

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

На правах рукопису

Кравчук Павло Миколайович

УДК 629.113

**РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ
КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПІД ЧАС СЕРТИФІКАЦІЇ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

**Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

**Науковий керівник:
Грищук Олександр Казимирович
кандидат технічних наук,
професор.**

Київ – 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КТЗ ПІД ЧАС СЕРТИФІКАЦІЇ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	11
1.1. Сертифікація гальмівних властивостей і її задачі	11
1.2. Загальні вимоги та критерії ефективності гальмівних властивостей	17
1.3. Аналіз методів оцінювання гальмівної ефективності колісного транспортного засобу.....	21
1.4. Висновки до розділу 1, мета та задачі дослідження.....	31
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КТЗ	33
2.1. Ефективність гальмування колісного транспортного транспорту.....	33
2.2. Стійкість руху КТЗ в режимі гальмування.....	109
2.3. Програма «Розрахунок гальмівної ефективності КТЗ»	137
2.4. Висновки до розділу 2	140
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ КТЗ	142
3.1 Вплив конструктивних параметрів на показники гальмівної ефективності КТЗ	142

3.2 Вплив експлуатаційних параметрів на показники гальмівної ефективності КТЗ	149
3.3 Висновки до розділу 3	153
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ	
ГАЛЬМУВАННЯ КТЗ	155
4.1. Задачі експериментальних досліджень	155
4.2. Прилади та обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень	155
4.3. Методика розрахунку показників гальмівних властивостей КТЗ для сертифікації.....	160
4.4. Перевірка адекватності математичної моделі процесу гальмування КТЗ .	165
4.5. Висновки до розділу 4	170
Загальні висновки	171
Список використаних джерел.....	173
Додатки.....	184

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

КТЗ – колісний транспортний засіб

ДП „ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ” – Державне підприємство „Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут”

ККД – коефіцієнт корисної дії

БВК – бортовий вимірювальний комплекс

ПК – персональний комп’ютер

РГС – робоча гальмівна система

ЗГС – запасна (аварійна) гальмівна система

СГС – стоянкова гальмівна система

ДГС – додаткова (зносостійка) гальмівна система

АБС – антиблокувальна система

ЦМ – центр мас КТЗ

S_z – гальмівний шлях

$j_{уст}$ – усталене сповільнення

$\tau_{спр}$ – тривалість спрацьовування гальмівного приводу

$\tau_{зі}$ – тривалість запізнювання гальмівного приводу

$\tau_{ні}$ – тривалість наростання сповільнення гальмівного приводу

$\tau_{усті}$ – тривалість усталеного гальмування мостів автомобіля

β_z – коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили

P_z – гальмівна сила

V_0 – початкова швидкість гальмування

M_a – повна маса КТЗ

g – прискорення сили тяжіння

G_a – сила тяжіння від повної маси КТЗ

γ_z – питома гальмівна сила

φ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею

L – база автомобіля

a – відстані від центра мас до геометричної осі обертання колеса відповідно переднього моста

b – відстані від центра мас до геометричних осі обертання колеса відповідно заднього моста

h_g – висоти розміщення центра мас

r_d – динамічний радіус колеса

η_{tr} – коефіцієнт корисної дії трансмісії

U_{tr} – передаточне число трансмісії

M_{kmax} – максимальний крутний момент двигуна

P_k – сила опору кочення коліс

P_{pid} – сила опору підйому

f_a – коефіцієнт опору коченню з урахуванням додаткових сил опору руху

α – кут поздовжнього нахилу площини дороги до горизонту

ВСТУП

Актуальність теми. На сьогоднішній день з'являються розповсюджені модифікації і комплектації колісних транспортних засобів (КТЗ), створених на основі базових моделей. Відповідно до чинного законодавства, кожна нова модифікація або комплектація повинна пройти сертифікацію, у тому числі за гальмівними властивостями, зокрема для вантажних автомобілів з пневматичною гальмівною системою, що вимагає проведення відповідних випробувань, досить складних і дорогих. У зв'язку з цим виникає питання: чи завжди потрібно проводити ці випробування, чи можна визначити розрахунковим шляхом досить точно необхідні для сертифікації показники гальмівної ефективності КТЗ?

У Правилах ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT зазначено, «...якщо представлений КТЗ належить до типу, що вже пройшов відповідні випробування і не існує стосовно нього істотних відмінностей у певних характеристиках (категорія КТЗ, його максимальна маса, розподіл її між осями, максимальна конструктивна швидкість, гальмівна система, число й розташування осей, тип двигуна, число передач і їхні передаточні числа, передаточне число ведучого моста, розмір шин), то результати випробувань базового КТЗ зможуть бути поширені на модифікацію або комплектацію». Проте, дане формулювання не зовсім точне: у ньому немає кількісного визначення поняття «істотні відмінності». Тому скористатися ним на практиці неможливо.

Вихід полягає у проведенні розрахунково-експериментального аналізу показників гальмівної ефективності модифікації або комплектації КТЗ для її сертифікації. При цьому можна припустити, що істотні відмінності настають тоді, коли розрахункові показники перебувають на межі нормованих значень.

Тому для модифікації і комплектації КТЗ доцільно розробити розрахункові моделі, які могли б оцінити величину відмінностей, що виникають

у показниках гальмівної ефективності від базової моделі з пневматичною гальмівною системою, і не проводити щораз весь комплекс випробувань.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася в межах науково-дослідних робіт кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету: держбюджетної теми «Поліпшення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів і автопоїздів» (№ держреєстрації 0108U001424) та держбюджетної теми «Підвищення продуктивності, економічності та безпеки автомобілів та автопоїздів» (№ держреєстрації 0110U008227).

Метою роботи є розрахункове визначення гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ з пневматичною гальмівною системою під час їх сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування.

Для досягнення зазначеної мети в роботі вирішуються ***такі задачі:***

1. Вибір та обґрунтування основних показників для оцінки гальмівної ефективності КТЗ.
2. Розробка математичної моделі процесу гальмування КТЗ і на її основі проведено дослідження щодо визначення ступеня впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на оціночні показники ефективності гальмування й критерії оцінки стійкості КТЗ при гальмуванні.
3. Розробка алгоритму і програми, що реалізують на персональному комп'ютері (ПК) математичну модель процесу гальмування КТЗ.
4. Проведення експериментальних досліджень для одержання динамічних характеристик гальмівних приводів КТЗ. Перевірено адекватність математичної моделі процесу гальмування КТЗ і правомірність прийнятих умов і допущень.
5. Розробка експериментально-розрахункової методики визначення показників гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ для сертифікації.

6. Визначення межі зміни технічних і експлуатаційних параметрів базової моделі КТЗ, що допускають використання результатів її гальмівних випробувань для сертифікації модифікацій і комплектацій.

Об'єктом дослідження є гальмівна ефективність КТЗ.

Предметом дослідження є вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на гальмівну ефективність КТЗ.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання гальмівної ефективності КТЗ, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері показників гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ з пневматичною гальмівною системою та перевірку адекватності розробленої математичної моделі шляхом проведення експериментальних досліджень КТЗ.

Наукова новизна одержаних результатів:

- обґрунтування розрахунково-експериментального методу визначення гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ, яка враховує особливості конструкції КТЗ, дорожні фактори та режим їх експлуатації;

- кількісна оцінка ступеня впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів на гальмівну ефективність модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ під час їх сертифікації;

- діапазони можливих варіацій технічних параметрів КТЗ, за яких оціночні показники ефективності гальмівної системи відповідають нормативним значенням.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблена методика оцінювання гальмівної ефективності КТЗ дозволяє оцінити ефективність гальмування базової моделі КТЗ, її модифікацій і комплектацій з використанням робочої, запасної, стоянкової і допоміжної гальмівних систем, розподіл гальмових сил між осями транспортних засобів, а також стійкість КТЗ при гальмуванні.

Методика і програми розрахунку показників ефективності гальмування базової моделі КТЗ, її модифікацій і комплектацій можуть бути використані для сертифікації, а також при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання КТЗ шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби.

Результати основних наукових досліджень у вигляді методики і програми розрахунку визначення показників ефективності гальмування КТЗ для сертифікації, що реалізуються на персональному комп'ютері, застосовуються у виробничій діяльності на підприємстві ДП «Випробувально-технічний центр ДТЗ» та у відділі погодження проектів конструкцій транспортних засобів «Центру безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем при МВС» при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання КТЗ шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно і опубліковані у 20 наукових працях. Робота [3] написана одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: [2, 17] – досліджено можливості розрахункового визначення показників гальмівних властивостей автотранспортних засобів з метою їх сертифікації, [4] – аналіз перспектив розвитку гальмівних систем колісних транспортних засобів, [1, 15] - розробка математичної моделі руху автопоїзда в режимі гальмування, [5, 16, 18] - розглянуто стійкість руху автопоїзда в режимі гальмування, [6, 7, 8, 9, 10] - визначено ефективність робочої (двигун від'єднаний та з'єднаний трансмісією), запасної (аварійної), стоянкової та додаткової гальмівних систем дорожнього транспортного засобу, [11] - розроблена методика розрахунку показників гальмівних властивостей дорожніх транспортних засобів для сертифікації, [12] – проаналізовано сертифікацію гальмівних властивостей і її задачі, [13] – розглянуто нормування гальмівних властивостей КТЗ в Україні, [14] – розроблено методику розрахунку

показників гальмівних властивостей дорожніх транспортних засобів для сертифікації.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідались і обговорювались на LXIV науково-практичній конференції науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету (м. Київ, НТУ 2008 р.) [19] та на 13 Міжнародній науково-практичній конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладної проблеми логістики» (м. Київ, Міністерство транспорту та зв'язку України 2011 р.) [20].

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 20 робіт, в тому числі 13 у фахових виданнях України, 1 – у іноземному виданні 2 – у матеріалах апробаційного характеру, отримано 4 свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір. Одну роботу виконано без співавторів.

Структура та обсяг дисертації.

Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 108 найменувань. Повний обсяг дисертації становить 185 сторінок, з них 172 сторінки основного тексту, 33 рисунки на 29 сторінках, 11 таблиць на 13 сторінках, список використаних джерел на 11 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КТЗ ПІД ЧАС СЕРТИФІКАЦІЇ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Сертифікація гальмівних властивостей і її задачі

У зв'язку з приєднанням до Женевської Угоди від 20 березня 1958 року, з поправками, що набули чинності 16 жовтня 1995 року, «Про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів» Україна стала повноправним учасником однієї з наймогутніших міжнародних систем сертифікації автомобільної техніки. Це означає, що Україна прийняла на себе зобов'язання пред'являти вимоги до конструкцій транспортних засобів (ТЗ) як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва, виключаючи навіть передумови появи на внутрішньому і зовнішньому ринках техніки, не відповідної вимогам Правил Європейської Економічної Комісії Організації Об'єднаних Націй (ЕЭК ООН).

Правила ЕЭК ООН включають і вимоги до активної безпеки КТЗ, зокрема, до гальмівних властивостей (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT “Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування”).

Національні стандарти, що діють в багатьох країнах, можуть містити тільки посилені вимоги по гальмівних властивостях КТЗ, чим відповідні Правилам ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT.

Тому національні стандарти все частіше розвиваються у напрямі зближення їх змісту, тобто набувають міжнародної однозначності. Саме з цих позицій вийшов новий проект вітчизняного стандарту ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21], який за формою і змістом фактично відповідає Правилам ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT.

У проект включені такі процедури, як визначення ефективності гальмування; практичні випробування за визначенням, що реалізовує зчеплення шин з дорожнім покриттям; оцінка ефективності гальмування на колесах з шипованими шинами. Крім того, є в нормативах режими випробувань, початкова швидкість гальмування, зусилля на органі керування гальмівною системою, число зупинок при нагріві гальм, тривалість інтервалу часу між послідовними гальмуваннями.

Стійкість при гальмуванні КТЗ – це властивість, забезпечення якої є дуже важливим з точки зору безпеки руху КТЗ, тому стійкість при гальмуванні також входить до складу національних вимог, які система УкрСЕПРО пред'являє як до вітчизняних, так і зарубіжних виробників при сертифікаційних випробуваннях.

Можна виділити п'ять перспективних напрямів досліджень, які повинні підвищити активність безпеки вантажних КТЗ:

- посилення вимог до стійкості при гальмуванні;
- вдосконалення методів випробування і контролю справності гальмівних пристроїв;
- створення обладнання, необхідного для проведення випробування та діагностики;
- максимальна економічність ефективності впровадження систем, які підвищують стійкість КТЗ при гальмуванні;
- зниження вартості випробувального та діагностичного обладнання.

Останнім часом процес оцінки якості КТЗ зводився до твердження в результаті сертифікаційних випробувань. Рішення про виробництво і придбання КТЗ ухвалювалися за наслідками випробувань, що проводилися за участю виробника і споживача, і виникаючі розбіжності вирішувалися в сумісному проведенні і аналізі результатів цих випробувань. При позитивному рішенні технічний звіт по випробуваннях набував характеру свого роду сертифікату, визнаного сторонами.

Новим напрямом оцінки гальмівних властивостей КТЗ є пропонований експериментально-аналітичний метод (змішаний метод розрахунку з використанням експериментальних досліджень в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів). Цей метод дозволяє на стадії проектування автомобіля створювати найбільш раціональні конструкції, а при використанні забезпечити максимальну ефективність їх застосування в конкретних умовах експлуатації.

Питанням офіційного затвердження КТЗ по відношенню до гальмівних систем присвятили свої роботи багато дослідників.

Н.Г. Салухіна і О.М. Язвінська [22] обговорюють проблему сертифікації КТЗ в Україні. Відзначається необхідність створення національної системи сертифікації. Міжнародна організація зі стандартизації (ISO) та Міжнародна електротехнічна комісія (IEC) узагальнили досвід країн області сертифікації, на базі чого було розроблено Керівництво ISO/IEC по сертифікації продукції, оцінці систем забезпечення якості продукції та акредитації випробувальних лабораторій. Такі документи можуть бути основою при створенні різних систем сертифікації.

Автори викладають порядок проведення сертифікації КТЗ на відповідність вимогам міжнародних стандартів – Правил ЕЭК ООН та приводять організаційну структуру системи сертифікації (рис. 1.1), яка діє в Україні згідно постанови Кабінету Міністрів № 95 від 27.02.92 р. і Декрету Кабінету Міністрів «Про стандартизацію і сертифікацію» у травні 1993 р.

Роботи з сертифікації в системі УкрСЕПРО здійснюється органами з сертифікації згідно з вимогами Системи з урахуванням правил чинних міжнародних систем сертифікації.

Обов'язкова сертифікація КТЗ в Україні виконується за такими технічними вимогами, які є найважливішими (рис. 1.2.), з яких є вимога відносно гальмівних систем.

Е.М. Нікульніков [23], відзначає, що для забезпечення достовірності і технологічності перевірки результатів при мінімальному числі нормованих

параметрів необхідно поєднувати дорожні та стендові випробування гальмівної системи.

В.Г. Топольник, М.А. Котляр [24], аналізують стан сертифікації КТЗ в Україні. Обговорюються порядок і структури УкрСЕПРО – випробувальні лабораторії (центри) КТЗ, їх складових та приладдя і органах по сертифікації КТЗ, їх складових та приладдя.

С.Ф. Безверхий, М.Н. Яценко досліджують процес оцінки якості КТЗ [25]. Автори відмічають, що сертифікаційні випробування займають відповідальне місце у випробуванні КТЗ. Від сертифікаційних випробувань вимагається, щоб вони давали більш високу достовірність оцінки якості продукції.

А.І. Веселов і Е.М. Нікульніков [26] відзначають, що в системі активної безпеки КТЗ необхідність здійснення випробування гальм на нагрів. Тому для причепів категорії О4 розробляється нова процедура нагріву гальм (випробування типа ІІІ).

В.М. Беляєв, М.С. Висоцький, Л.Х. Гіллес [27] відзначають, що випробування являються важливим етапом процесу створення автомобільної техніки. Випробування КТЗ в цілому можуть проводитися в дорожніх умовах або на стендах. Автори описують методи обробки результатів замірів, методика планування експерименту, яка дозволяє істотно скоротити об'єм виконуваних вимірювальних робіт при збереженні необхідної точності результатів.

О.В. Зверева [28] вказує на необхідність заходів, за допомогою яких можна було б забезпечити необхідний рівень якості виробів. Один із таких заходів є Закон України „Про захист прав споживачів”, який був прийнятий у 1991 році, а у 1992 році був створений Державний комітет України із захисту прав споживачів.

За спільною ініціативою Державного комітету та громадських організацій споживачів 15 грудня 1993 року Закон України «Про захист прав споживачів» було викладено у новій редакції. На даний час Закон діє у редакції від 1 грудня 2005 року.

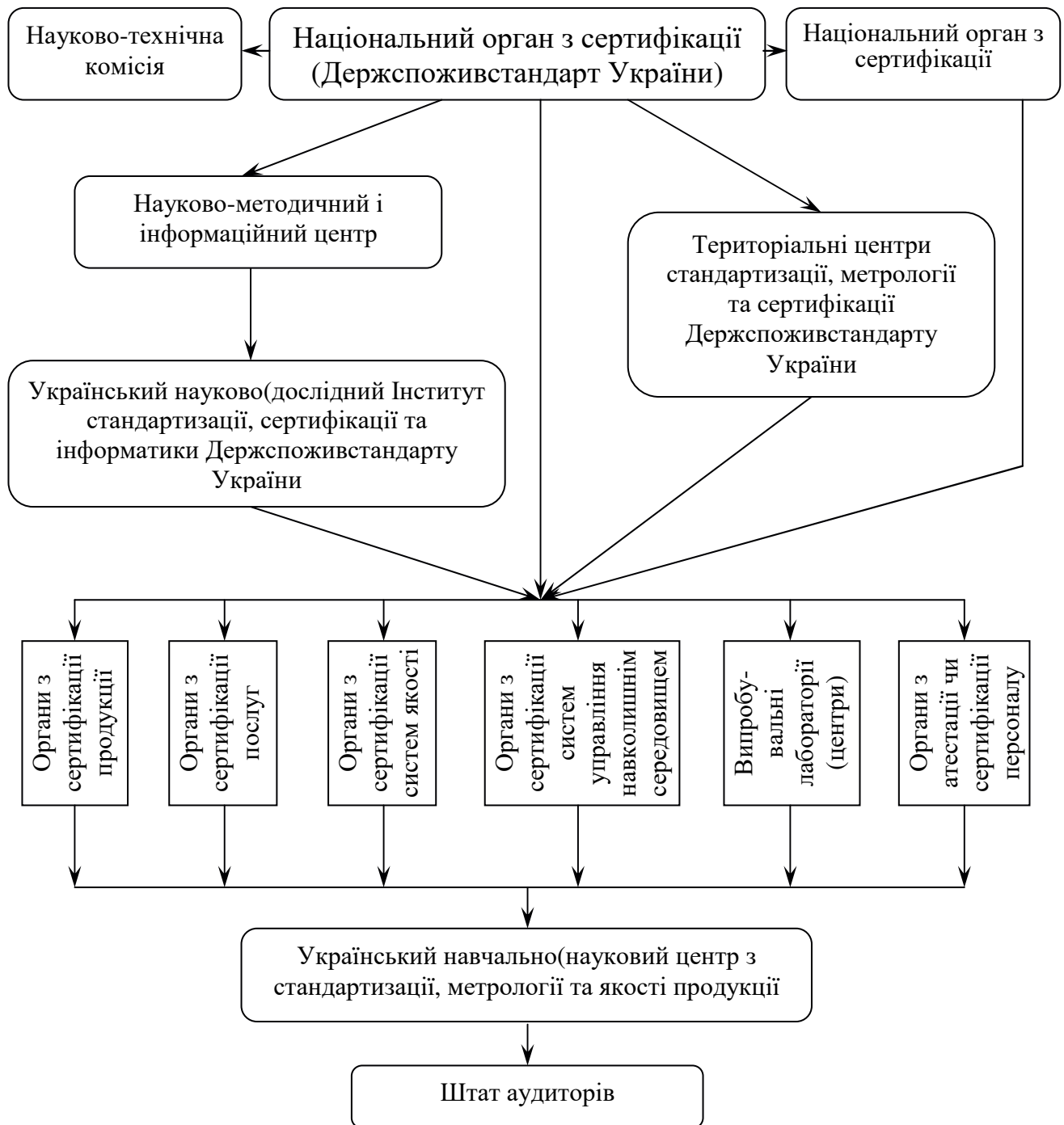


Рисунок 1.1 - Схема організаційної структури системи сертифікації УкрСЕПРО

Закон України „Про захист прав споживачів” встановив обов’язковість сертифікації продукції.

У роботі [29] відмічається, що збереження ефективності дії гальм КТЗ під час руху на затяжному ухилі являється важним елементом безпеки. Випробування КТЗ при роботі в цьому режимі являється дуже складним та

дорогим. Фірма Volke Entwicklungsring GmbH розробила нову систему випробування гальм при русі КТЗ на затяжних ухилах (наприклад, в гірській місцевості) з використанням так званого „штовхаючого причепа”. Ця система дозволяє моделювати подібні випробування при русі КТЗ з цим причепом по звичайній горизонтальній дорозі. Застосування персонального комп’ютера (ПК), який являється частиною системи, дозволяє імітувати рух під любий ухил та і з різною швидкістю. Ця система придатна для любых КТЗ.

