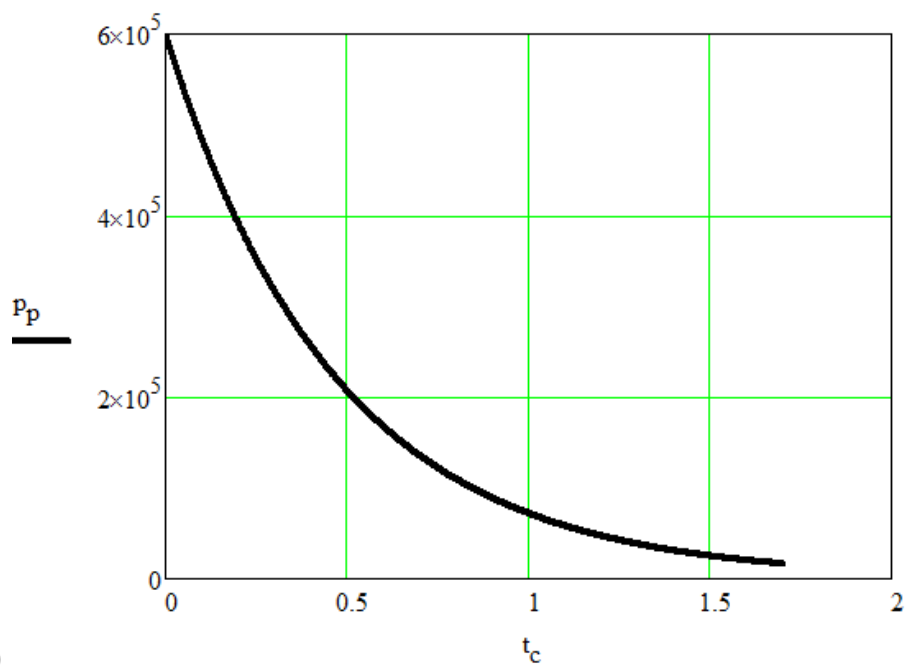
$$A := 0.654 \quad B := 1.13 \quad p_a := 0 \times 10^5 \quad f_2 := f_1$$

$$t_0 := 0 \quad t_1 := 1 \quad N := 1000$$

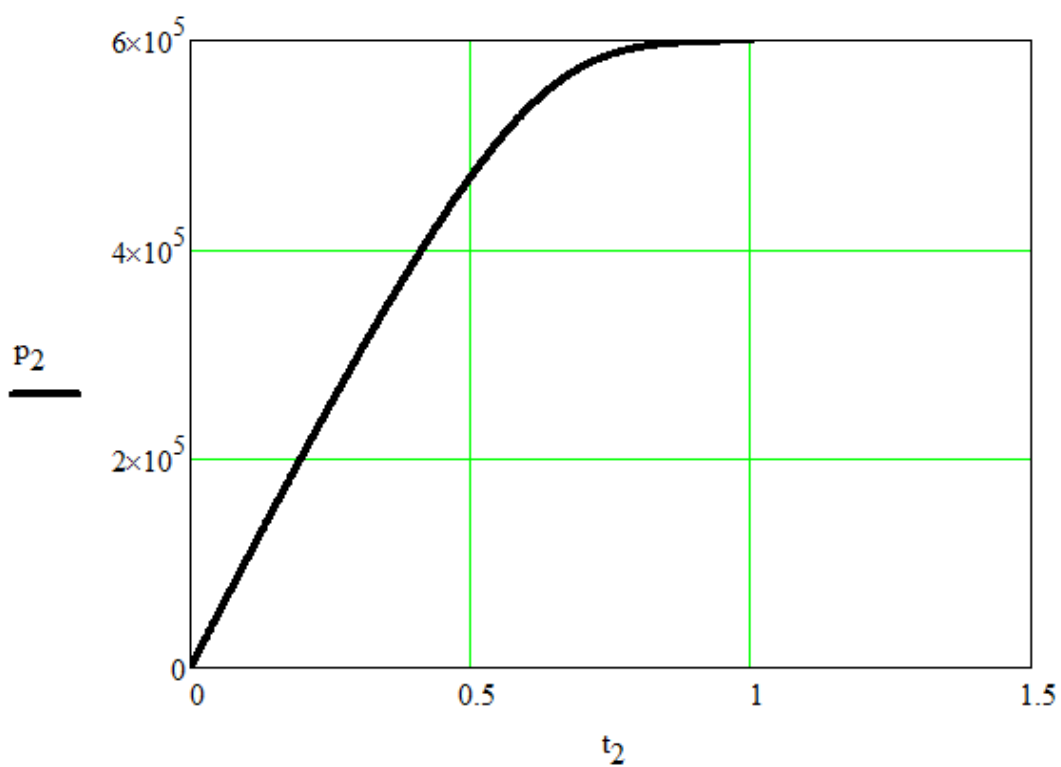
$$f(t, p_2) := \frac{k \cdot v_{kr} \cdot p_r}{V_2} \cdot \left[\frac{\mu_1 \cdot f_1 \cdot \mu_2 \cdot f_2}{\sqrt{(\mu_1 \cdot f_1)^2 + (\mu_2 \cdot f_2)^2}} \right] \cdot A \cdot \frac{(p_r - p_2)}{B \cdot p_r - p_2}$$

$$\phi(t, Y) := f(t, Y_0)$$

$$S := \text{rkfixed}(p_a, t_0, t_1, N, \phi) \quad p_2 := S^{(1)} \quad t_2 := S^{(0)}$$



а)



б)

а) спорожнення живильної магістралі між тягачем та причепом; б) наповнення гальмівних камер.

Рисунок П.2 – Динамічна характеристика пневматичного гальмівного приводу причепа, у випадку відриву його від тягача