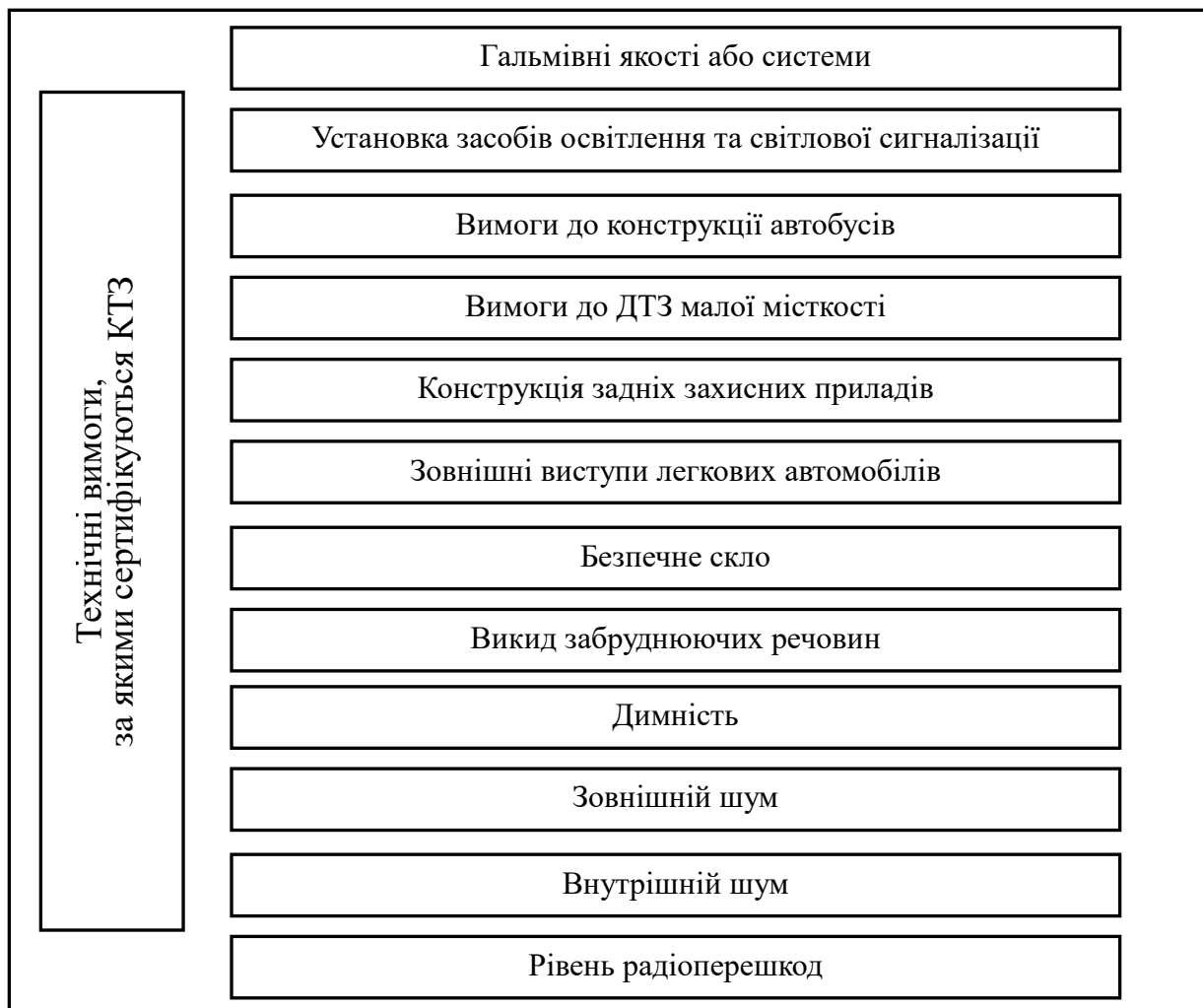


Рисунок 1.2 - Технічні вимоги, за якими сертифікуються КТЗ в Україні

1.2 Загальні вимоги та критерії ефективності гальмівних властивостей

Гальмівні властивості КТЗ відносяться до групи властивостей, що визначають активну безпеку автомобіля, яка забезпечується сукупністю спеціальних конструктивних заходів, що знижують вірогідність виникнення дорожньо-транспортних подій (ДТП). Гальмівні властивості регламентовані Правилами ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT. В узгодженні з цими Правилами є і національні стандарти. В Україні для нових КТЗ діє ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21], а для КТЗ, що знаходяться в експлуатації – ДСТУ 3649:2010 [30].

Гальмівні властивості КТЗ забезпечуються роботою гальмівних систем. Відповідно нормативним документам, що існують в Україні (ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21], ДСТУ 3649:2010 [30]), у будь-якого транспортного засобу повинні бути гальмівні системи: робоча, запасна і стоянкова; а у КТЗ категорії N3 з дизелем і категорії M3, призначених для експлуатації в гірських районах, – також і допоміжна.

ОСТ 37.001.067-86 [31] встановлює, що „гальмівні властивості повинні визначатися як для одиночного КТЗ, причепа (напівпричепа), так і для автопоїздів в цілому”. При гальмуванні повинно також забезпечуватися стійкість КТЗ.

ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21] встановлює критерії оцінки ефективності робочою і запасною гальмівних систем при дорожніх випробуваннях КТЗ категорій M і N величини гальмівного шляху S_2 , усталеного сповільнення $j_{уст}$ і тривалості спрацьовування гальмівного приводу $\tau_{спр}$, категорії O – величини сумарної гальмівної сили $\sum P_2$ і тривалості спрацьовування гальмівного приводу $\tau_{спр}$. Оцінка ефективності робочою і запасною гальмівних систем КТЗ категорій M і N може проводитися по будь-яких двом з вказаних критеріїв.

Вказані в ДСТУ 3649:2010 [30] норми гальмівної ефективності КТЗ менш жорсткі, чим в ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21], тобто передбачається зниження гальмівних властивостей КТЗ, що експлуатуються.

Існують стандарти, які регламентують вимоги до гальмівних систем за кордоном, це: Правила ЄЕК ООН № 13, стандарт Швеції F-I8 [32] і стандарт США FMVSS 121 [33].

М.А. Подригало та інші автори [34] в дослідженнях приводять деякі вимоги до умов проведення випробувань за оцінкою гальмівної ефективності і нормовані значення критеріїв, регламентованих основними нормативними документами для КТЗ, які зазначені в табл. 1.1 і 1.2.

З аналізу даних, приведених в табл. 1.1 і 1.2, можна зробити висновок, що вимоги до гальмівної ефективності КТЗ категорії N3, що діють в нашій країні, забезпечують достатньо високі гальмівні властивості КТЗ, які не поступають зарубіжним нормам.

Взявши до уваги загальні вимоги до гальмівної ефективності, для автопоїздів особливе значення має швидкодію гальмівного приводу, критерієм оцінки якого служить тривалість спрацьовування $\tau_{спр}$ тобто “проміжок часу від початку гальмування до моменту, в який сповільнення (гальмівна сила КТЗ) набуває усталеного значення” [21, 30, 35].

Стандарт США FMVSS 121 [33] вимагає, щоб гальмівна система КТЗ забезпечувала досягнення 60% заданого тиску в гальмівному апараті за 0,35 с.

У відповідності з вимогами ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21] тривалість спрацьовування пневматичного гальмівного приводу не повинно перевищувати для категорій M і N – 0,6 с, а для категорій O – 0,4 с. У КТЗ, що знаходяться в експлуатації за вимогами ДСТУ 3649:2010 [30], тривалість спрацьовування збільшений до 0,8 с.

У відповідності з ДСТУ 3649:2010 [30] при випробуваннях робочою і запасною гальмівних систем «будь-яка частина КТЗ під час гальмування не повинна виходити за межі коридору руху шириною 3,5 м».

Таблиця 1.1 – Нормативи ефективності робочої гальмівної системи КТЗ

Категорія КТЗ	Початкова швидкість гальмування (V_0), км/год	Гальмівний шлях (S_z), м, не більше ніж / Усталене сповільнення ($j_{уст}$), м/с ² , не менше ніж							
		Правила ЕЭК ООН № 13	FMVSS-105a (США) гідروпривід				FMVSS-121 (США) пневмопривід	FI8-1969 (Швеція)	
			a	b	c	d		1*	2**
M ₁	80	50,7/5,8	45,2/6,6	—	—	—	—	50,7/5,8	—
M ₂	60	36,7/5,0	—	28,1/7,2	31,5/6,2	45,8/3,8	—	32,9/5,8	36,7/5,0
M ₃	60	36,7/5,0	—	—	—	45,8/3,8	34,7/5,4	—	36,7/5,0
N ₁	80	61,2/5,0	—	50,9/6,3	—	—	—	54,4/5,8	—
N ₂	60	36,7/5,0	—	—	31,5/6,2	45,8/3,8	34,7/5,4	—	36,7/5,0
N ₃	60	36,7/5,0	—	—	—	45,8/3,8	34,7/5,4	—	36,7/5,0

Таблиця 1.2 – Нормативи ефективності запасної гальмівної системи КТЗ

Категорія КТЗ	Початкова швидкість гальмування (V_0), км/год	Гальмівний шлях (S_z), м, не більше ніж / Усталене сповільнення ($j_{уст}$), м/с ² , не менше ніж							
		Правила ЕЭК ООН № 13	FMVSS-105a (США) гідропривід				FMVSS-121 (США) пневмопривід	FI8-1969 (Швеція)	
			a	b	c	d		1*	2**
M ₁	80	93,3/2,9	95,5/2,9	—	—	—	—	93,3/2,9	—
M ₂	60	64,4/2,5	—	60,6/2,7	60,6/2,7	76,2/3,8	—	57,0/2,9	64,4/2,5
M ₃	60	64,4/2,5	—	—	—	76,2/2,1	76,2/2,1	—	64,4/2,5
N ₁	70	95,7/2,2	—	82,9/2,6	—	—	—	75,8/2,9	—
N ₂	50	51,0/2,2	—	—	42,5/2,7	55,6/2,0	55,6/2,0	—	46,0/2,5
N ₃	40	33,8/2,2	—	—	—	37,0/2,0	37,0/2,0	—	30,6/2,5

В таблиці 1.1 і 1.2 прийняті наступні позначення: а – легкові автомобілі; b – автомобілі (крім легкові) повна маса менше 3630 кг; c – автомобілі повною масою від 3630 до 4536 кг; d – автомобілі повною масою вище 4536 кг; 1* – автомобілі повною масою до 3500 кг; 2** – автомобілі повною масою вище 3500 кг.

Згідно вимогам, викладеним в ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [21], «гальмівна ефективність повинна досягатися без блокування коліс, без бічного занесення КТЗ і без ненормальної вібрації».

Необхідність забезпечення рівномірного розподілу гальмівних сил між колесами однієї осі обумовлюється в ДСТУ 3649:2010 [30]. Допустиме відхилення не повинне перевищувати 30% найбільшого значення гальмівної сили.

Жорсткі вимогу по збереженню стійкості викладені в стандарті США FMVSS 121 [33], який вимагає, щоб гальмування здійснювалося без блокування коліс КТЗ при початковій швидкості гальмування вище 16 км/год і без виходу з коридору шириною 3,66 м.

Відповідно до стандарту Швеції F-18 [32] при гальмуванні колеса КТЗ не повинні блокуватися.

Вимоги і нормативи по асинхронності дії гальмівних систем ланок автопоїзда регламентуються єдиним документом – ДСТУ 3649:2010 [30]. Відповідно до [30] асинхронність тривалостей спрацьовування ($\Delta\tau$) РГС ланок автопоїзда має бути не більше ніж 0,3 с.

З приведенного аналізу нормативних документів можна зробити висновок, що в даний час до гальмівних систем КТЗ пред'являються достатньо жорсткі вимоги.

Гальмівні системи КТЗ повинні забезпечувати високу швидкодію гальмівного приводу, оптимальну асинхронність спрацьовування ланок автопоїзда і раціональний розподіл гальмівних сил по осях КТЗ.

1.3 Аналіз методів оцінювання гальмівної ефективності колісного транспортного засобу

Дослідженням динаміки гальмування КТЗ присвятили свої праці Д.А. Антонов [36, 37], А.О. Арутюнянц [38, 39], Ю.Б. Беленький [40], Л.Л. Борисов [40], А.С. Бриков [41], Н.А. Бухарін [42], Б.Б. Генбом [43, 44], А.Б. Гредескул

[45, 46], Л.В. Гуревич [47], Я.Х. Закін [48, 49], В.А. Іларіонов [50], Н.К. Клепик [51], Л.К. Климов [52], В.С. Колесников [53, 54], Г.М. Косолапов [51, 55], Н.Ф. Метлюк [40], Я.Н. Нефедьев [56], Е.В. Осепчугов [57], Я.М. Певзнер [58], М.А. Петров [59], І.К. Пчелін [50, 60], О.О. Ревін [55], В.Г. Розанов [41, 61, 62], Я.Є. Фаробін [63, 64, 65, 66], А.К. Фрумкін [67, 68, 69], М.М. Щукін [48, 70], О. Bode [71], J.R. Ellis [72], T.E. Fax [73], B. Fridrich [74], E. Heuker [75], R.H. Madison [76], M. Scholz [77], A.Slibar [78, 79], R. Troitzsch [80] і багато інших вітчизняних і зарубіжних дослідників.

У деяких дослідженнях [41, 42, 43, 61, 62, 81] встановлено, що для оцінки розподілу гальмівних сил між осями автомобіля вводиться коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили β_z який, визначається як відношення гальмівної сили P_{z1} , що підводиться на передню вісь КТЗ, до сумарної гальмівної сили $\sum P_z$, тобто

$$\beta_z = \frac{P_{z1}}{P_{z1} + P_{z2}} = \frac{P_{z1}}{\sum P_z}, \quad (1.1)$$

де P_{z2} – гальмівна сила, що підводиться на задню вісь КТЗ.

У роботі Д.П. Веліканова [82] розглядається експлуатаційні якості сучасних відчизняних автомобілів. В ній приводяться основні параметри і конструктивні властивості автомобілів, які призначенні для перевезення вантажу або пасажирів.

У роботах Є.О. Чудакова [83, 84] теоретичні дослідження процесу гальмування автомобіля дозволило розробити рекомендації по розподілу гальмівних сил між осями автомобіля при динамічному перерозподілі нормальних реакцій на колесах для випадку оптимального гальмування. Також автор в роботі [85] виклав найбільш точні і сучасні методи та задачі розрахунку автомобільних гальм.

На думку авторів робіт [41, 61, 62], при оцінці ефективності використання гальмівних сил може бути застосована загальна питома гальмівна сила автомобіля γ_z , під якою розуміється відношення сумарної гальмівної сили $\sum P_z$ на всіх колесах автомобіля до сили тяжіння від повної маси автомобіля G_a , тобто

$$\gamma_z = \frac{\sum P_z}{G_a}, \quad (1.2)$$

де $G_a = M_a \cdot g$ – сила тяжіння від повної маси КТЗ;

M_a – повна маса КТЗ;

g – прискорення сили тяжіння, що дорівнює $9,81 \text{ м/с}^2$.

Для оцінки розподілу гальмівних сил можна скористатися поняттям питомих гальмівних сил осей КТЗ або ланок автопоїзда γ_{zi} :

$$\gamma_{zi} = \frac{P_{zi}}{G_a}, \quad (1.3)$$

де P_{zi} – гальмівна сила окремої осі або ланки КТЗ;

Максимальна ефективність гальмування КТЗ може бути реалізована при повному використанні зчіпної сили тяжіння на кожній осі, тобто повинна виконуватися умова:

$$\gamma_{zi} = \gamma_z = \varphi_x, \quad (1.4)$$

де φ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею.

Вибору співвідношення гальмівних сил на осях автопоїзда присвячена робота [45].

Гальмівна система з постійним розподілом гальмівних сил по осях КТЗ може забезпечити оптимальне гальмування, відповідно до умови (1.4), тільки на дорозі з певним (оптимальним) коефіцієнтом зчеплення.

Для покращення показників ефективності гальмування було створено і застосовано на КТЗ АБС (зменшення імовірності блокування колеса або групи коліс під час гальмування та забезпечення незалежно від умов гальмування такого їх відносного руху, за якого створюється оптимальне поєднання ефективності гальмування та стійкості КТЗ [86]) та регулятор гальмівних сил (обмежувач тиску).

В даний час обов'язковим застосуванням АБС потребують вимоги Правила ЕЭК ООН № 13 для міжміських і туристичних автобусів категорії М3 і КТЗ категорії N3 призначених для буксирування причепів (напівпричепів) категорія О4.

Якісне поліпшення показників ефективності гальмування без порушення параметрів стійкості може бути досягнуто використанням на КТЗ АБС. Питанням застосування автомобільних АБС присвячені роботи [50, 54, 69, 76, 86].

Забезпечення оптимальної ефективності гальмування в дорожніх умовах при збереженні стійкості досягається в АБС відповідним регулюванням тиску в гальмівному приводі [67, 68].

В АБС застосовуються різні принципи регулювання [67]:

- по сповільненню колеса, яке гальмує;
- по заданій величині прослизання;
- по заданій величині відношення кутової швидкості колеса, яке гальмує до його сповільнення.

Застосовуються також і інші принципи регулювання АБС.

Вперше АБС з механічним пристроєм було застосовано в 1949 році в авіації. На автомобілях перші зразки АБС з'явилися в 1969 році, але в останні роки АБС набирає велике поширення на нових серійних КТЗ. Наданий час більшість КТЗ зарубіжного виготовлення оснащені АБС.

В роботах [41, 45, 57, 61] досліджувалися питання статичного і динамічного регулювання гальмівних сил. В працях відмічалось, що використання робочої гальмівної системи значно покращує процес гальмування. Оскільки в гальмівних системах з робочою гальмівною системою відсутній зворотній зв'язок з колесами, блокування коліс не виключається.

Процес гальмування в значній мірі залежить від взаємодії коліс з дорогою.

Значний розвиток теорії руху КТЗ з еластичними колесами отримали в дослідженнях Д.А. Антонова [36, 37], А.С. Литвинова, Я.Є. Фаробіна [63, 87] та А.А. Хачатурова [88].

Я.М. Певзнер [58] здійснив начало дослідження стійкості автомобіля на основі теорії стійкості О.М. Ляпунова. Автор в своїй роботі виклав теорію стійкості КТЗ та розглянув вплив конструктивних параметрів КТЗ на стійкість. Такий підхід привів автора до принципово новим уявленням про стійкість, про причини виникнення заносу, про гранично стійку швидкість на повороті і т.д.

Е.Е. Александров [89] досліджував проблеми стійкості та керованості колісних машин в процесі гальмування. Автор розглянув три основних шляхи підвищення стійкості та керованості: застосування спеціальних пристроїв, що зменшують нерівномірність гальмівних сил між колесами; використання спеціальним чином підібраних стабільних фрикційних матеріалів; застосування спеціальних систем автоматичного керування розподілення гальмівних сил.

Д.А. Антонов в роботах [36, 37] досліджував питання стійкості КТЗ при гальмуванні. Автор вказував, що для підвищення стійкості КТЗ при гальмуванні необхідно робити перерозподіл гальмівних сил по осям не пропорційно чинним нормам навантаження, а в дещо більшому співвідношенні.

Наявність шарнірних зв'язків, динамічної взаємодії ланок автопоїзда обумовлює істотну відмінність процесу його гальмування від одиночного КТЗ.

Серед основних робіт по динаміці гальмування автопоїздів слід відмітити наступне: [38, 39, 40, 44, 49, 51, 62, 90].

Я.Х. Закін, М.М. Щукін, О. Водє [48, 49, 70, 71] в своїх працях пропонують використовувати в якості найбільш зручної характеристики процесу гальмування автопоїзда суміщені гальмівні діаграми, які представляють собою характеристики зміни гальмівних сил ланок автопоїзда, записаних в загальних координатах. В цих працях, а також в працях [38, 62, 65, 66] для оцінки гальмівних властивостей автопоїздів використовуються спрощені (апроксимовані) гальмівні діаграми, в яких фактична зміна гальмівних сил замінюється прямими лініями.

Я.Х. Закін [49] в своїх працях приводить варіанти типових суміщених гальмівних діаграм автопоїздів і запропонує методику розрахунку гальмівного шляху S_z .

А.С. Літвінов, Я.Є. Фаробін, В.А. Овчаров, В.А. Кравцева, В.С. Щупляков [63, 65, 66] в свої працях, в якості вихідної характеристики для розрахункового визначення показників ефективності гальмування приймають динамічну характеристику гальмівної системи.

Я.Є. Фаробін [66], аналізуючи процес складання автопоїзда, виявляє причини, більшої стійкості сидельного автопоїзда відносно причіпного автопоїзда.

Динаміка гальмування сидельного автопоїзда досліджувалася в роботах [40, 45, 72, 78].

Б.Б. Генбом, В.А. Дем'янюк, А.Б. Разумов, А.К. Фрумкін, А.О. Ірсалієв [44, 69] в своїх дослідженнях приводять аналіз процесу гальмування причіпного автопоїзда на прямолінійних ділянках дороги, що дозволило виявити негативний вплив на стійкість зусилля стиснення, яке виникає в тягово-зчіпному пристрої. Зусилля в тягово-зчіпному пристрої автопоїзда залежить від співвідношення питомих гальмівних сил ланок автопоїзда і асинхронності спрацьовування елементів гальмівного привода.

Зусилля в тягово-зчіпному пристрої можуть бути зменшені завдяки застосуванням спеціальних пристроїв [73, 80].

Я.Н. Нефедьев в праці [56] пов'язав характеристики КТЗ з параметрами АБС і її елементів, розробив методики дослідження АБС.

Автором були запропоновані критерії працездатності АБС і методи її оцінки, на основі яких сформульовані принципи побудови вбудованої системи діагностики і стаціонарних засобів контролю в експлуатації, а також створена методична основа оцінки гальмівних властивостей КТЗ, обладнаних АБС.

Ю.Б. Біленький, Н.Ф. Метлюк, Л.Л. Борисов [40] в праці відмічають, що для забезпечення стійкості сидельного автопоїзда при гальмування на прямолінійній дорозі необхідно виконувати наступні вимоги:

- відсутність зусилля стиснення в опорно-зчіпному пристрої;
- рівність парціальних сповільнень кожного з мостів автопоїзда на всіх режимах гальмування;
- дотримання для кожної осі умову:

$$R_{zi} \cdot \varphi_x \geq P_{zi} \quad (1.5)$$

де R_{zi} – нормальна реакція дороги, яка діє на колеса i -ої вісі КТЗ.

А.Б. Гредескул [91] в своїй роботі пропонує методику раціонального вибору співвідношення гальмівних сил на осях сидельного автопоїзда, яка забезпечує стійкість гальмування.

В роботах [72, 78] наводяться розроблені авторами математичні моделі, які дозволяють розробляти теоретичні дослідження поведінки ланок сидельного автопоїзда при гальмуванні.

Значний вплив на процес гальмування КТЗ є нерівномірність гальмування коліс. Вивчення впливу нерівномірності гальмування коліс на показники ефективності і стійкості КТЗ при гальмуванні присвячені роботи авторами Г.М. Косолапов і О.О. Ревін [55, 90].

О.О. Ревін [90] на основі проведеного аналізу умов експлуатації КТЗ в своїй роботі показав, що при гальмуванні КТЗ на нього в горизонтальній площині діє повертаючий момент.

Наявність повертаючого моменту обумовлюється нерівномірною дією гальмівних механізмів і відмінністю в характеристиках зчеплення пари „шина-дорога” під правим і лівим бортами. Автор відзначає сімнадцять основних факторів, які викликають нерівномірність гальмування коліс в експлуатаційному діапазоні швидкості руху.

В роботі вказано, що частка процесів гальмування з вираженою нерівномірністю гальмування коліс досягає 75...82%, що свідчить про наявності проблеми.

В.П. Волков [92] дослідив вплив гальмівних механізмів на стабільність гальмівних властивостей КТЗ. Запропонував методику оцінки стабільності гальмівних механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмівного моменту. Використання цієї методики дозволило автору визначити, що найбільш стабільними є стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком, а потім багатодискові та дискові гальма відкритого типу. Найбільш нестабільними є барабанні гальмівні механізми.

Автором також присвячені роботи по оцінці курсової стійкості тривісних автомобілів при гальмуванні. Ним було досліджено взаємодію коліс балансірного візка з дорогою в час дії бічної сили в процесі гальмування. Визначено черговість блокування коліс під час рівного розподілу гальмівних сил між колесами. Досліджено рух тривісної машини з балансірним підвісом середньої і задньої осей при різному сполученні заблокованих і незаблокованих коліс у процесі гальмування.

Г.П. Кравцов [93] запропонував критерії оцінки гальмівних властивостей КТЗ, які мають властивості універсальності (з точки зору правочинності їх використання як при теоретичних розрахунках, в лабораторних умовах, так і при дорожніх випробуваннях) та комплексності (що дозволяє спільно оцінювати ефективність і стійкість гальмування КТЗ при врахуванні основних

експлуатаційних факторів, які визначають гальмівні властивості автомобіля в цілому).

М.П. Александров в роботі [94] виклав відомості про вибір, розрахунок, конструювання та експлуатування гальмівних пристроїв, які використовуються в різних областях машинобудування. Приведені характеристики і конструктивні схеми гальм, розглянуті їх приводи і системи керування, розрахункові навантаження і залежності для визначення основних параметрів, рекомендації по вибору фрикційних матеріалів, технічному обслуговуванні і діагностики. Вказані призначення і області застосування гальмівних пристроїв різних типів.

Є.Ю. Липатов [95] розробив методику збільшення гальмівної сили на задній осі малотоннажного автопоїзда і теоретично обґрунтував принципи регулювання гальмівної сили на осі причепа. Отримав аналітичний вираз для ідеального закону регулювання додаткового тиску в задньому гальмівному контурі тягача, дослідив вплив на цей закон характеру завантаження ланок автопоїзда та оцінив можливість його реалізації за допомогою доступних технічних засобів. Крім того, автором сформульовані принципи вибору та регулювання силового передавального числа інерційної гальмівної системи причепа з метою отримання оптимального розподілу гальмівних сил між осями автопоїзда; обґрунтував доцільність застосування в гідравлічному приводі інерційної гальмівної системи регулятора гальмівних сил з регульованою точкою спрацьовування.

Автор в роботі показав вплив динамічних процесів на закономірності розподілу гальмівних сил між осями малотоннажного автопоїзда і на підставі методики планування експерименту дослідив вплив окремих конструктивних і експлуатаційних параметрів на показники процесу гальмування автопоїзда. Провів дослідження стійкості малотоннажного автопоїзда при гальмуванні в різних варіантах розподілу гальмівних сил між осями, оцінив ймовірність втрати стійкості в результаті дії нерівномірності гальмівних механізмів на осях автопоїзда, а також проведена кількісна оцінка можливості зниження

нерівномірності дії гальмівних механізмів за рахунок застосування в конструкції АТС більш стабільних гальмових механізмів.

Є.І. Железнов [96] досліджував стійкість руху малотоннажних автопоїздів при гальмуванні в умовах нерівномірності дії гальмівних механізмів. Навів формули для визначення параметра оптимізації – „показника стійкості”, що характеризує положення ланок автопоїзда в межах ”коридору безпеки”. Розглянув механізм спільного впливу шинної, рульової обертальності і зусилля в зчипному пристрої на стійкість малотоннажного автопоїзда при гальмуванні. Оцінив вплив конструктивних параметрів причепа, параметрів гальмівних систем ланок, характеристик зчипного пристрою та експлуатаційних факторів на величину показника стійкості. Запропонував практичні рекомендації щодо підвищення стійкості малотоннажних автопоїздів при гальмуванні.

О.С. Федосов [97] встановив нові функціональні та статистичні зв’язки, які створюють теоретичну основу системного підходу до проектування гальмівних систем легкових автомобілів. Зокрема, з їх допомогою розроблена і практично реалізована на автомобілі ЗАЗ-1102 нова концепція колісного вузла у складі бездискового обода і дискового гальма з внутрішнім розташуванням плаваючої скоби, що дозволяє поліпшити споживчі і компоновальні якості автомобіля (запасне колесо винесено з багажника і розміщене в моторному відсіку навколо стійки підвіски без підвищення лінії капота), знизити на 33 кг його масу.

Д.А. Соцков [98] на підставі проведеного аналізу вітчизняних і зарубіжних нормативних документів розробив розрахунково-експериментальні методики для оцінки КТЗ на відповідність вітчизняним стандартам і міжнародним приписам Правил ЕЭК ООН № 13, які використовуються як на стадії проектування перспективних КТЗ, так і на стадії контрольних та сертифікаційних випробувань. Автор заклав основи проектування антиблокувальних систем гальмування з мікропроцесорним блоком керування.

В.М. Варфоломєєв, Н.Я. Говорущенко, Д.А. Камінська в роботі [99] розглядають теоретичні передумови методу імітації дорожніх умов при

випробуванні гальм на стенді з біговими барабанами шляхом використання регульованого електроприводу.

Б.Б. Генбом, В.А. Дем'янюк в роботі [100] викладають методику визначення дійсного коефіцієнта розподілу сумарної гальмівної сили в разі автомобілів з пневматичним приводом гальм з урахуванням втрат на тертя в елементах гальмівної системи і не ідентичності характеристик гальмівних механізмів і силових пневмоапаратів. Показали, що залежність коефіцієнта розподілу сумарної гальмівної сили від питомої гальмівної сили, що характеризує ефективність гальмування, нелінійна. Автори оцінили вплив цього явища на енергонавантаженість передніх і задніх гальмівних механізмів і ступінь використання зчіпної сили тяжіння від маси КТЗ при гальмуванні. Було запропоновано графічний метод вибору параметрів пневматичного гальмівного приводу з урахуванням задоволення комплексу поданих для нього вимог.

1.4 Висновки до розділу 1, мета та задачі дослідження

Даний час характеризується появою й широким поширенням різних модифікацій і комплектацій КТЗ, створених на основі базових моделей. Процес оцінювання якості КТЗ зводиться до затвердження результатів сертифікаційних випробувань. Тому для модифікації і комплектації КТЗ доцільно розробити розрахункові моделі, які могли б оцінити величину відмінностей, що виникають у показниках гальмівної ефективності від базової моделі з пневматичною гальмівною системою, і не проводити щораз весь комплекс випробувань.

Новим напрямом оцінювання гальмівних властивостей КТЗ може бути експериментально-аналітичний метод (змішаний метод розрахунку з використанням спрощених експериментальних досліджень та теорії експлуатаційних властивостей КТЗ).

У міжнародних нормативних документах, котрі регламентують гальмівні властивості, містяться не зовсім точні та об'єктивні формулювання деяких

положень, тому використати їх на практиці не можливо без наявності відповідних кількісних показників.

У зв'язку з цим **метою** роботи є удосконалення методу оцінювання гальмівної ефективності КТЗ під час сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування базової моделі.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні **задачі**:

1. Розробити математичну модель процесу гальмування КТЗ.
2. Перевірити вірогідність математичної моделі процесу гальмування КТЗ і правомірність прийнятих умов і допущень.
3. Розробити алгоритм і програми, що реалізують на ПК математичну модель процесу гальмування КТЗ.
4. Провести теоретичні дослідження процесу гальмування КТЗ для визначення ступеня впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на оціночні показники ефективності гальмування й критерії оцінки стійкості КТЗ при гальмуванні.
5. Провести експериментальні дослідження для одержання динамічних характеристик гальмівних приводів КТЗ. Використати динамічну характеристику гальмівної системи КТЗ, отриману експериментально, в якості вихідного матеріалу розрахункового методу оцінки гальмівних властивостей.
6. Розробити експериментально-розрахункову методику визначення показників гальмівної ефективності КТЗ для сертифікації.
7. Визначити межі зміни технічних і експлуатаційних параметрів базового КТЗ, що допускають використання результатів його гальмівних випробувань для сертифікації модифікацій і комплектацій.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КТЗ

Одним з найважливіших напрямків у вирішенні задач дослідження активної безпеки КТЗ при гальмуванні являється використання методів математичного моделювання.

Особливостями експериментального дослідження гальмівних властивостей КТЗ є: підвищена небезпека при проведенні дорожніх випробувань, їх висока коштовність і затрати часу. Для отримання результатів потребується висока відтворюваність умов експерименту, висококваліфікованого персоналу та використання дорогих приладів для випробувань.

Тому, більшу увагу дослідження приділяється математичному моделюванню і вдосконаленню стендових випробувань.

Розвиток засобів обчислювальної техніки стало потужним стимулом для розгортання робіт в цьому напрямку з використанням методів теоретичного аналізу, який дозволяє отримати не тільки якісні, але і кількісні результати з високою ступеню точністю.

2.1 Ефективність гальмування колісного транспортного транспорту

Гальмування – процес створення і зміни штучного опору руху КТЗ, в результаті чого зменшується чи обмежується його швидкість або забезпечується зупинка та утримання в нерухомому стані [35].

Гальмування, яке пов'язане з регулюванням швидкості руху, називають робочим. Відповідно, стоянковим називається гальмування, в результаті якого КТЗ утримується нерухомим відносно опорної поверхні [35].

Робочі гальмування можна розрізняти по їх інтенсивності. Так, гальмування КТЗ з метою зменшення швидкості з максимально можливою

інтенсивністю називається екстремим [35]. Гальмування, що здійснюється для запобігання ДТП, називається аварійний. Решта робочих гальмувань (плавні) називають службовим. Якщо кінцева швидкість при гальмуванні рівна нулю, його називають повним (гальмування, в результаті якого КТЗ зупиняється), якщо не рівна – частковим (гальмування, в результаті якого КТЗ зменшує свою швидкість або обмежує її на спуску) [35].

Гальмівною системою КТЗ називається сукупність пристроїв, призначених для здійснення гальмування [30, 35]. У свою чергу, сукупність гальмівних систем називають гальмівним керуванням. Структурна схема гальмівного керування сучасного КТЗ показана на рис. 2.1.

Як можна побачити із схеми (рис. 2.1), гальмівне керування складається з п'яти гальмівних систем [101]:

- робоча гальмівна система (РГС), призначена для зниження швидкості руху, обмеження її на спуску та зупинки КТЗ з необхідними ефективністю та стійкістю;
- запасна (аварійна) гальмівна система (ЗГС), призначена для зупинки КТЗ в разі відмови РГС;
- стоянкова гальмівна система (СГС), призначена для утримання КТЗ в нерухомому стані відносно опорної поверхні з необхідною ефективністю;
- додаткова (зносостійка) гальмівна система (ДГС), призначена для зниження швидкості руху КТЗ та обмеження її на спуску;
- причіпна гальмівна система, призначена для зниження швидкості руху, зупинки і утримання на місці причепа, а також автоматичної його зупинки при обриві від автомобіля-тягача .

При розрахунково-теоретичному визначенні показників ефективності гальмування КТЗ приймають наступні припущення [63]:

- нехтують взаємними переміщеннями всіх окремих мас, окрім відносного обертання деталей двигуна, трансмісії і коліс (КТЗ з механічною трансмісією мають однозначний зв'язок частоти обертання всіх мас, що обертаються, з частотою обертання колінчастого валу двигуна);

- вважають, що центр мас (ЦМ) КТЗ (кожної ланки автопоїзда) здійснює плоский рух, копіюючи поздовжній профіль дороги, без коливань, які викликаються її нерівностями;

- вісь, яка проходить через ЦМ, паралельно площині руху, називають поздовжньою; вісь, перпендикулярно площині руху – поперечною; вісь, перпендикулярну поздовжній і поперечній осям, направлену вгору, – нормальною;

- приймають, що всі зовнішні сили, що діють на КТЗ, лежать в площині руху; це дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску (велосипедну), замінюючи у кожного з мостів два колеса одним;

- у КТЗ з балансною підвіскою мости, що знаходяться відносно близько один від одного, об'єднуються в групу, звану «візком»;

- швидкістю і сповільненням КТЗ або ланок автопоїзда називають швидкості і сповільнення їх ЦМ.



Рисунок 2.1 - Структурна схема гальмівного керування

Визначення ефективності РГС. Важливою вимогою до РГС є забезпечення певного гальмівного шляху КТЗ (відстань, що пройдена КТЗ від початку до кінця гальмування) та усталеного сповільнення ((усталена гальмівна сила) умовна величина, яка визначається як середнє значення сповільнення

(гальмівної сили) за проміжок часу від моменту припинення зростання сповільнення (гальмівної сили) до кінця гальмування). Для КТЗ, які перебувають в складі автопоїзда (напівпричіп, причіп), допоміжним показником є тривалість спрацьовування гальмівної системи (проміжок часу від початку гальмування до моменту, в який сповільнення (гальмівна сила КТЗ) набуває усталеного значення).

Визначення ефективності РГС поділяється на такі процеси:

- процес гальмування одиночного КТЗ (двигун від'єднаний від трансмісії);
- процес гальмування одиночного КТЗ (двигун з'єднаний з трансмісією);
- процес гальмування сідельного тягача в складі автопоїзда (напівпричіп);
- процес гальмування вантажного КТЗ в складі автопоїзда (причіп).

Процес гальмування одиночного КТЗ здійснюється при повному гальмуванні. В цьому випадку відключають двигун, вимикаючи зчеплення або передачу в коробці передач (нейтральне положення) і плавно натискають на гальмівну педаль.

При випробуваннях на ефективність РГС початкова швидкість гальмування, зусилля, яке прикладається на гальмівну педаль та час натискання мають нормативне значення для кожної категорії КТЗ [21, 30].

Вихідними даними розрахунку параметрів гальмівного процесу можуть бути залежності гальмівних моментів мостів КТЗ від часу $M_{zi} = f(t)$. Їх можна отримати експериментально на гальмівному стенді у вигляді залежностей гальмівних сил мостів від часу $P_{zi} = f(t)$, або можуть бути побудовані розрахунковим шляхом по залежностях тиску у виконавчих органах гальмівного приводу від часу $p_i = f(t)$, знімаючи експериментально виміром тиску в гальмівних апаратах мостів нерухомого автомобіля при стандартному (по зусиллю і часу) натисненні на гальмівну педаль [21, 30].

Графік залежностей тиску в гальмівних камерах мостів автомобіля від часу $p_i = f(t)$, який в теорії експлуатаційних властивостей [63] називається

динамічною характеристикою гальмівної системи (рис. 2.2), може бути перебудований в гальмівну діаграму, причому масштаб перебудовування визначається за допомогою наступних початкових даних і положень.

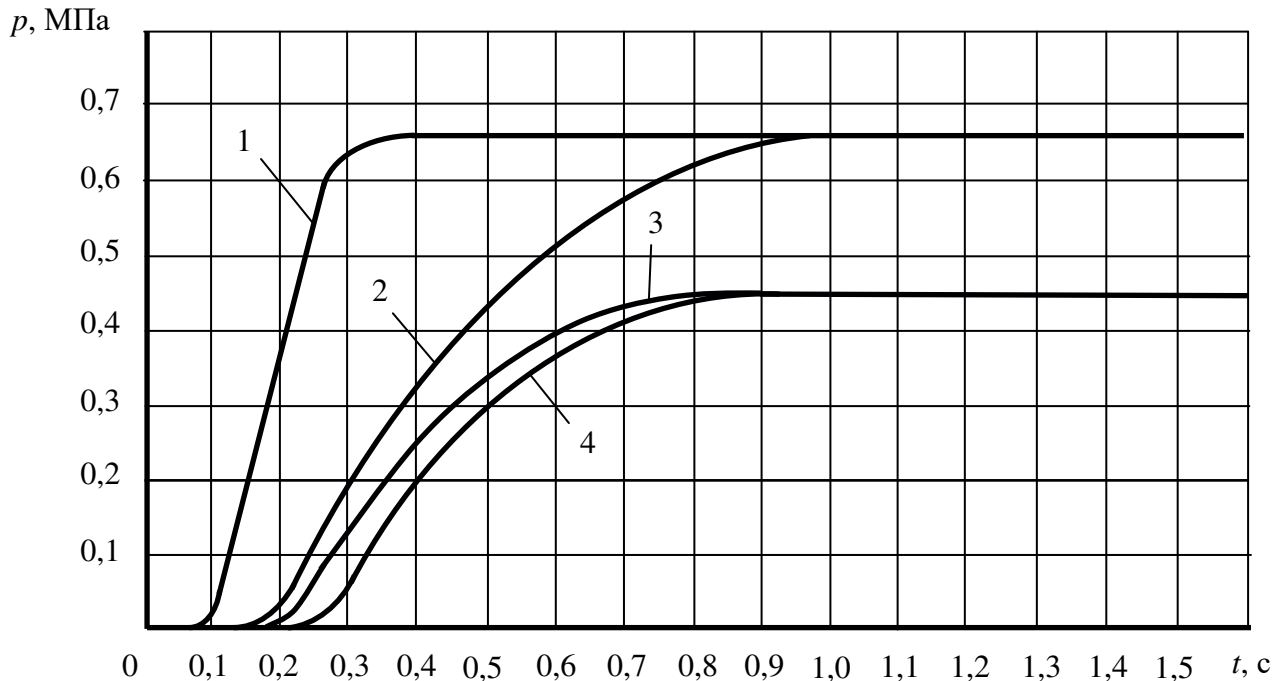


Рис. 2.2 - Динамічна характеристика гальмівної системи автопоїзда сімейства КамАЗ: 1 – 4 – тиск в гальмівних камерах відповідно переднього моста автомобіля; другого і третього мостів автомобіля; переднього моста причепа; другого моста причепа

В процесі гальмівних випробувань базового зразка КТЗ заміряється величина усталеного сповільнення автомобіля $j_{уст}$, яка пов'язана із значенням загальної питомої гальмівної сили співвідношенням

$$\gamma_c = \gamma_{c1} + \gamma_{c2} = \frac{j_{уст}}{g}, \quad (2.1)$$

де $\gamma_{c1} = \frac{P_{c1}}{G_a}$ і $\gamma_{c2} = \frac{P_{c2}}{G_a}$ – питомі гальмівні сили відповідно переднього і

заднього мостів автомобіля;

g – прискорення сили тяжіння, що дорівнює $9,81 \text{ м/с}^2$.

Окрім цього, співвідношення питомих гальмівних сил пропорційне співвідношенню максимальних тисків в гальмівних апаратах мостів

$$\frac{\gamma_{e1}}{\gamma_{e2}} = \frac{p_1 \cdot S_1}{p_2 \cdot S_2}, \quad (2.2)$$

де S_1 і S_2 – активні площі мембран в гальмівних апаратах відповідно переднього і заднього мостів автомобіля.

На рис. 2.3 приведена апроксимована гальмівна діаграма автомобіля КАМАЗ-53205, побудована по вищенаведеній методиці.

На рис. 2.3 позначені: τ_{zi} – тривалість запізнювання; τ_{ni} – тривалість наростання сповільнення; $\tau_{усті}$ – тривалість усталеного гальмування мостів автомобіля; τ_j – тривалість j -го етапу.

Слід зазначити, що відмінності в тривалості запізнювання τ_{zi} і наростання сповільнення τ_{ni} , а також питомих гальмівних сил $\gamma_{e1\max} = \gamma_{e2\max}$ (при усталеному гальмуванні) змінює більш простий вид гальмівної діаграми, яка зазвичай приводяться в стандартах і книгах [35, 63], і, внаслідок цього, відображає не три, а п'ять етапів гальмування (за часом), що робить розрахунок значно точнішим. Необхідно також відмітити, що різницю між кривими $P_i = f(t)$ (рис. 2.2) для другого і третього мостів (у разі тривісного автомобіля) можна не враховувати із-за її малості.

Користуючись схемою сил (рис. 2.4, а), що діють на автомобіль при гальмуванні на горизонтальній дорозі, і вважаючи, що сума сил опору кочення P_k і опору повітря P_n багато менше гальмівної сили P_e , можна запасати диференціальне рівняння руху автомобіля при гальмуванні (для всіх етапів)

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2} = -g \cdot (\gamma_{z1} + \gamma_{z2}) = -g \cdot \gamma_z. \quad (2.3)$$

З достатнім наближенням аналітична залежність $\gamma_z = f(t)$ для будь-якого етапу описується лінійним рівнянням

$$\gamma_{zi} = \gamma_{zi0} + K_{zi} \cdot t, \quad (2.4)$$

де γ_{zi0} – величина питомої гальмівної сили на початку етапу;

$K_{zi} = \frac{\gamma_{zi \max}}{\tau_{ni}}$ – коефіцієнт, що характеризує темп наростання гальмівної

сили на колесах i -го моста (тангенс кута нахилу гальмівної діаграми на ділянці лінійного наростання сповільнення);

t – поточний час.

Інтегруванням диференціального рівняння руху автомобіля при гальмуванні (2.3) визначається швидкість в кінці кожного етапу, а потім, враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, повторним інтегруванням визначається гальмівний шлях на кожному етапі.

На етапі 1. $V = V_0 = \text{Const}$ з урахуванням прийнятих допущень $\gamma_z = 0$, а гальмівний шлях

$$S_{z1} = V_0 \cdot \tau_1, \quad (2.5)$$

де V_0 – початкова швидкість гальмування.

На етапі 2. $\gamma_{z2} = 0$. Вважаючи, що γ_{z1} змінюється по лінійному закону.

$$\gamma_{z1} = K_{z1} \cdot t. \quad (2.6)$$

Питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = K_{z1} \cdot t. \quad (2.7)$$

Після підстановки виразу γ_z в рівняння (2.3):

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot K_{z1} \cdot t. \quad (2.8)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості на етапі 2:

$$V = V_0 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (2.9)$$

При $t = \tau_2$ ця швидкість рівна початковій швидкості V_2 на етапі 2.

Враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, формулу (2.9) можна представити як диференціальне рівняння із змінними, що розділялися

$$dS = V_0 \cdot dt - g \cdot K_{z1} \cdot t^2 \cdot \frac{dt}{2} \quad (2.10)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots S_2$ для лівої частини і $0 \dots \tau_2$ для правої, можна отримати гальмівний шлях на етапі 2

$$S_{z2} = V_0 \cdot \tau_2 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{\tau_2^3}{6} \quad (2.11)$$

На етапі 3.

$$\begin{aligned}\gamma_{e1} &= \gamma_{e10} + K_{e1} \cdot t; \\ \gamma_{e2} &= K_{e2} \cdot t.\end{aligned}\tag{2.12}$$

Тоді питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_e = \gamma_{e1} + \gamma_{e2} = \gamma_{e10} + K_{e1} \cdot t + K_{e2} \cdot t = \gamma_{e10} + (K_{e1} + K_{e2}) \cdot t,\tag{2.13}$$

а рівняння руху при цьому записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{e10} - g \cdot (K_{e1} + K_{e2}) \cdot t.\tag{2.14}$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліва і права частини відповідно в межах $V_2 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримувати поточну швидкість етапу 3:

$$V = V_2 - g \cdot \gamma_{e10} \cdot t - g \cdot (K_{e1} + K_{e2}) \cdot \frac{t^2}{2}.\tag{2.15}$$

При $t = \tau_3$, $V = V_3$.

Шлях гальмування за етапі 3 рівний:

$$S_{e3} = V_2 \cdot \tau_3 - g \cdot \gamma_{e10} \cdot \frac{\tau_3^2}{2} - g \cdot (K_{e1} + K_{e2}) \cdot \frac{\tau_3^3}{6}.\tag{2.16}$$

На етапі 4. $\gamma_{e1} = \gamma_{e1\max} = \text{Const}$, а γ_{e2} і γ_e продовжують зростати

$$\gamma_{e2} = \gamma_{e20} + K_{e2} \cdot t,\tag{2.17}$$

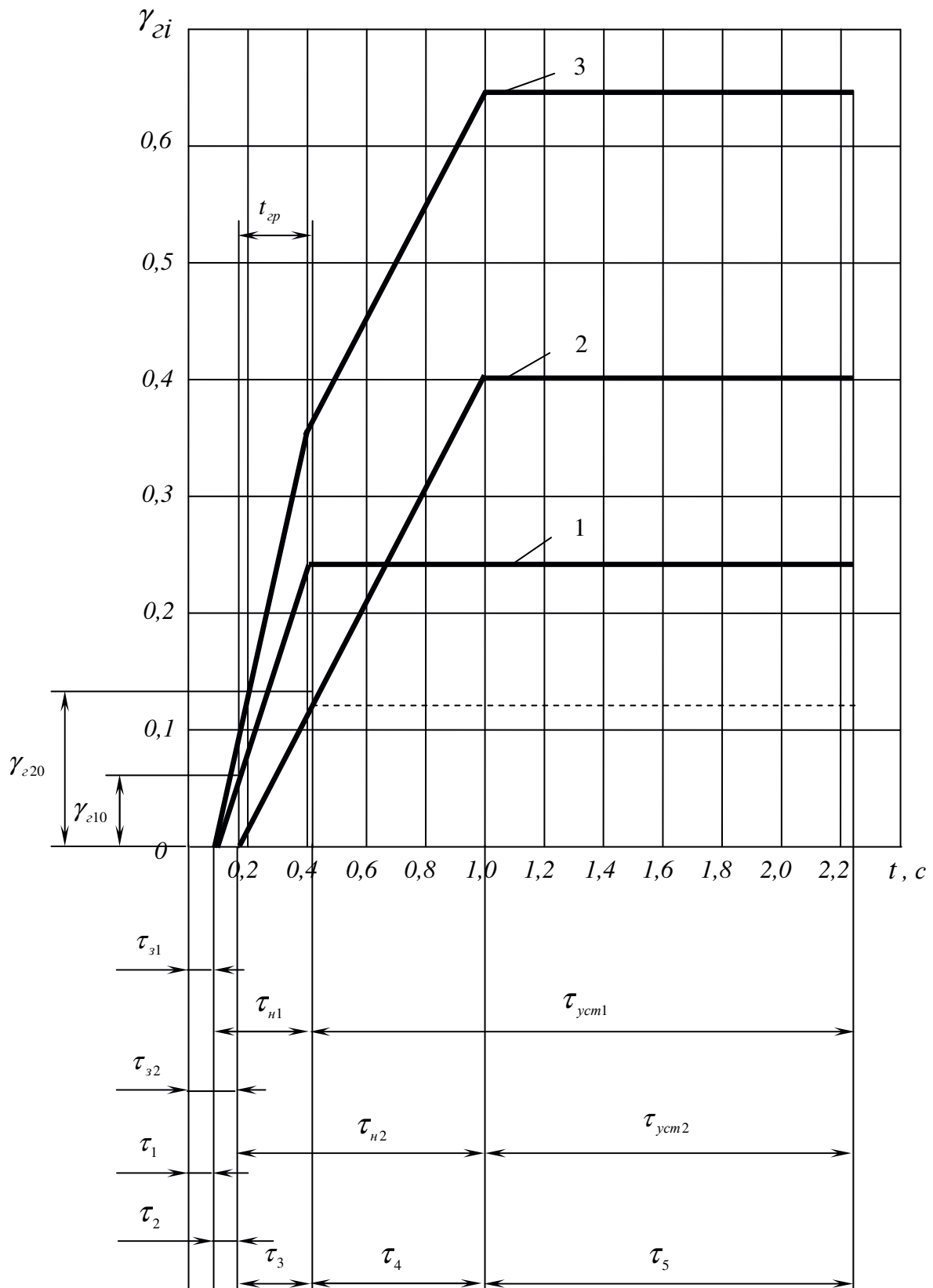


Рис. 2.3 - Гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-53205:

1 – 3 – питомі гальмівні сили відповідно переднього моста, візка, автомобіля

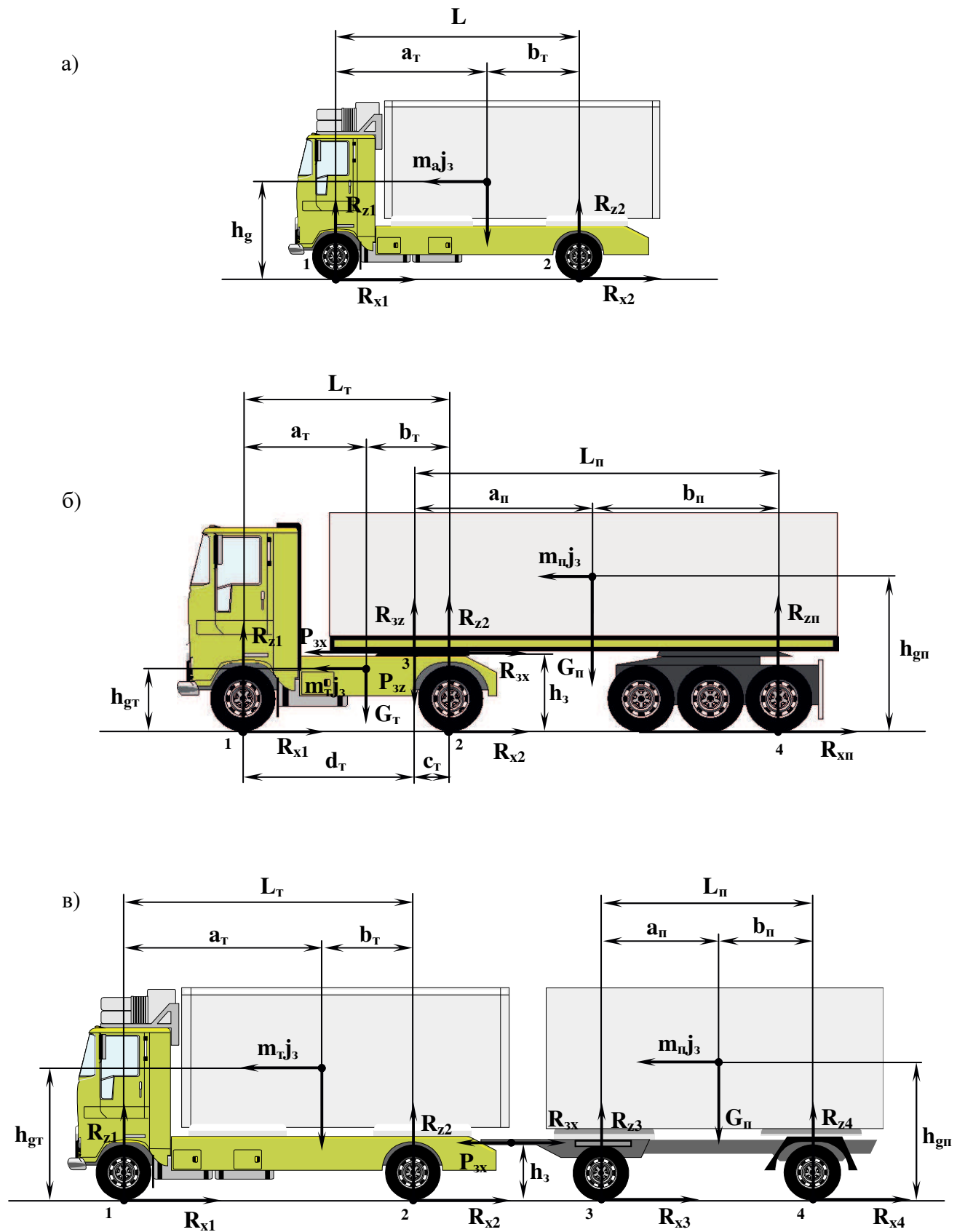


Рис. 2.4 - Схема сил, що діють на автомобіль (а), сідельний автопоїзд (б) і причіпний автопоїзд (в) при гальмуванні

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z1\max} + \gamma_{z20} + K_{z2} \cdot t. \quad (2.18)$$

В цьому випадку рівняння руху має такий вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1\max} - g \cdot \gamma_{z20} - g \cdot K_{z2} \cdot t. \quad (2.19)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву і праву частини рівняння (2.19) відповідно в межах $V_3 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримати вираз для поточної швидкості на етапі 4:

$$V = V_3 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot t - g \cdot \gamma_{z20} \cdot t - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{t^2}{2} \quad (2.20)$$

при $t = \tau_4$ – швидкість V_4 , а також шлях гальмування на етапі 4

$$S_{z4} = V_3 \cdot \tau_4 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot \frac{\tau_4^2}{2} - g \cdot \gamma_{z20} \cdot \frac{\tau_4^2}{2} - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{\tau_4^3}{6}. \quad (2.21)$$

На етапі 5. $\gamma_{z1} = \gamma_{z1\max} = Const$ і $\gamma_{z2} = \gamma_{z2\max} = Const$, тому і $\gamma_z = \gamma_{z\max} = Const$:

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max}. \quad (2.22)$$

Отже,

$$j_{уст} = -\frac{dV}{dt} = g \cdot (\gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max}). \quad (2.23)$$

Інтегрування рівняння (2.23) в межах $V_4 \dots 0$ для лівої частини і в межах $0 \dots \tau_5$ для правої дозволяє визначити тривалість етапу 5

$$\tau_5 = \frac{V_4}{g \cdot (\gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max})}, \quad (2.24)$$

а інтегрування в межах $V_4 \dots V$ і $0 \dots t$ поточну швидкість

$$V = V_4 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot t - g \cdot \gamma_{z2\max} \cdot t. \quad (2.25)$$

При, $t = \tau_5$, $V = V_5$.

Підставивши $V = \frac{dS}{dt}$ в останній вираз, можна отримати рівняння із змінними, що розділяються, інтеграція якого в межах $0 \dots S_5$ і $0 \dots \tau_5$ дає формулу для визначення гальмівного шляху на етапі 5:

$$S_{z5} = V_4 \cdot \tau_5 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot \frac{\tau_5^2}{2} - g \cdot \gamma_{z2\max} \cdot \frac{\tau_5^2}{2}. \quad (2.26)$$

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування автомобіля рівний сумі гальмівних шляхів, визначених формулами (2.5), (2.11), (2.16), (2.21), (2.26), $S_z = S_{z1} + S_{z2} + S_{z3} + S_{z4} + S_{z5}$, а також усталеного сповільнення $j_{уст}$ (2.23), отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для

даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ автомобіль володіє необхідною ефективністю гальмування.

Проте при гальмуванні КТЗ відбувається перерозподіл вертикальних навантажень на його мости і гальмівна діаграма, рис. 2.3, може змінитися при варіації конструктивних і експлуатаційних параметрів за рахунок обмеження питомих гальмівних сил (в більшості випадків по зчепленню коліс заднього моста). Можливі два варіанти співвідношення питомих гальмівних сил:

1. Гальмівні сили P_{z1} і P_{z2} , а, отже, γ_{z1} і γ_{z2} , досягають своїх граничних значень по тиск $p_{\max}$ в гальмівному приводі або по зусиллю, що допускається, на гальмівній подачі P_{ned} . Колеса обох мостів не доходять до межі по зчепленню. Тоді по гальмівній діаграмі (рис. 2.3) для кожного етапу вирішується диференціальне рівняння (2.3) і визначаються швидкість в кінці кожного етапу і гальмівний шлях на кожному етапі.

2. Гальмівна сила P_{z2} досягає своєї межі по зчепленню в певний момент часу. Це може відбутися на етапах 3 або 4 (рис. 2.3). На етапі 3 питомі гальмівні сили мостів виражаються лінійними рівняннями (2.12), (2.13).

Відомо, що при гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції, що діють на мости автомобіля, можуть бути знайдені по формулах

$$R_{z1} = \frac{G_a \cdot \left(b + j_z \cdot \frac{h}{g} \right)}{L}, \quad (2.27)$$

$$R_{z2} = \frac{G_a \cdot \left(a - j_z \cdot \frac{h}{g} \right)}{L},$$

де L – база автомобіля;

a, b – відстані від центра мас до геометричних осей обертання коліс відповідно переднього і заднього мостів.

Коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс заднього моста рівний

$$\varphi_{x2} = \frac{R_{x2}}{R_{z2}} = \frac{P_{z2}}{R_{z2}} = \frac{R_{x2} \cdot L}{G_a \cdot \left(a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right)} = \frac{\gamma_{z2} \cdot L}{a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}, \quad (2.28)$$

де R_{x2} – поздовжня (дотична) реакція поверхні дороги.

Тоді

$$\gamma_{z2} \cdot L = \varphi_{x2} \cdot \left(a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right) = \varphi_{x2} \cdot a - \varphi_{x2} \cdot j_3 \cdot \frac{h_g}{g}. \quad (2.29)$$

Підставивши в останнє рівняння значення γ_{z2} і $\frac{j_3}{g}$ з раніше приведених формул, після перетворень можна отримати

$$K_{z2} \cdot t \cdot L + h_g \cdot \varphi_{x2} \cdot (K_{z1} + K_{z2}) \cdot t = \varphi_{x2} \cdot a - h_g \cdot \varphi_{x2} \cdot \gamma_{z10}. \quad (2.30)$$

Остаточно можна записати

$$t_{zp} = \frac{\varphi_{x2} \cdot \left(a - h_g \cdot \gamma_{z10} \right)}{K_{z2} \cdot L + h_g \cdot \varphi_{x2} \cdot (K_{z1} + K_{z2})}. \quad (2.31)$$

В цей час на етапі 3 відбудеться блокування коліс заднього моста – обмежена P_{z2} по зчепленню. На гальмівній діаграмі (рис. 2.3) це показано штрихуванням.

Блокування може наступити і на етапі 4. Для цього етапу формула часу блокування, отримана аналогічно приведеній вище методиці по результативним рівняння (2.17), (2.18), приймає вигляд

$$t_{zp} = \frac{\varphi_{x2} \cdot (a - h_g \cdot \gamma_{z1\max} - h_g \cdot \gamma_{z20}) - \gamma_{z20} \cdot L}{K_{z2} \cdot (L + h_g \cdot \varphi_{x2})}. \quad (2.32)$$

Необхідно також відмітити можливість блокування коліс переднього моста автомобіля, яка повинна враховуватися по приведеній методиці.

Окрім цього, контроль блокування коліс може здійснюватися таким чином. При гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції автомобіля можуть бути знайдені по формулах (2.27).

Поздовжні (дотичні) реакції поверхні дороги визначаються по формулах

$$\begin{aligned} R_{x1} &= G_a \cdot \gamma_{z1}; \\ R_{x2} &= G_a \cdot \gamma_{z2}. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Далі необхідно визначити коефіцієнти поздовжньої сили коліс кожного моста:

$$\begin{aligned} k_{n1} &= \frac{R_{x1}}{R_{z1}} = \frac{\gamma_{z1} \cdot L}{b + j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}, \\ k_{n2} &= \frac{R_{x2}}{R_{z2}} = \frac{\gamma_{z2} \cdot L}{a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Отримані коефіцієнти поздовжній сили коліс мостів k_{n1} і k_{n2} порівнюються із заданими коефіцієнтами поздовжнього зчеплення коліс мостів з опорною поверхнею φ_{x1} і φ_{x2} . При $k_{n1} < \varphi_{x1}$ і $k_{n2} < \varphi_{x2}$ блокування коліс мостів автомобіля не наступає. Але якщо $k_{ni} = \varphi_{xi}$ – це означає початок блокування.

Таким чином, виведені формули дозволяють встановити залежність показників гальмівної ефективності (S_z і $j_{уст}$) від варіації конструктивних (m_{a1} , m_{a2} , a , b , L , h_g) і експлуатаційних (φ_{x1} , φ_{x2}) параметрів. По порівнянню набутих значень гальмівного шляху S_z і усталеного сповільнення $j_{уст}$ з їх нормованими значеннями можна встановити межі можливих варіацій перерахованих параметрів, тобто вирішити питання про допустимість відмінності параметрів модифікацій від відповідних параметрів базового автомобіля.

Процес гальмування одиночного КТЗ (двигун з'єднаний з трансмісією) передбачений для здійснення випробувань на ефективність [21, 31].

Крім того, на практиці, особливо при знижених коефіцієнтах зчеплення, рекомендується гальмувати з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна в процесі гальмування.

Випадок гальмування з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна, в теоретичному сенсі є найбільш загальним, оскільки при цьому реакції R_{x1} і R_{x2} створюються в результаті дії моментів гальмівних механізмів, гальмівного моменту двигуна і тертя в механізмах трансмісії.

На ведених колесах автомобіля гальмівний момент M створюється тільки дією гальмівних механізмів (момент M_{z1}).

На ведучих колесах автомобіля гальмівний момент M рівний сумі моментів: M_{z2} , створюваних гальмівними механізмами, і $M_{z,дв}$ – моментів, що підводяться півосями в результаті гальмівної дії двигуна і механізмів трансмісії.

Гальмівні сили (нехтуючи силами опору коченню і силами інерції від сповільнення колеса) рівні дотичним силам:

$$\begin{aligned} P_{z1} &= R_{x1} = \frac{M_{z1}}{r_{\partial}}, \\ P_{z2} &= R_{x2} = \frac{M_{z2}}{r_{\partial}}, \\ P_{z.\partial\vartheta} &= R_{x2.\partial\vartheta} = \frac{M_{z.\partial\vartheta}}{r_{\partial}}, \end{aligned} \quad (2.35)$$

r_{∂} – динамічний радіус колеса. Відповідно, можуть бути виражені питомі гальмівні сили мостів автомобіля і двигуна:

$$\begin{aligned} \gamma_{z1} &= \frac{R_{x1}}{G_a}, \\ \gamma_{z2} &= \frac{R_{x2}}{G_a}, \\ \gamma_{z2.\partial\vartheta} &= \frac{R_{x2.\partial\vartheta}}{G_a}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Загальна питома гальмівна сила

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} + \gamma_{z2.\partial\vartheta}. \quad (2.37)$$

Нехтуючи силами опору повітря P_n і опору дороги $P_{\partial} = P_k + P_{ni\partial}$ із-за їх відносної малості для вантажних КТЗ в порівнянні з силами R_{x1} , R_{x2} , $R_{x2.\partial\vartheta}$ і враховуючи вирази для питомих гальмівних сил (2.36) можна записати

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot \gamma_{z1}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma_{z2}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma_{z2.дв}}{\delta_{обр.г}}, \quad (2.38)$$

де $\delta_{обр.г}$ – коефіцієнт обліку мас, що оберталися, при гальмуванні.

Коефіцієнт $\delta_{обр.г}$ при гальмуванні в декілька раз відрізняється від коефіцієнта $\delta_{обр}$ при тяговому режимі. При передачі потужності від коліс до двигуна ККД трансмісії $\eta_{тр}$ на 5...10% менше, ніж при передачі від двигуна до ведучих коліс.

Для приблизного розрахунку $\delta_{обр.г}$ можна скористатися такою ж формулою, яка і при тяговому режимі [63]:

$$\delta_{обр.г} = 1 + \delta_{1в} \cdot U_{\kappa}^2 + \delta_{2в}. \quad (2.39)$$

Для одиночних КТЗ при їх номінальному навантаженні можна рахувати $\delta_{1в} = \delta_{2в} = 0,04$. Для автопоїздів масою m_a і кількістю коліс $z_{ка}$ при масі автомобіля-тягача m_t і кількістю його коліс $z_{кт}$

$$\delta_{1в} = 0,04 \cdot \frac{m_t}{m_a}, \quad \delta_{2в} = 0,04 \cdot \frac{m_t \cdot z_{ка}}{m_a \cdot z_{кт}}.$$

Питомі гальмівні сили мостів автомобіля γ_{z1} і γ_{z2} є функціями часу (кожна для свого етапу τ_n) і можуть бути представлені у вигляді лінійних рівнянь

$$\gamma_{z1} = K_{z1} \cdot t, \quad (2.40)$$

$$\gamma_{z2} = K_{z2} \cdot t.$$

Питома гальмівна сила $\gamma_{z2.дв}$ є функцією швидкості (рис. 2.5).

Енергія від двигуна до ведучих коліс передається через трансмісію: зчеплення, коробку передач, карданну передачу, головну передачу, диференціал і піввісь (рис. 2.6).

При цьому частина енергії витрачається на подолання тертя і на перемішування масла в агрегатах трансмісії. Для визначення втрати енергії вводять поняття ККД трансмісії η_{tr} .

$$\eta_{tr} = \eta_k \cdot \eta_{кар} \cdot \eta_\partial \cdot \eta_\varepsilon, \quad (2.41)$$

де η_k , $\eta_{кар}$, η_∂ , η_ε – коефіцієнт корисної дії (ККД) відповідно коробки передач, карданної передачі, додаткової коробки, головної передачі.

Для покращення розрахунку прийняті значення ККД трансмісії η_{tr} наведені в табл. 2.1 [48, 102].

Менші значення η_{tr} відповідають руху КТЗ при включеній проміжній передачі коробки передач, а більше – при включеній прямій передачі. Завдяки наявності в трансмісії коробки передач і головної передачі сумарний момент $M_{\varepsilon.\partial\partial}$ на ведучих колесах КТЗ, що підводяться півсями більше моменту $M_{k\max}$ двигуна:

$$M_{\varepsilon.\partial\partial} = \eta_{tr} \cdot M_{k\max} \cdot U_{tr}. \quad (2.42)$$

де $M_{k\max}$ – максимальний крутний момент двигуна

$U_{tr} = U_k \cdot U_\varepsilon \cdot U_\partial$ – передаточне число трансмісії (U_k , U_ε , U_∂ – передаточні числа коробки передач, головної передачі та додаткової коробки відповідно).

Таблиця 2.1 - Значення ККД трансмісії η_{tr} .

Легкові КТЗ	0,88 – 0,92
Вантажні КТЗ	0,80 – 0,90
КТЗ підвищеною прохідністю	0,78 – 0,85

Після підстановки виразу (2.42) в (2.35) отримуємо:

$$P_{г.дв} = R_{х2.дв} = \frac{\eta_{тр} \cdot M_{к\max} \cdot U_{тр}}{r_д}. \quad (2.43)$$

Застосовуючи ту ж методику, що і для гальмування одиночного автомобіля з від'єднаним двигуном, можна визначити швидкості в кінці кожного етапу гальмівної діаграми (рис. 2.3) і гальмівного шляху для екстреного гальмування одиночного автомобіля (двигун сполучений з трансмісією).

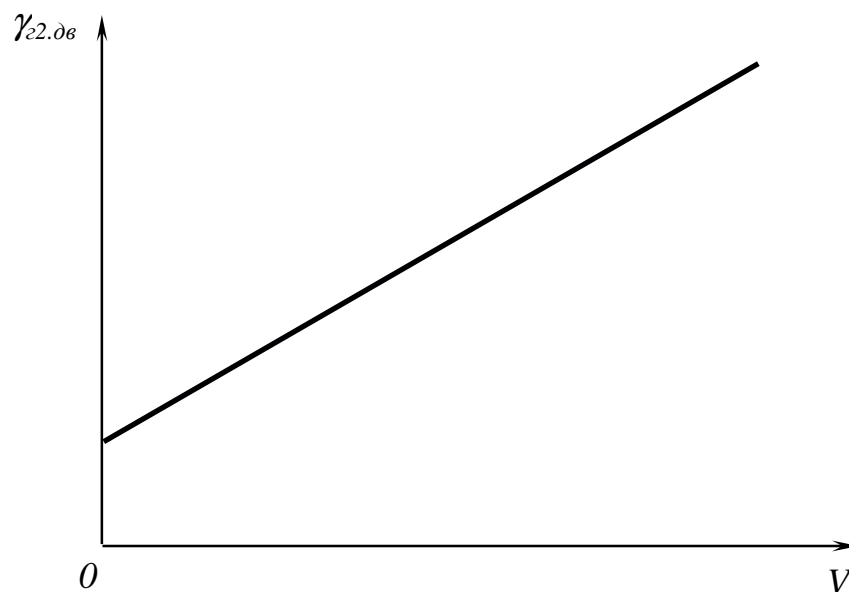


Рис. 2.5 - Залежність питомої гальмівної сили двигуна від швидкості автомобіля.

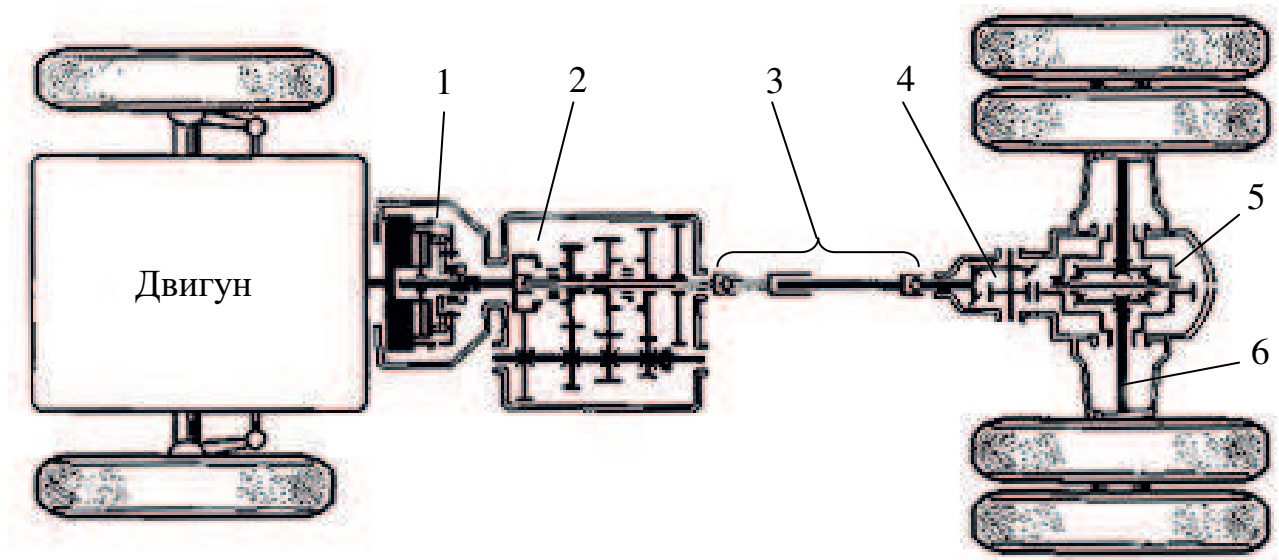


Рис. 2.6 - Схема класичної трансмісії КТЗ: 1 – зчеплення; 2 – коробка передач; 3 – карданна передача; 4 – головна передача; 5 – диференціал; 6 – піввісь.

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування автомобіля, рівний сумі гальмівних шляхів по етапах, а також усталене сповільнення $j_{уст}$, отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ автомобіль володіє необхідною ефективністю гальмування.

Проте із-за перерозподілу вертикальних навантажень по мостах при гальмуванні автомобіля можуть виникнути обмеження по $\gamma_{zi \max}$ (найімовірніше по $\gamma_{z2 \max}$), тобто колеса заднього моста блокуються, а дотична сила обмежується:

$$R_{x2 \max} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2} = \varphi_{x2} \cdot G_a \cdot \frac{a - j_3 \cdot \frac{h}{g}}{L}. \quad (2.44)$$

Або:

$$(\gamma_{z2} + \gamma_{z2\partial v})_{\max} = \varphi_{x2} \cdot \frac{a - j_3 \cdot \frac{h}{g}}{L}. \quad (2.45)$$

Це (досягнення рівності (2.44) і (2.45)) може відбутися на етапах 3 або 4 (рис. 2.3).

Необхідно також відзначити можливість блокування коліс переднього моста автомобіля, яка повинна враховуватися (аналогічно) по приведеній методиці.

Окрім цього, контроль блокування коліс може здійснюватися таким чином. Визначаються нормальні реакція автомобіля при гальмуванні на горизонтальній дорозі (2.27), поздовжні (дотичні) реакції поверхні дороги (2.33) і коефіцієнти поздовжньої сили коліс кожного моста (2.34).

У формулах (2.33) і (2.34) слід враховувати $R_{x2} + R_{x2\partial v}$ і $\gamma_{z2} + \gamma_{z2\partial v}$.

Отримані коефіцієнти поздовжньої сили коліс мостів k_{n1} і k_{n2} порівнюється із заданими коефіцієнтами поздовжнього зчеплення коліс мостів з опорною поверхнею φ_{x1} і φ_{x2} . При $k_{n1} < \varphi_{x1}$ і $k_{n2} < \varphi_{x2}$ блокування коліс мостів автомобіля не настає. Але якщо $k_{ni} = \varphi_{xi}$ – це означає початок блокування.

Таким чином, виведені формули дозволяють встановити залежність показників гальмівної ефективності (S_z і $j_{уст}$) від варіації конструктивних (m_{a1} , m_{a2} , a , b , L , h_g) і експлуатаційних (φ_{x1} , φ_{x2}) параметрів. По порівнянню отриманих значень гальмівного шляху S_z і усталеного сповільнення $j_{уст}$ можна встановити межі можливих варіацій перерахованих параметрів, тобто вирішити питання про допустимість відмінності параметрів модифікацій від відповідних параметрів базового автомобіля.

Для процесу гальмування сидельного автопоїзда характерні наступні особливості:

1. Ускладнюється гальмівна діаграма;

2. Із-за нахату в зчіпному пристрої причіпної ланки на автомобіль-тягач виникають значні сили стиснення, що викликають перерозподіл осьових реакцій на обох ланках автопоїзда, а також що можуть привести до втрати автопоїздом стійкості у вигляді так званого складання ланок.

Розрахункова схема сил, що діють на ланки сидельного автопоїзда при гальмуванні на горизонтальній дорозі, показана на рис. 2.4, б.

При складанні рівнянь рівноваги сил і моментів використовується принцип Д'Аламбера.

На схемі (рис. 2.4, б) вказані інерційні сили $m_i \cdot j_z$ прикладені в центрі мас ланок. Також вважається, що реакції R_z – проходять через центри коліс, а моменти від сил опору коченню не враховуються. Для визначення реакцій R_z розглядається окремо кожна з ланок автопоїзда із заміною зв'язку зчіпних пристроїв силами.

Для визначення нормальної реакції R_{z1} , що діє на колеса переднього моста автомобіля-тягача, прирівнюється до нуля сума моментів зовнішніх сил і сил інерція щодо точки 2 (рис. 2.4, б). Вважаючи позитивні моменти, направлені за годинниковою стрілкою, можна записати

$$R_{z1} \cdot L_T - G_T \cdot b_T - m_T \cdot j_z \cdot h_{gT} - P_{cx} \cdot h_c - P_{cz} \cdot C_T = 0, \quad (2.46)$$

де P_{cx} , P_{cz} – сили взаємодії автомобіля-тягача і напівпричепа в сидельно-зчіпному пристрої (СЗП);

h_c – висота СЗП;

C_T – горизонтальне зміщення СЗП від задньої осі автомобіля-тягача.

Після перетворень можна отримати

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b_T + j_3 \cdot \frac{h_{gT}}{g} + P_{cz} \cdot \frac{C_T}{G_T} + P_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_T}}{L_T}. \quad (2.47)$$

Аналогічно знаходиться нормальна реакція R_{z2} , що діє на колеса заднього моста автомобіля-тягача:

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a_T - j_3 \cdot \frac{h_{gT}}{g} + P_{cz} \cdot \frac{d_T}{G_T} - P_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_T}}{L_T}. \quad (2.48)$$

де $d_T = L_T - C_T$ – горизонтальне зміщення СЗП від передньої осі автомобіля-тягача.

Також знаходяться нормальна реакція R_{cz} (рівна силі P_{cz}) СЗП:

$$R_{cz} = G_{\Pi} \cdot \frac{b_{\Pi} + j_3 \cdot \frac{h_{g\Pi}}{g} - R_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_{\Pi}}}{L_{\Pi}}. \quad (2.49)$$

і нормальна реакція $R_{z\Pi}$, що діє на колеса напівпричепа:

$$R_{z\Pi} = G_{\Pi} \cdot \frac{a_{\Pi} - j_3 \cdot \frac{h_{g\Pi} - h_c}{g} - R_{c\Pi} \cdot \frac{h_c}{G_{\Pi}}}{L_{\Pi}}. \quad (2.50)$$

Диференціальне рівняння для сидельного автопоїзда при гальмуванні на горизонтальній дорозі приймає вигляд:

$$\begin{aligned}\frac{dV \cdot m_{АП}}{dt} &= -R_{x1} - R_{x2} - R_{xП}, \\ \frac{dV}{dt} &= -\frac{R_{x1}}{m_{АП}} - \frac{R_{x2}}{m_{АП}} - \frac{R_{xП}}{m_{АП}},\end{aligned}\quad (2.51)$$

де $m_{АП}$ – повна маса автопоїзда.

Диференціальне рівняння руху для сидельного автопоїзда в цілому при гальмуванні з від'єднаним двигуном має наступний вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{c1} - g \cdot \gamma_{c2} - g \cdot \gamma_{cП} = -g \cdot (\gamma_{c1} + \gamma_{c2} + \gamma_{cП}) = -g \cdot \gamma_{cАП}, \quad (2.52)$$

де $\gamma_{c1} = \frac{R_{x1}}{G_{АП}}$, $\gamma_{c2} = \frac{R_{x2}}{G_{АП}}$, $\gamma_{cП} = \frac{R_{xП}}{G_{АП}}$ – питомі гальмівні сили

відповідно переднього моста автомобіля-тягача, заднього моста автомобіля-тягача, напівпричепа;

$\gamma_{cАП}$ – загальна питома гальмівна сила автопоїзда;

$G_{АП}$ – сила тяжіння від повної маси автопоїзда.

Процес гальмування сидельного автопоїзда може бути описаний гальмівною діаграмою (рис. 2.7).

Методика побудови гальмівної діаграми (рис. 2.7) аналогічна методиці побудови гальмівної діаграми одиночного автомобіля.

Інтегруванням диференціального рівняння руху сидельного автопоїзда при гальмуванні (2.52) визначається швидкість в кінці кожного етапу, а потім,

враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$ повторним інтегруванням визначається гальмівний

шлях на кожному етапі.

Методика розрахунку аналогічна методиці розрахунку для одиночного автомобіля.

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування сидельного автопоїзда (двигун від'єднаний від трансмісії), рівний сумі гальмівних шляхів, визначених на кожному етапі гальмівної діаграми (рис. 2.7), а також усталене сповільнення $j_{уст}$, отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq j_{уст}$ сидельний автопоїзд володіє необхідною ефективністю гальмування.

Необхідно відзначити, що існує можливість блокування коліс мостів автомобіля-тягача і напівпричепа. Контроль блокування коліс проводяться по методиці, аналогічній методиці для одиночного автомобіля.

Для визначення зусилля $P_{cx} = R_{cx}$ в СЗП складається окремо для кожної ланки сидельного автопоїзда диференціальне рівняння руху при гальмуванні.

Для автомобіля-тягача

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x1}}{m_T} - \frac{R_{x2}}{m_T} + \frac{P_{cx}}{m_T}, \quad (2.53)$$

де m_T – маса автомобіля-тягача.

Для напівпричепа

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x\Pi}}{m_{\Pi}} - \frac{P_{cx}}{m_{\Pi}}, \quad (2.54)$$

де m_{Π} – маса напівпричепа.

Якщо вважати, що зчіпний пристрій жорсткий і не має зазорів, то $j_{зТ} = j_{зП}$. Прирівнюючи праві частини рівності (2.53) і (2.54), після перетворень можна отримати вираз для визначення зусилля $P_{cx} = R_{cx}$ в СЗП:

$$P_{cx} = g \cdot m_T \cdot \left(\gamma_{зТ} \cdot \frac{m_{П}}{m_T} - \gamma_{зП} \right), \quad (2.55)$$

де $\gamma_{зТ} = \gamma_{з1} + \gamma_{з2}$ і $\gamma_{зП}$ – питомі гальмівні сили відповідно автомобіля-тягача і напівпричепа.

Таким чином, відповідно до останньої формули, взаємодія автомобіля-тягача і напівпричепа в процесі гальмування залежить від співвідношення питомих гальмівних сил $\gamma_{зТ}$ і $\gamma_{зП}$.

При гальмуванні з не від'єднаним двигуном диференціальне рівняння руху сидельного автопоїзда приймає наступний вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \frac{\gamma_{з1}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{з2}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{з2\partial в}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{зП}}{\delta_{обр.г}}, \quad (2.56)$$

де $\gamma_{з2\partial в} = \frac{R_{х2\partial в}}{G_{АП}}$ – питома гальмівна сила двигуна;

Коефіцієнт $\delta_{обр.г}$ аналогічно визначається для автопоїздів за формулою (2.39).

Загальна питома гальмівна сила

$$\gamma_{зАП} = \gamma_{з1} + \gamma_{з2} + \gamma_{з2\partial в} + \gamma_{зП}. \quad (2.57)$$

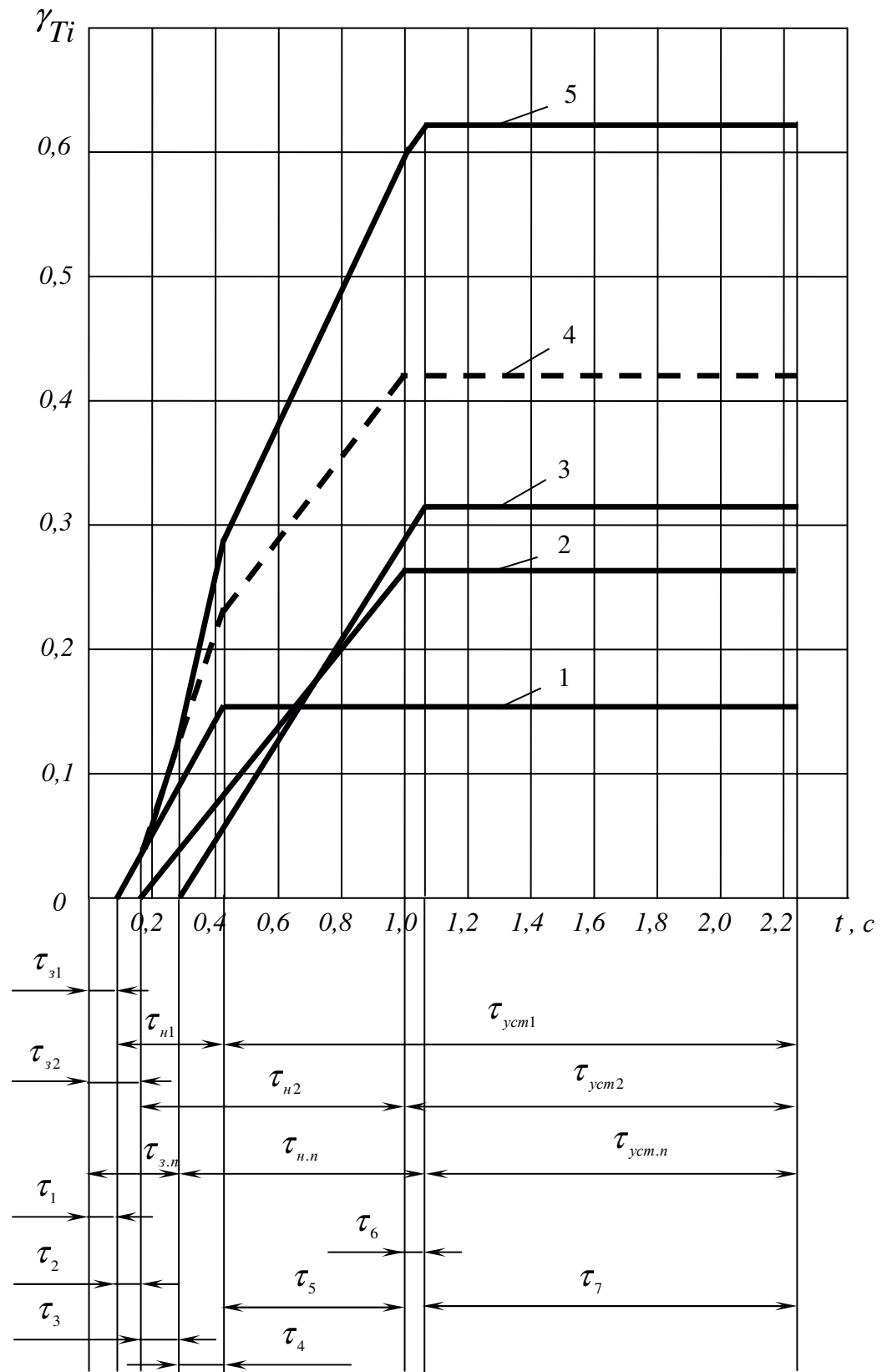


Рис. 2.7 - Гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-5410 + ОдАЗ-9370:
 1 – 5 – питомі гальмівні сили відповідно переднього моста тягача, візка,
 напівпричепа, тягача, автопоїзда.

Застосовуючи ту ж методику, що і для гальмування одиночного автомобіля з не від'єднаним двигуном, можна визначити швидкості в кінці кожного етапу гальмівної діаграми (рис. 2.7) і гальмівного шляху для екстреного гальмування сидельного автопоїзда (двигун з'єднаний з трансмісією).

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування сидельного автопоїзда (двигун з'єднаний з трансмісією), рівний сумі гальмівні шляхів, отриманих на кожному етапі гальмівної діаграми (мал. 2.7), а також усталене сповільнення $j_{уст}$ отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ сидельний автопоїзд володіє необхідною ефективністю гальмування.

Слід відмітити, що в цьому випадку можливе блокування коліс мостів автомобіля-тягача і напівпричепа. Контроль блокування коліс проводиться по методиці, аналогічній методиці для одиночного автомобіля.

Процес гальмування причіпного автопоїзда. Користуючись схемою сил (рис. 2.4, в), що діють на ланки причіпного автопоїзда при гальмуванні на горизонтальній дорозі, можна визначати нормальні реакції, такі, що діють на колеса кожного з мостів автопоїзда. Аналогічно методиці, що використана для сидельного автопоїзда, можна отримати формули для нормальних реакцій, що діють на колеса:

переднього моста автомобіля-тягача:

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b_T + j_z \cdot \frac{h_{gT}}{g} + P_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_T}}{L_T}, \quad (2.58)$$

заднього моста автомобіля-тягача:

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a_T - j_3 \cdot \frac{h_{gT}}{g} - P_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_T}}{L_T}, \quad (2.59)$$

переднього моста причепа:

$$R_{z3} = G_{\Pi} \cdot \frac{b_{\Pi} + j_3 \cdot \frac{h_{g\Pi}}{g} - R_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_{\Pi}}}{L_{\Pi}}, \quad (2.60)$$

заднього моста причепа:

$$R_{z4} = G_{\Pi} \cdot \frac{a_{\Pi} - j_3 \cdot \frac{h_{g\Pi}}{g} - R_{cx} \cdot \frac{h_c}{G_{\Pi}}}{L_{\Pi}}. \quad (2.61)$$

Диференціальне рівняння для причіпного автопоїзда при гальмуванні на горизонтальній дорозі має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dV \cdot m_{АП}}{dt} &= -R_{x1} - R_{x2} - R_{x3} - R_{x4}, \\ \frac{dV}{dt} &= -\frac{R_{x1}}{m_{АП}} - \frac{R_{x2}}{m_{АП}} - \frac{R_{x3}}{m_{АП}} - \frac{R_{x4}}{m_{АП}}. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Диференціальне рівняння руху для причіпного автопоїзда в цілому при гальмуванні з від'єднаним двигуном приймає наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2} - g \cdot \gamma_{z3} - g \cdot \gamma_{z4} = -g \cdot (\gamma_{z1} + \gamma_{z2} + \gamma_{z3} + \gamma_{z4}) = \\ &= -g \cdot \gamma_{zAP}, \end{aligned} \quad (2.63)$$

$$\text{де } \gamma_{z1} = \frac{R_{x1}}{G_{AP}}, \gamma_{z2} = \frac{R_{x2}}{G_{AP}}, \gamma_{z3} = \frac{R_{x3}}{G_{AP}}, \gamma_{z4} = \frac{R_{x4}}{G_{AP}} - \text{питомі гальмівні}$$

сили відповідно переднього моста автомобіля-тягача, заднього моста автомобіля-тягача, переднього моста причепа, заднього моста причепа.

Процес гальмування причіпного автопоїзда може бути описаний гальмівною діаграмою (рис. 2.8).

Інтегрування диференціального рівняння руху причіпного автопоїзда при гальмуванні (2.63) визначається швидкість в кінці кожного етапу, а потім, враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, повторним інтегруванням визначається гальмівний шлях на кожному етапі. Методика розрахунку аналогічна методиці розрахунку для одиночного автомобіля.

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування причіпного автопоїзда (двигун від'єднаний від трансмісії), рівний сумі гальмівних шляхів, отриманих на кожному етапі гальмівної діаграми (рис. 2.8), а також усталене сповільнення $j_{уст}$, отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ причіпний автопоїзд володіє необхідною ефективністю гальмування.

Контроль блокування коліс мостів проводяться по методиці, аналогічній методиці для одиночного автомобіля.

Для визначення зусилля $P_{cx} = R_{cx}$ в тягово-зчіпному пристрої (ТЗП) складається окремо для кожної ланки причіпного автопоїзда диференціальне рівняння руху при гальмуванні.

Для автомобіля-тягача

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x1}}{m_T} - \frac{R_{x2}}{m_T} + \frac{P_{cx}}{m_T}. \quad (2.64)$$

Для причепа

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x3}}{m_{\Pi}} - \frac{R_{x4}}{m_{\Pi}} - \frac{P_{cx}}{m_{\Pi}}. \quad (2.65)$$

Якщо вважати, що зчіпний пристрій жорсткий і не має зазорів, аналогічно сидельному автопоїзду, прирівнюючи праві частини рівності (2.64) і (2.65), після перетворень можна отримати вираз для визначення зусилля $P_{cx} = R_{cx}$ в ТЗП:

$$P_{cx} = -g \cdot m_T \cdot \left(\gamma_{zT} \cdot \frac{m_{\Pi}}{m_T} - \gamma_{z\Pi} \right), \quad (2.66)$$

де $\gamma_{zT} = \gamma_{z1} + \gamma_{z2}$ і $\gamma_{z\Pi} = \gamma_{z3} + \gamma_{z4}$ – питомі гальмівні сили відповідно автомобіля-тягача і причепа.

Таким чином відповідно до останньої формули, взаємодія автомобіля-тягача і причепа в процесі гальмування залежить від співвідношення питомих гальмівних сил γ_{zT} і $\gamma_{z\Pi}$.

При гальмуванні з не від'єднаним двигуном диференціальне рівняння руху причіпного автопоїзда приймає наступний вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \frac{\gamma_{z1}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{z2}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{z2.дв}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{z3}}{\delta_{обр.г}} - g \cdot \frac{\gamma_{z4}}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.67)$$

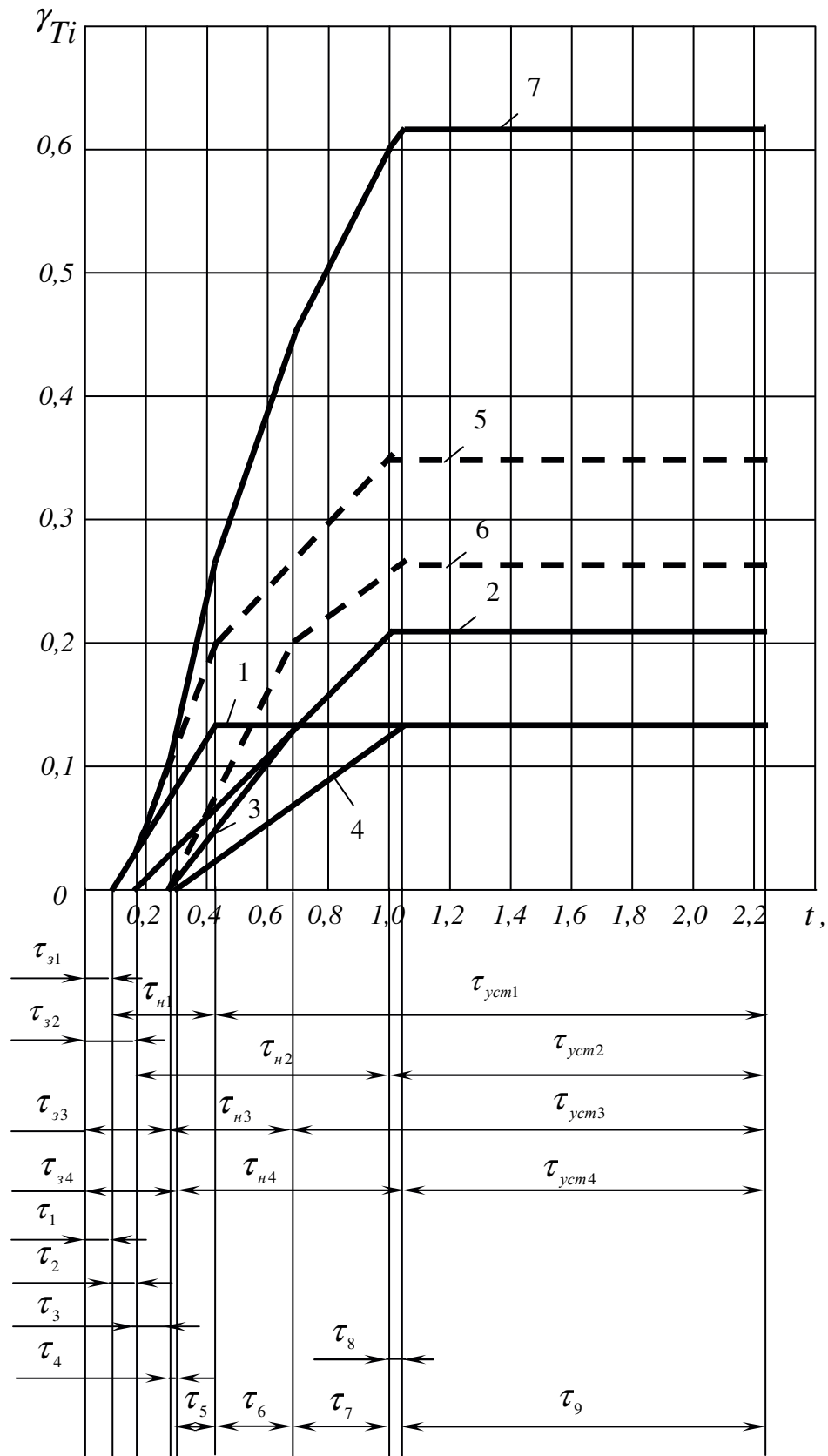


Рис. 2.8 - Гальмівна діаграма причіпного автопоїзда КамАЗ-53205 + ГКБ-8350: 1 – 7 – питомі гальмівні сили відповідно переднього моста тягача, візка, переднього моста причепа, заднього моста причепа, тягача, причепа, автопоїзда.

Загальна питома гальмівна сила

$$\gamma_{\text{зАП}} = \gamma_{\text{з1}} + \gamma_{\text{з2}} + \gamma_{\text{з2.дв}} + \gamma_{\text{з3}} + \gamma_{\text{з4}}. \quad (2.68)$$

Застосовуючи ту ж методику, що і для гальмування одиночного автомобіля з не від'єднаним двигуном, можна визначити швидкості в кінці кожного етапу гальмівної діаграми (рис. 2.8) і гальмівного шляху для екстреного гальмування сидельного автопоїзда (двигун з'єднаний з трансмісією).

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування причіпного автопоїзда (двигун сполучений з трансмісією), рівний сумі гальмівних шляхів, визначуваних на кожному етапі гальмівної діаграми (рис. 2.8), а також усталене сповільнення $j_{уст}$, отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ причіпний автопоїзд володіє необхідною ефективністю гальмування.

Контроль блокування коліс мостів автомобіля-тягача і прицепа проводиться по методиці, аналогічній методиці для одиночного автомобіля.

Визначення ефективності ЗГС. ЗГС повинна бути такою, щоб ефективність її дії забезпечувалася при будь-якій відмові робочої гальмівної системи. Дія ЗГС повинна бути плавною і регульованою [21].

ЗГС може бути спеціальною автономною системою і одним з контурів робочої гальмівної системи. У останньому випадку кожен контур РГС повинен при відмові іншого забезпечувати гальмування з ефективністю, не меншою 50% норми, прийнятих для всієї робочої гальмівної системи [21].

Якщо в якості ЗГС використовується один з контурів двоконтурної робочої гальмівної системи, то гальмівний шлях S_z і усталене сповільнення $j_{уст}$ залежать від схеми гальмівної системи і від того, який з контурів

відмовив. Якщо використовується схема, у якій один з контурів забезпечує гальмування передніх коліс, а другий – задніх, то при відмові контура передніх коліс можна записати (рис. 2.4, а):

$$\frac{dV \cdot m_a}{dt} = -P_{\kappa 1} - R_{x2} = -G_{a1} \cdot f_a - R_{x2}, \quad (2.69)$$

звідки

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{G_{a1} \cdot f_a}{m_a} - \frac{R_{x2}}{m_a}, \quad (2.70)$$

де $P_{\kappa 1}$ – сила опору коченню переднього моста автомобіля;

G_{a1} – сила тяжіння від маси автомобіля переднього моста;

f_a – середній коефіцієнт опору коченню з урахуванням додаткових сил опору руху.

Диференціальне рівняння руху автомобіля при гальмуванні в цьому випадку записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{m_{a1} \cdot g \cdot f_a}{m_a} - \frac{R_{x2}}{m_a} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2}. \quad (2.71)$$

Процес гальмування автомобіля може бути описаний графіком залежності $\gamma_z = f(t)$ (рис. 2.9) – гальмівною діаграмою.

Як видно з рис. 2.9, гальмівна діаграма складається з трьох етапів (за часом). Далі методика визначення швидкості і гальмівного шляху по етапах визначається аналогічно методиці для одиночного автомобіля.

На етапах 1, 2 і 3:

$$\gamma_{z1} = \frac{m_{a1} \cdot f_a}{m_a} = \text{Const}. \quad (2.72)$$

На етапі 1. $\gamma_{z2} = 0$.

Питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \frac{m_{a1} \cdot f_a}{m_a}. \quad (2.73)$$

Рівняння руху при цьому записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1}. \quad (2.74)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості на етапі 1

$$V = V_0 - g \cdot \gamma_{z1} \cdot t. \quad (2.75)$$

При $t = \tau_2$ ця швидкість рівна початковій швидкості V_1 на етапі 2.

Враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, формулу (2.75) можна представити як диференціальне рівняння із змінними, що розділяється

$$dS = V_0 \cdot dt - g \cdot \gamma_{z1} \cdot t \cdot dt, \quad (2.76)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots S_1$ для лівої частини і $0 \dots \tau_1$ для правої, можна отримати гальмівний шлях на етапі 1

$$S_{z1} = V_0 \cdot \tau_1 - g \cdot \gamma_{z1} \cdot \frac{\tau_1^2}{2}. \quad (2.77)$$

На етапі 2. γ_{z2} змінюється по лінійному закону:

$$\gamma_{z2} = K_{z2} \cdot t. \quad (2.78)$$

Тоді питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \frac{m_{a1} \cdot f_a}{m_a} + K_{z2} \cdot t, \quad (2.79)$$

а рівняння руху записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot K_{z2} \cdot t. \quad (2.80)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву і праву частини рівняння (2.80) відповідно в межах $V_1 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримувати вираз для поточної швидкості на етапі 2:

$$V = V_1 - g \cdot \gamma_{z1} \cdot t - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{t^2}{2}, \quad (2.81)$$

а з нього при $t = \tau_2$ – швидкість V_2 , а також шлях гальмування на етапі 2:

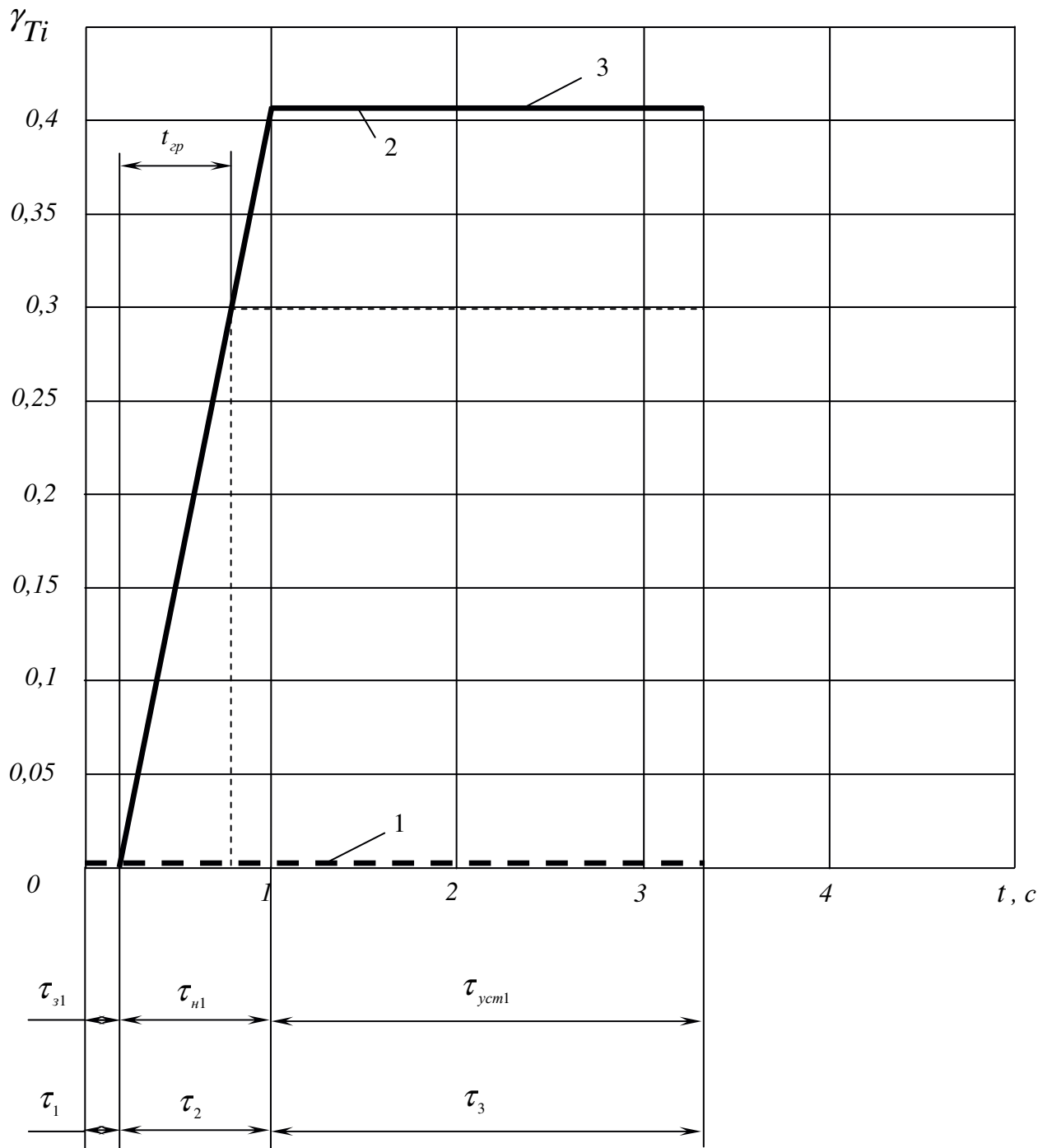


Рис. 2.9 - Гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-53205 при відмові контура передніх коліс: 1 - 3 – питомі гальмівні сили відповідно переднього моста, візка, автомобіля.

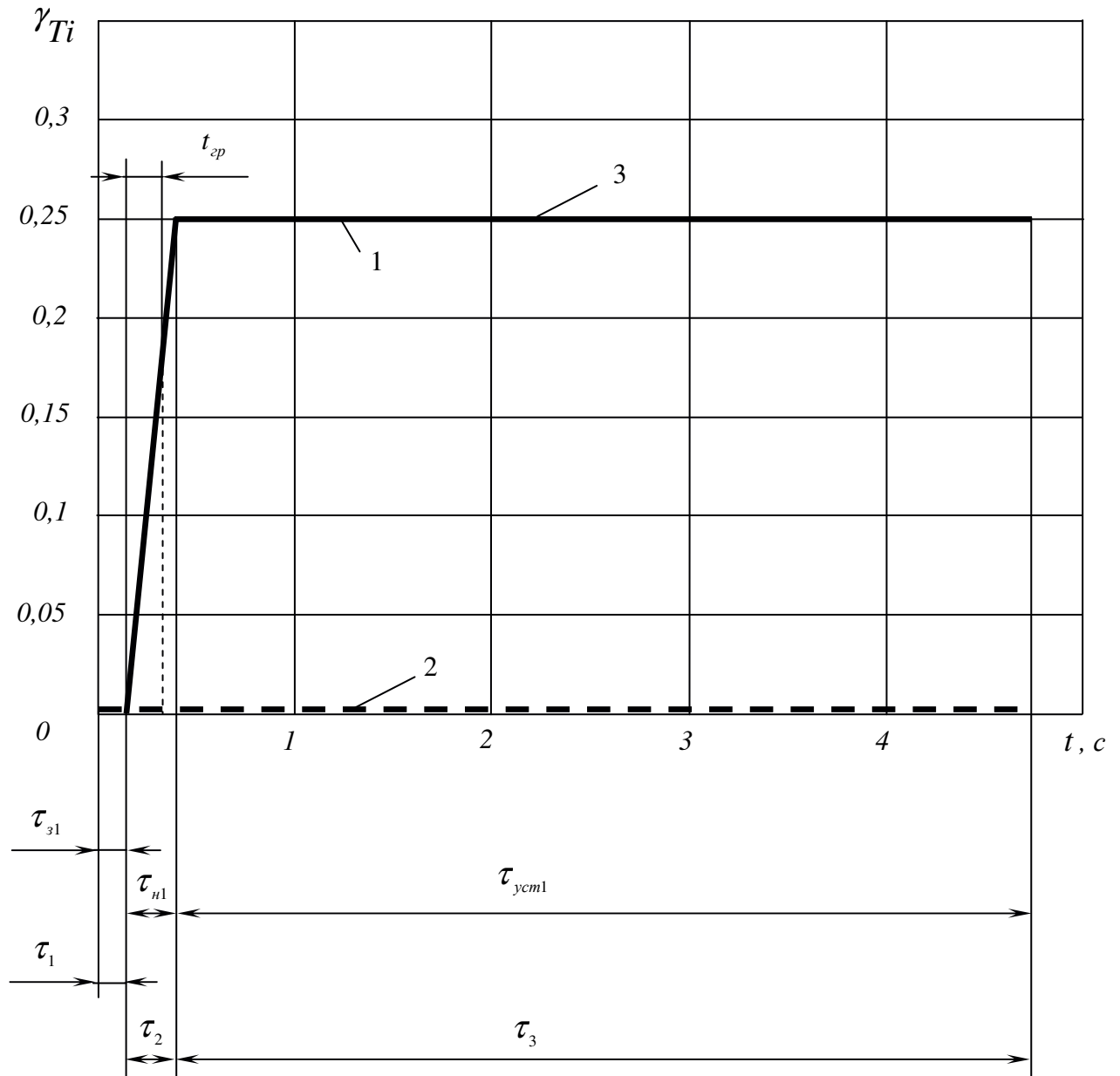


Рис. 2.10 - Гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-53205 при відмові контура задніх коліс: 1 - 3 – питомі гальмівні сили відповідно переднього моста, візка, автомобіля.

$$S_{z2} = V_1 \cdot \tau_2 - g \cdot \gamma_{z1} \cdot \frac{\tau_2^2}{2} - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{\tau_2^3}{6}. \quad (2.82)$$

На етапі 3. $\gamma_{z2} = \gamma_{z2\max} = \text{Const}$, тому

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \frac{m_{a1} \cdot f_a}{m_a} + \gamma_{z2\max}, \quad (2.83)$$

В цьому випадку

$$j_{yсм} = -\frac{dV}{dt} = g \cdot \gamma_z. \quad (2.84)$$

Інтегрування рівняння (2.84) в межах $V_2 \dots 0$ для лівої частини і в межах $0 \dots \tau_3$ для правої дозволяє визначити тривалість етапу 3

$$\tau_3 = \frac{V_2}{g \cdot \gamma_z}, \quad (2.85)$$

а інтегрування в межах $V_2 \dots V$ і $0 \dots t$ поточну швидкість

$$V = V_2 - g \cdot \gamma_z \cdot t. \quad (2.86)$$

При $t = \tau_3$, $V = V_3$.

Підставивши $V = \frac{dS}{dt}$ у вираз (2.86), можна отримувати рівняння із змінними, що розділяються, інтегрування якого в межах $0 \dots S_3$ і $0 \dots \tau_3$ дає формулу для визначення гальмівного шляху на етапі 3:

$$S_{z3} = V_2 \cdot \tau_3 - g \cdot \gamma_z \cdot \frac{\tau_3^2}{2}. \quad (2.87)$$

Повний гальмівний шлях екстреного гальмування автомобіля при відмові контура передніх коліс рівний сумі гальмівних шляхів, отриманих формулами (2.77) (2.82) (2.87): $S_z = S_{z1} + S_{z2} + S_{z3}$.

При відмові контура задніх коліс матимемо (рис. 2.4, а):

$$\frac{dV \cdot m_a}{dt} = -R_{x1} - P_{\kappa 2} = -R_{x1} - G_{a2} \cdot f_a, \quad (2.88)$$

звідки

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x1}}{m_a} - \frac{G_{a2} \cdot f_a}{m_a}, \quad (2.89)$$

де $P_{\kappa 2}$ – сила опору коченню заднього моста автомобіля;

G_{a2} – сила тяжіння від маси автомобіля, що припадає на задній міст.

Диференціальне рівняння руху автомобіля при гальмуванні в цьому випадку записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{R_{x1}}{m_a} - \frac{m_{a2} \cdot g \cdot f_a}{m_a} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2}. \quad (2.90)$$

Процес гальмування автомобіля може бути описаний графіком залежності $\gamma_z = f(t)$ (рис. 2.10) – гальмівною діаграмою.

Як видно з рис. 2.10, гальмівна діаграма складається з трьох етапів (за часом).

Аналогічно попередньому випадку визначаються швидкість і гальмівний шлях по етапах.

На етапах 1, 2 і 3:

$$\gamma_{z2} = \frac{m_{a2} \cdot f_a}{m_a} = \text{Const.} \quad (2.91)$$

На етапі 1. $\gamma_{z1} = 0$.

Питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \frac{m_{a2} \cdot f_a}{m_a}. \quad (2.92)$$

Рівняння руху при цьому записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z2}. \quad (2.93)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V$, а праву в межах $0 \dots t$, можна набути поточного значення швидкості на етапі 1

$$V = V_0 - g \cdot \gamma_{z2} \cdot t. \quad (2.94)$$

При $t = \tau_1$ ця швидкість рівна початковій швидкості V_1 на етапі 2.

Враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, формулу (2.94) можна представити як диференціальне рівняння із змінними, що розділяються

$$dS = V_0 \cdot dt - g \cdot \gamma_{e2} \cdot t \cdot dt, \quad (2.95)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots S_1$ для лівої частини і $0 \dots \tau_1$ для правої, можна отримати гальмівний шлях на етапі 1

$$S_{e1} = V_0 \cdot \tau_1 - g \cdot \gamma_{e2} \cdot \frac{\tau_1^2}{2}. \quad (2.96)$$

На етапі 2. γ_{e1} змінюється по лінійному закону:

$$\gamma_{e1} = K_{e1} \cdot t. \quad (2.97)$$

Тоді питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_e = \gamma_{e1} + \gamma_{e2} = K_{e1} \cdot t + \frac{m_{a2} \cdot f_a}{m_a}, \quad (2.98)$$

а рівняння руху записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{e1} - g \cdot \gamma_{e2} = -g \cdot K_{e1} \cdot t - g \cdot \gamma_{e2}. \quad (2.99)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву і праву частини рівняння (2.99) відповідно в межах $V_1 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримати вираз для поточної швидкості на етапі 2:

$$V = V_1 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{t^2}{2} - g \cdot \gamma_{z2} \cdot t, \quad (2.100)$$

а з нього при $t = \tau_2$ – швидкість V_2 , а також шлях гальмування на етапі 2:

$$S_{z2} = V_1 \cdot \tau_2 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{\tau_2^3}{6} - g \cdot \gamma_{z2} \cdot \frac{\tau_2^2}{2}. \quad (2.101)$$

На етапі 3. $\gamma_{z1} = \gamma_{z1 \max} = \text{Const}$,

тому

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z1 \max} + \frac{m_{a2} \cdot f_a}{m_a}. \quad (2.102)$$

Формули для визначення усталеного сповільнення (2.84), тривалості 3-го етапу (2.85), поточної швидкості (2.86) і гальмівного шляху на 3-ем етапі (2.87) залишаються справедливими для даного випадку.

Повний гальмівний шлях екстреного гальмування автомобіля при відмові контура задніх, коліс рівний сумі гальмівних шляхів, визначуваних формулами (2.96) (2.101) (2.87): $S_z = S_{z1} + S_{z2} + S_{z3}$.

Для перевірки забезпечених вимог, що пред'являються до ефективності ЗГС, повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування автомобіля, а також усталене сповільнення $j_{уст}$ (2.84), отримані розрахунком (при відмові відповідного контура), порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{уст} \geq [j_{уст}]$ автомобіль володіє необхідною ефективністю гальмування.

Проте при гальмуванні автомобіля відбувається перерозподіл вертикальних навантажень на мости і гальмівні діаграми (рис. 2.9, рис. 2.10) можуть змінитися при варіації конструктивних і експлуатаційних параметрів за рахунок обмеження питомих гальмівних сил. Можливі два варіанти співвідношення питомих гальмівних сил:

1. Гальмівні сили P_{z1} (при відмові контура задніх коліс) і P_{z2} (при відмові контура передніх коліс), і, відповідно γ_{z1} і γ_{z2} , досягають своїх граничних значень по тиску $P_{\max}$ в гальмівному приводі або по зусиллю, що допускається, на гальмівній педалі P_{ped} . Колеса мостів автомобіля не доходять до межі по зчепленню. Тоді по гальмівній діаграмі (рис. 2.9, рис. 2.10) для кожного етапу вирішується відповідне диференціальне рівняння (2.71), (2.90) і визначаються швидкість в кінці кожного етапу і гальмівний шлях на кожному етапі.

2. Гальмівні сили P_{z1} (при відмові контура задніх коліс) і P_{z2} (при відмові контура передніх коліс) досягають своїх меж по зчепленню у відповідні моменти часу. Це може відбутися на етапі 2 (рис. 2.9, рис. 2.10).

Формули часу блокування, які визначаються аналогічно методиці для одиночного автомобіля, мають вигляд:

- для випадку відмови контура передніх коліс (початкові рівняння (2.72) (2.78) (2.79) (2.27)):

$$t_{zp} = \varphi_{x2} \cdot \frac{a - h_g \cdot m_{a1} \cdot \frac{f_a}{m_a}}{K_{z2} \cdot \left(L + h_g \cdot \varphi_{x2} \right)}, \quad (2.103)$$

- для випадку відмови контура задніх коліс (початкові рівняння (2.91) (2.97) (2.98) (2.27)):

$$t_{zp} = \varphi_{x1} \cdot \frac{b + h_g \cdot m_{a2} \cdot \frac{f_a}{m_a}}{K_{z1} \cdot \left(L - h_g \cdot \varphi_{x1} \right)}. \quad (2.104)$$

Формула (2.103) відповідає моменту блокування коліс заднього моста (обмеження P_{z2} по зчепленню), а формула (2.104) – моменту блокування коліс переднього моста (обмеження P_{z1} по зчепленню). На гальмівних діаграмах (рис. 2.9, рис. 2.10) це показано штрих пунктирними лініями.

Окрім цього, контроль блокування коліс для розглянутих випадків може здійснюватися по формулах (2.34), виведеним для РГС, і що залишається справедливими для ЗГС. Коефіцієнти поздовжньої сили коліс мостів k_{n1} і k_{n2} порівнюються із заданими коефіцієнтами поздовжнього зчеплення коліс мостів з опорною поверхнею φ_{x1} і φ_{x2} . При $k_{n1} < \varphi_{x1}$ і $k_{n2} < \varphi_{x2}$ блокування коліс мостів автомобіля не настає. Але якщо $k_{ni} = \varphi_{xi}$ – це означає початок блокування.

Таким чином, виведені формули дозволяють встановити залежність показників гальмівної ефективності (S_z і $j_{уст}$) від варіації конструктивних (m_{a1} , m_{a2} , a , b , L , h_g) і експлуатаційних (φ_{x1} , φ_{x2}) параметрів.

Визначення ефективності СГС. Важливою вимогою до стоянкової гальмівної системи є забезпечення певної тривалості (не менш ніж 5 хв на ділянці дороги з нормативним поздовжнім ухилом [30], її впливу на стоячий КТЗ, тобто вона повинна без присутності водія забезпечувати нерухомість КТЗ на підйомі [21] і спуску. Це, як правило, досягається механічним блокуванням коліс, трансмісії за допомогою ручного приводу або із застосуванням акумулятора енергії, причому у другому випадку не повинно бути витрати енергії в процесі стоянкового гальмування.

Механічний привод і акумулятор енергії повинні стало підтримувати приводне зусилля постійним по величині у весь час стоянки [21].

Від стоянкової гальмівної системи також вимагається, щоб її орган керування й передавальний механізм привода були незалежні від робочої гальмової системи [30].

Керування стоянковою гальмівною системою одиночного автомобіля або автопоїзда повинне здійснюватися з робочого місця водія [21].

Показниками ефективності стоянкової гальмівної системи є сумарна гальмівна сила $\sum P_z$ або поздовжній ухил дороги i , на якій КТЗ повинен залишатися нерухомим визначений час. Для розрахунку цих показників можна скористатися формулами [30]:

$$\sum P_z = 0,01 \cdot g \cdot m_a \cdot i, \quad (2.105)$$

$$i = \frac{\sum P_z \cdot 100\%}{g \cdot m_a}. \quad (2.106)$$

Відповідно до [30, 31] випробування стоянкової гальмівної системи проводяться методом його загальмовування КТЗ повної маси при розташуванні його на ухилі, як для руху униз, так і нагору або методом динамічного випробування КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії. Випробування проводяться при повній масі КТЗ; при розташуванні КТЗ для руху як униз, так і нагору на ухилі або як вперед на горизонтальній дорозі.

Випробування СГС методом загальмовування на ухилі полягає у визначенні надійності утримання КТЗ на ухилі відповідно до вимог [30]: сумарна гальмівна сила $\sum P_z$ СГС КТЗ, що перебуває в експлуатації, повинна забезпечувати утримання повністю навантаженого транспортного засобу на ухилі не менш: 16% – категорії N, категорії O і автопоїздів. Відповідно до [21] (для виробництва) стоянкова гальмівна система повинна утримувати КТЗ

повної маси в нерухомому стані на ухилі 18%; стоянкова гальмівна система автомобіля-тягача повинна утримувати весь автопоїзд на спуску або підйомі з ухилом 12%.

Зусилля на ручному органі керування СГС для КТЗ категорії N не повинне перевищувати 588 Н (60 кгс) [21, 30].

Як відомо, величина сумарної гальмівної сили дорівнює (2.35):

$$\sum P_z = P_{z2} = \frac{M_{z2}}{r_d}.$$

На рис. 2.11, а, показана схема сил, що діють на КТЗ, загальмований стоянковою гальмівною системою на ухилі.

При сертифікації без випробувань величина гальмівного моменту M_{z2} , а, отже, сумарної гальмівної сили $\sum P_z$, визначається з розгляду схеми сил, що діють на колодки барабанного гальмівного механізму.

На рис. 2.12, а, показана схема сил, що діють на колодки найпоширенішого гальмівного механізму з рівними переміщеннями колодок і однобічним розташуванням опор, що широко застосовується на вантажних автомобілях сімейств КамАЗ та на інших транспортних засобах [67].

При аналізі силової взаємодії гальмівних колодок з гальмівним барабаном приймаються наступні допущення:

- накладки розташовані симетрично щодо горизонтальної осі;
- рівнодіючі елементарних нормальних сил проходять через центр гальмівного механізму;
- тиск по довжині накладки розподілено рівномірно.

Колодка, що моментом тертя додатково притискається до гальмового барабана, називається активною; колодка, що моментом тертя віджимається від гальмового барабана – пасивною.

Профіль розтискного кулака (рис. 2.12, а) симетричний, колодки мають однакову конструкцію й рівну жорсткість, тому переміщення й деформації колодок, накладок і гальмівного барабана однакові. Із цього слідує, що нормальні сили, що діють із боку гальмівного барабана на колодки (P'_H і P''_H), а, отже, і сили тертя, що діють на колодки (P'_τ і P''_τ), однакові на обох колодках. Однак приводні сили, що діють із боку приводного пристрою на робочі кінці колодок (P' і P''), не однакові, тому що активна колодка сприймає меншу приводну силу в порівнянні з пасивною:

$$P'_H = P''_H; P'_\tau = P''_\tau; P' \neq P''. \quad (2.107)$$

Для активне колодки сума моментів сил щодо точки опори колодки:

$$P' \cdot h + P'_\tau \cdot r_{\bar{o}} - k_0 \cdot P'_H \cdot a = 0, \quad (2.108)$$

де h – відстань від осі розтискного кулака до осі опори колодки;

$r_{\bar{o}}$ – радіус барабана;

a – відстань від осі опори колодки до горизонтальної осі.

Беручи до уваги, що

$$P'_\tau = \mu \cdot P'_H; P^0_H = k_0 \cdot P'_H, \quad (2.109)$$

де μ – коефіцієнт тертя фрикційної пари барабан-колодка;

k_0 – коефіцієнт урахування дотичних сил;

P^0_H – умовна рівнодіючих сил тертя, можна записати:

$$P_{\tau}^I = P^I \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.110)$$

Момент тертя, створюваний активною колодкою,

$$M_{тер}^I = P_{\tau}^I \cdot r_{\bar{o}} = P^I \cdot r_{\bar{o}} \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.111)$$

При $k_0 \cdot a = \mu \cdot r_{\bar{o}}$, $M_{тер}^I = \infty$; гальмівний механізм заклинюється.

Для пасивної колодки сума моментів сил щодо точки опори колодки:

$$P_{\tau}^{II} \cdot h - P_{\tau}^{II} \cdot r_{\bar{o}} - k_0 \cdot P_n^{II} \cdot a = 0. \quad (2.112)$$

Беручи до уваги, що

$$P_{\tau}^{II} = \mu \cdot P_n^{II}; \quad P_n^0 = k_0 \cdot P_n^{II}, \quad (2.113)$$

можна записати:

$$P_{\tau}^{II} = P^{II} \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.114)$$

Момент тертя, створюваний пасивною колодкою,

$$M_{тер}^{II} = P_{\tau}^{II} \cdot r_{\bar{o}} = P^{II} \cdot r_{\bar{o}} \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.115)$$

Сумарний момент гальмівного механізму (гальмівний момент, створюваний обома колодками)

$$M_z = M_{тер}^I + M_{тер}^{II} = r_{\bar{o}} \cdot \mu \cdot h \cdot \left(\frac{P^I}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}} + \frac{P^{II}}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}} \right). \quad (2.116)$$

Формули (2.109) і (2.113) для визначення рівнодіючих нормальних сил, що діють із боку гальмового барабана на колодки, мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} P_n^I &= P^I \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}}, \\ P_n^{II} &= P^{II} \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \end{aligned} \quad (2.117)$$

З урахуванням (2.107):

$$P^I \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}} = P^{II} \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.118)$$

Зв'язок між P^I і P^{II} характеризується залежністю

$$\frac{P^{II}}{P^I} = \frac{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}}. \quad (2.119)$$

Для наближеного розрахунку використовуються спрощення: $a \approx r_{\bar{o}}$; $k_0 = 1$; $\mu = 0,35$.

У цьому випадку

$$\frac{P''}{P'} = \frac{1+\mu}{1-\mu} \approx 2, \quad (2.120)$$

тобто, приводні сили P' й P'' неоднакові, причому $P' < P''$, що пояснюється дією сил тертя колодок.

Коефіцієнт гальмівної ефективності

$$K_e = \frac{M_z}{\sum P \cdot r_{тер}}, \quad (2.121)$$

де $\sum P$ – сума приводних сил;

$r_{тер}$ – радіус додатка результуючих сил тертя (у барабанних гальмівних механізмах – радіус барабана $r_{\bar{\sigma}}$).

Після підстановки в останній вираз значень M_z , P' і P'' з формул (2.116) і (2.118), при прийнятих спрощеннях коефіцієнт гальмівної ефективності

$$K_e = 2 \cdot \mu, \quad (2.122)$$

тобто, гальмівний момент менше приводного – гальмівний механізм недостатньо ефективний.

На рис. 2.12, б) показана статична характеристика гальмівного механізму з рівними переміщеннями колодок і однобічним розташуванням опор [67].

При більшє точному розрахунку коефіцієнт урахування дотичних сил k_0 може бути знайдений за графіком рис. 2.13 [67].

Коефіцієнт k_0 вводиться для урахування кута обхвату накладки β_0 , що звичайно перебуває в межах $90...120^\circ$. При розрахунках гальмівного моменту

умовна рівнодіючих сил тертя звичайно приводиться до радіуса гальмівного барабана, що дозволяє використати спрощені формули. У дійсності ж умовна рівнодіючих сил тертя P_n^0 прикладена на радіусі кута β , що залежить від кута обхвату накладки β_0 .

Для гальмового механізму з рівними переміщеннями колодок і однобічним розташуванням опор, встановленого на КТЗ сімейства КамАЗ, кут обхвату накладки $\beta_0 = 120^\circ$ [67].

Із графіка (рис. 2.13) слідує, що цьому значенню кута обхвату накладки β_0 відповідає коефіцієнт урахування дотичних сил $k_0 = 0,9333$.

Отже,

$$\frac{P''}{P'} = \frac{k_0 + \mu}{k_0 - \mu} = 2,2, \quad (2.123)$$

Користуючись схемою сил (рис. 2.12 а), що діють на колодки гальмівного механізму з рівними переміщеннями колодок і однобічним розташуванням опор, можна визначити реакції опор активної й пасивної колодок.

Для активної колодки:

$$R_y' = P_\tau' = P' \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}}, \quad (2.124)$$

$$R_x' = P_n' - P' = P' \cdot \left(\frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}} - 1 \right).$$

Для пасивної колодки:

$$R_y^{II} = P_{\tau}^{II} = P^{II} \cdot \mu \cdot \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}}, \quad (2.125)$$

$$R_x^{II} = P_n^{II} - P^{II} = P^{II} \cdot \left(\frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}} - 1 \right).$$

Рівняння рівноваги моментів щодо точки 0 має вигляд:

$$F_{um} \cdot l + P^{II} \cdot h^{II} + P^I \cdot h^I - P^{II} \cdot \mu \cdot a_2 - P^I \cdot \mu \cdot a_1 = 0, \quad (2.126)$$

де F_{um} – сила, створювана на штоку гальмової камери із пружинним енергоаккумулятором (ПЕА);

l – довжина регулювального важеля заднього візка;

$$h^I = h^{II} = Const; \quad a_1 = a_2 = Const.$$

З урахуванням формули (2.123) приводні сили P^I й P^{II} , що діють із боку приводного пристрою на робочі кінці колодок, можуть бути виражені формулами

$$P^I = \frac{F_{um} \cdot l}{2,2 \cdot \mu \cdot a_2 + \mu \cdot a_1 - 2,2 \cdot h^{II} - h^I} = \frac{F_{um} \cdot l}{3,2 \cdot (\mu \cdot a_1 - h)}, \quad (2.127)$$

$$P^{II} = \frac{F_{um} \cdot l}{\mu \cdot a_2 + \frac{\mu \cdot a_1}{2,2} - h^{II} - \frac{h^I}{2,2}} = \frac{2,2 \cdot F_{um} \cdot l}{3,2 \cdot (\mu \cdot a_1 - h)}.$$

Сила F_{um} , створювана на штоку гальмової камери з ПЕА, може бути визначена із графіка силової характеристики (залежності зусилля на штоку F_{um} від ходу штока $l_{ш}$) (рис. 2.15) [47]. Графік показує силові характеристики уніфікованих гальмівних камер з ПЕА типа 20/20 і 24/24 (перша цифра в позначенні – розмірність камери, а друга – розмірність ПЕА), які

використовуються відповідно на автомобілях ЗІЛ, КамАЗ та на інших транспортних засобах.

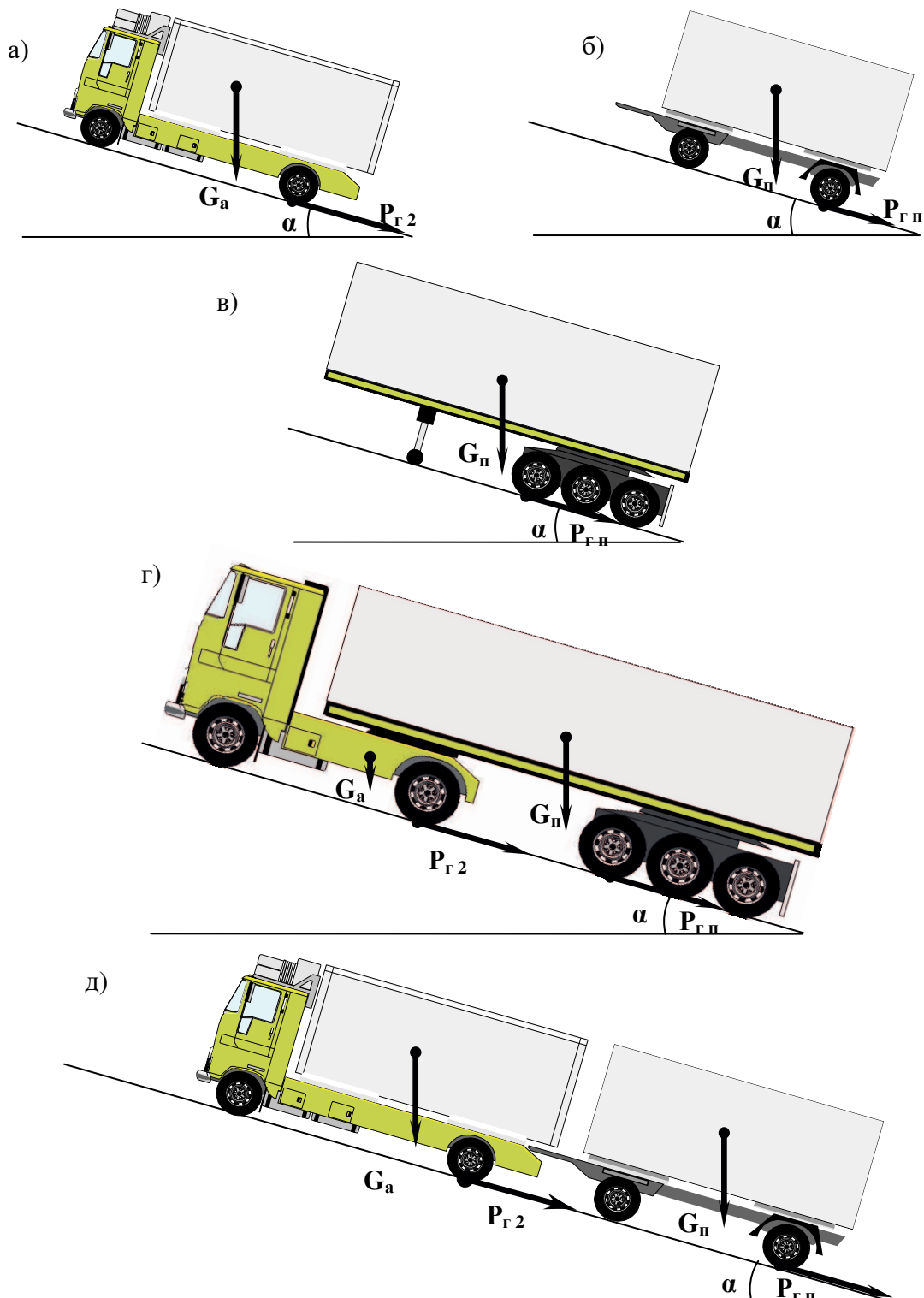
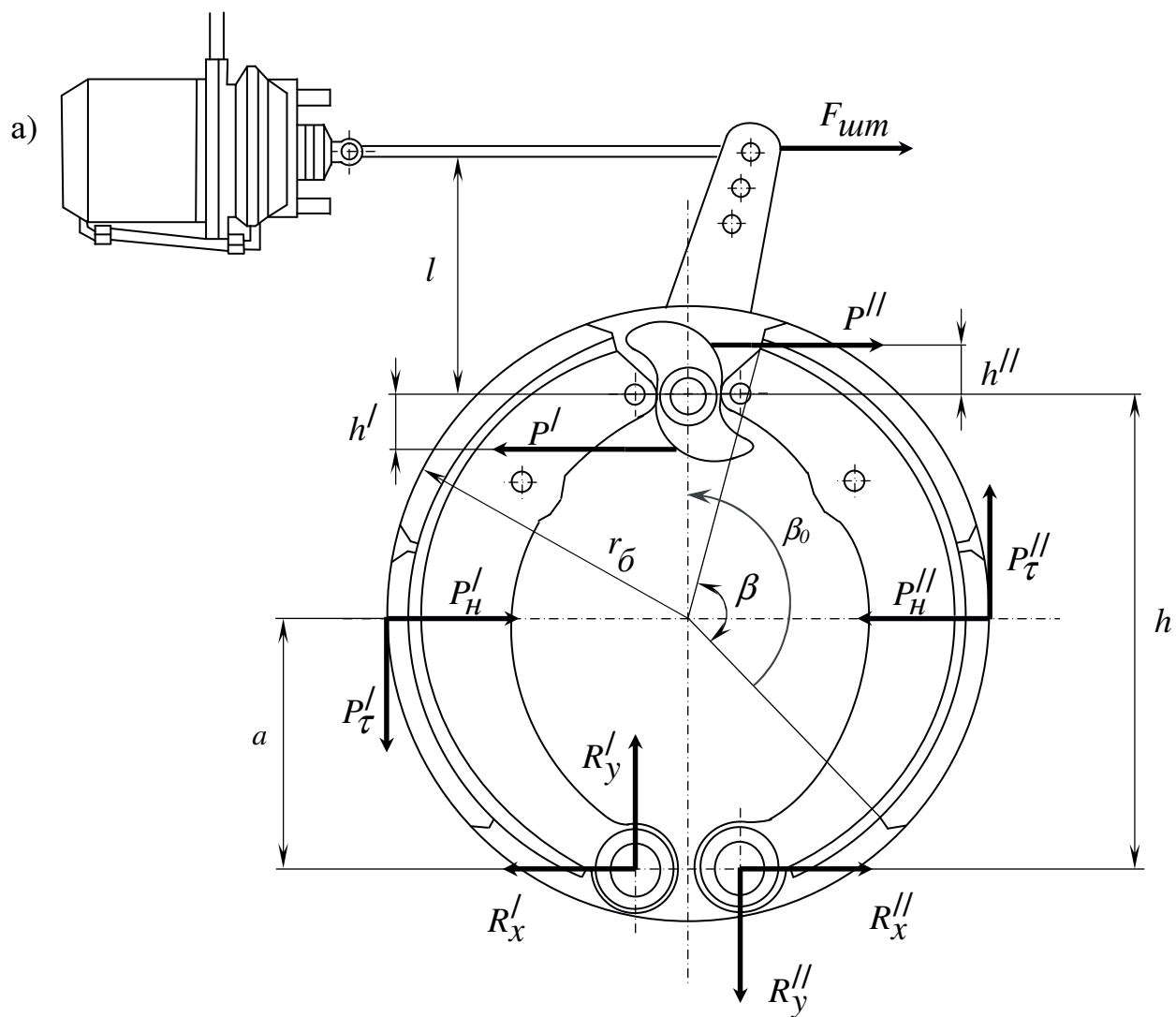


Рис. 2.11 - Схема сил, що діють на автомобіль (а), причеп (б), напівпричіп (в), ланка сідельного (г) та причіпного (д) автопоїздів, загальмовані стоянковою гальмівною системою на ухилі.



б)

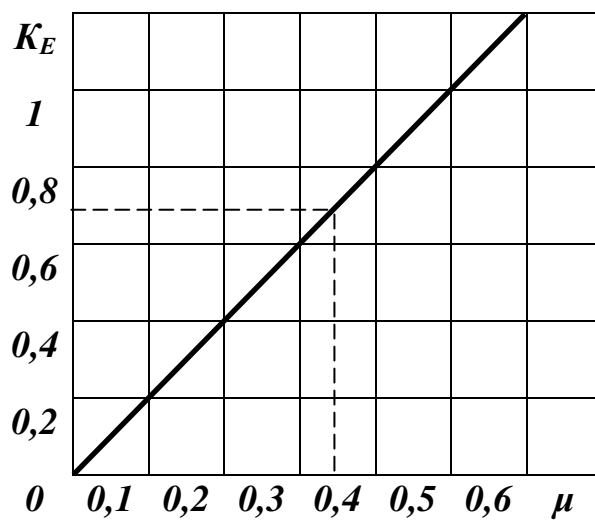


Рис. 2.12 - Схема (а) і статична характеристика (б) гальмівного механізму з рівними переміщеннями колодок і однобічним розташуванням опор.

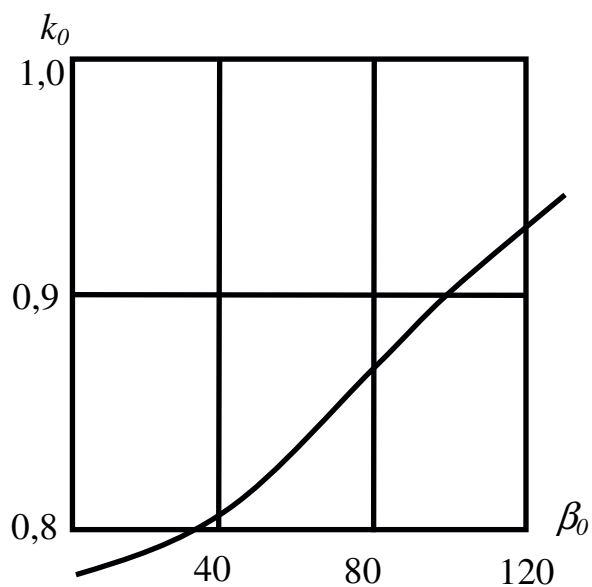


Рис. 2.13 - Залежність коефіцієнта урахування дотичних сил від кута обхвату
накладки

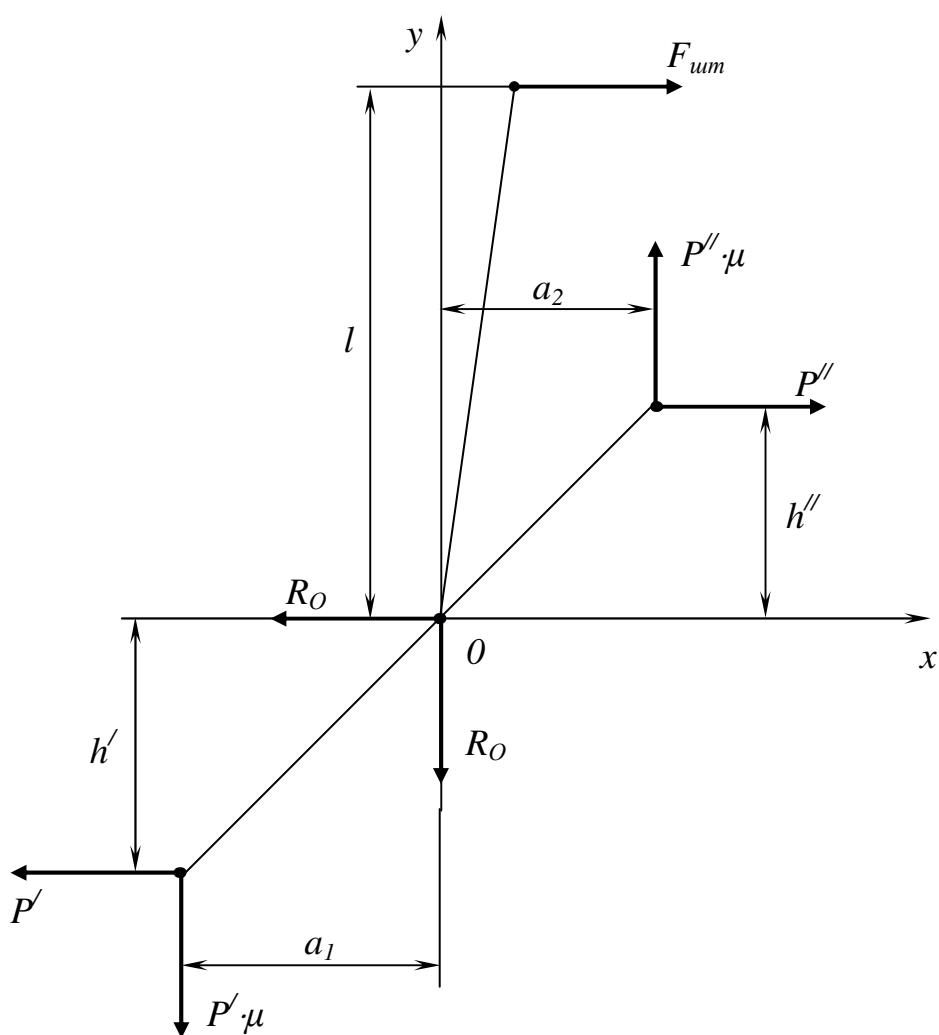


Рис. 2.14 - Схема сил, що діють на приводний пристрій

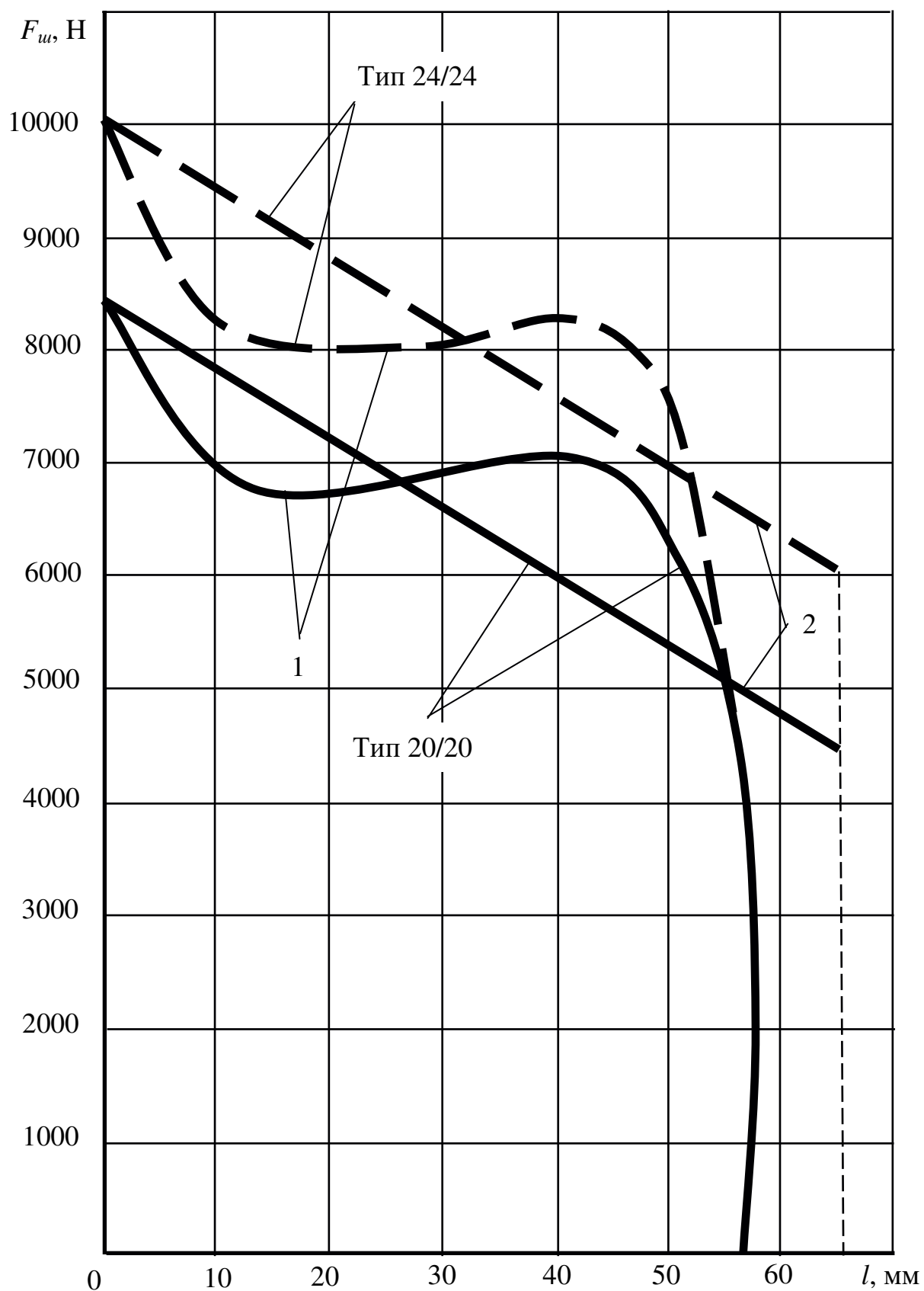


Рис. 2.15 - Силові характеристики гальмівних камер з ПЕА, застосовуваних на автомобілях КамАЗ: 1 – гальмівні камери; 2 – пружинні енергоаккумулятори.

Користуючись схемою сил, що діють на причіп (рис. 2.11, б) і напівпричіп (рис. 2.11, в), загальмовані стоянковою гальмівною системою на ухилі (функцію стоянкового гальма виконують гальмівні механізми; коліс задньої осі причепа й обох осей візка напівпричепа), можна записати:

$$\sum P_z = P_{z.П} = \frac{M_{z.П}}{r_{\partial}}, \quad (2.128)$$

$$i = \left[\frac{\sum P_z}{g \cdot m_{П}} \right] \cdot 100\%, \quad (2.129)$$

де $P_{z.П}$ і $M_{z.П}$ – сумарні гальмівні сила й момент, створювані гальмівними механізмами причепа або напівпричепа.

Відповідно до схеми сил (рис. 2.11, г, д), що діють на ланки сидельного і причіпного автопоїздів, загальмовані стоянковою гальмівною системою на ухилі, можна записати:

$$\sum P_z = P_{z2} + P_{z.П} = \frac{M_{z2}}{r_{\partial}} + \frac{M_{z.П}}{r_{\partial}}, \quad (2.130)$$

$$i = \left[\frac{\sum P_z}{g \cdot m_{АП}} \right] \cdot 100\%, \quad (2.131)$$

Якщо сидельний і причіпний автопоїзди загальмовані на ухилі стоянковою гальмівною системою автомобіля-тягача, то гальмівна сила $P_{z.П} = 0$ (рис. 2.11, г, д). Сумарна гальмова сила $\sum P_z$ визначається по формулі (2.35), а поздовжній ухил дороги i – по формулі (2.131).

Методика визначення сумарного моменту гальмового механізму (гальмового моменту, створюваного обома колодками) та ж, що й для одиночного автомобіля. Значення поздовжнього ухилу дороги i , отримані розрахунком по формулах (2.106), (2.129), (2.131), рівняються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При $i \geq [i]$ стоянкова гальмова система має необхідну ефективність гальмування. При визначенні ефективності дії стоянкової гальмівної системи методом динамічного випробування КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії по горизонтальній ділянці дороги оціночним показником є показник сповільнення з початковою швидкістю випробовування КТЗ 30 км/год. [31].

Визначення ефективності ДГС. Нинішній час КТЗ знаходяться в постійному русі. І якщо на магістралях рух КТЗ рівномірний, то поза ними постійно приходить змінювати швидкість руху. Це призводить до підвищення зносу гальмівних колодок. І коли в легкових ТЗ цей знос не великий, у вантажних – цей процес відбувається в декілька раз інтенсивніше із-за великих навантажень. Це призводить до перегріву або великому зносу гальмівних колодок, які можуть вийти з ладу.

В даний час вантажні транспортні засоби (ТЗ) і автобуси обладнані ДГС, які призначені для зниження швидкості руху КТЗ та обмеження її на спуску. Роль в ДГС виконує двигун, який працює в гальмівному режимі – це моторний сповільнювач (сповільнювач, у якому штучний опір руху КТЗ створюється за рахунок гальмівних властивостей двигуна) та ретардер (гальмо-сповільнювач). Гальмо-сповільнювачі бувають гідравлічні (сповільнювач, у якому штучний опір руху КТЗ створюється за рахунок взаємодії елементів ротора і статора з потоком робочої рідини) або електромагнітні (сповільнювач, у якому штучний опір руху КТЗ створюється за рахунок взаємодії електромагнітних полів ротора і статора).

Відповідно до [21] (для виробництва) ДГС (гальмо-сповільнювач) є обов'язковою для міжміських автобусів, туристичних автобусів (категорія М3) і

вантажних ТЗ (категорія N3), яким дозволено буксирувати причіп (напівпричіп) (категорія O4).

Принцип дії ДГС заснований на використанні компресії двигуна (гальмування двигуном) шляхом створення протитиску за допомогою дросельних заслінок у системі випуску газів.

Гальмування з використанням допоміжної гальмової системи застосовують для підтримки бажаної постійної швидкості руху на затяжних (тривалих) спусках. При цьому знижується навантаження на гальмові механізми КТЗ.

Оціночним показником ДГС є усталена швидкість $V_{уст}$ на спуску із зазначеними в [21].

Для сертифікації без випробувань необхідно розглянути можливість визначення значення усталеної швидкості $V_{уст}$ на спуску із заданим ухилом аналітичним методом.

Відповідно до [31] випробування ДГС КТЗ проводяться або спуском загальмованого КТЗ по ділянці дороги, що має поздовжній ухил, або буксируванням по горизонтальній ділянці дороги загальмованого КТЗ спеціальним автомобілем-тягачем, або частковим гальмуванням КТЗ його ДГС на горизонтальній ділянці дороги із заданої початкової швидкості. Випробування проводяться при повній масі КТЗ.

Випробування на ухилі КТЗ, загальмованого ДГС, полягають у констатації стабільності його швидкості. Ділянка дороги, призначена для даного випробування, повинна бути твердою, сухою, рівною, довжиною 6 км із поздовжнім ухилом за [21] ($i = 7\%$). Швидкість КТЗ – в інтервалі 30 км/год, якщо ДГС є сповільнювач, і $30 \pm 5,0$ км/год, якщо ДГС є тільки двигун КТЗ без застосування в його системах спеціальних гальмівних пристроїв.

При випробуваннях у трансмісії КТЗ категорій М і N повинна бути включена передача, при якій виконуються наступні умови:

- частота обертання колінчатого вала двигуна не повинна перевищувати максимальної частоти обертання, запропонованої підприємством-виготовлювачем;

- забезпечується максимально можлива в даних умовах ефективність гальмування двигуном з використанням моторного або іншого гальма-сповільнювача.

На рис. 2.16, а, показана схема сил, що діють на КТЗ при гальмуванні з використанням ДГС, можна записати:

$$dV \cdot m_a \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + P_{к} - P_{niд}, \quad (2.132)$$

$$dV \cdot m_a \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + G_a \cdot f_a - G_a \cdot i,$$

де $\delta_{обр.г}$ – коефіцієнт, яким враховано вплив інерції обертових мас КТЗ, при гальмуванні;

$P_{к}$ – сила опору кочення коліс;

$P_{niд}$ – сила опору підйому;

f_a – коефіцієнт опору коченню з урахуванням додаткових сил опору руху.

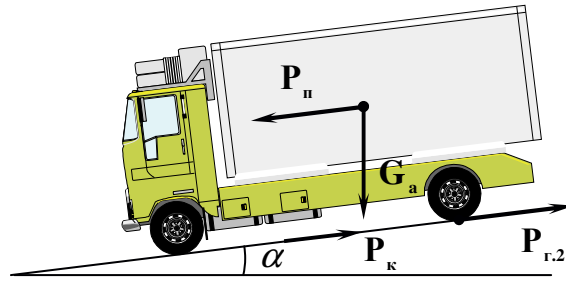
α – кут поздовжнього нахилу площини дороги до горизонту;

$i = \operatorname{tg} \alpha$ – поздовжній ухил дороги.

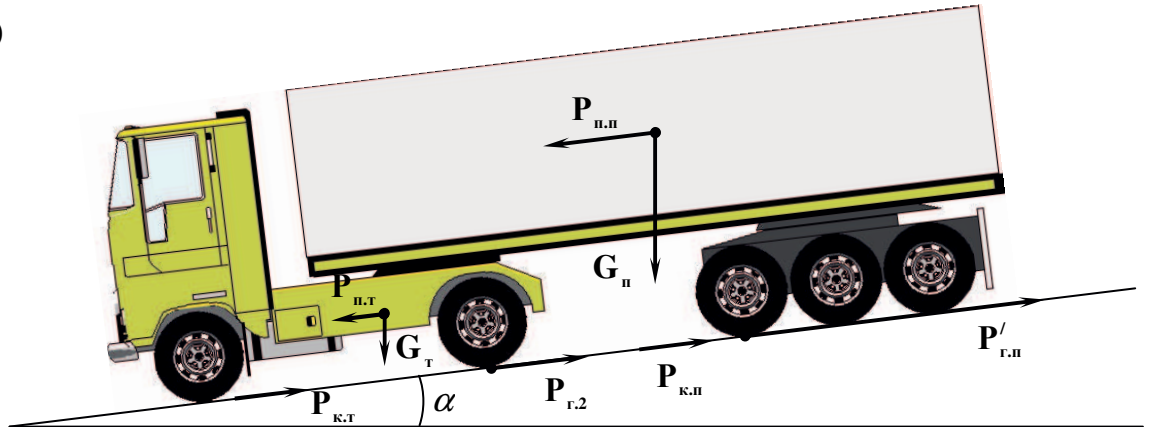
Після перетворення можна одержати:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g \cdot \gamma_{г.дв}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.133)$$

а)



б)



в)

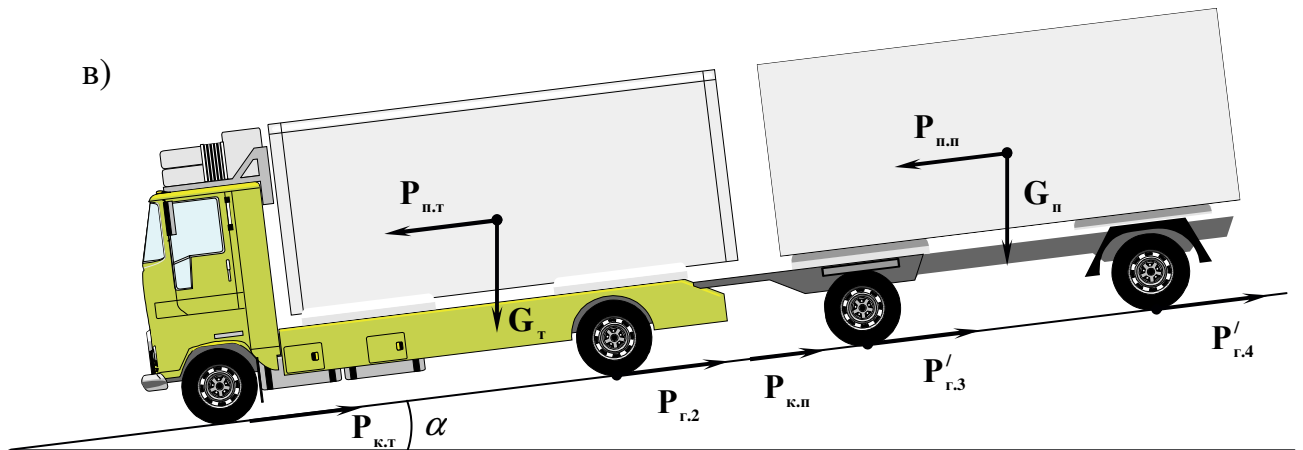


Рис. 2.16 - Схемы сил, що діють на автомобіль (а), сідельний автопоїзд (б) і причіпний автопоїзд (в) при гальмуванні з використанням допоміжної гальмової системи.

Гальмівний момент двигуна по експериментальним даним [63] взагалі виражається, як функція частоти обертання колінчастого вала $M_{г.дв} = A + B \cdot n$, де A , B – коефіцієнти, які залежать від типу та конструктивних особливостей двигуна.

Підставляючи значення $n = \frac{V \cdot U_{mp}}{0,105 \cdot r_{\kappa}}$ у формулу гальмівного моменту двигуна, можна отримати $M_{г.дв} = A + B \cdot \frac{V \cdot U_{mp}}{0,105 \cdot r_{\kappa}}$. Тоді питома гальмівна сила

$$(2.36), \text{ має вигляд } \gamma_{г.дв} = \frac{A + B \cdot \frac{V \cdot U_{mp}}{0,105 \cdot r_{\kappa}}}{G_a \cdot r_{\delta}} = a_T + b_T \cdot V, \text{ звідки } a_T = \frac{A}{G_a \cdot r_{\delta}},$$

$$b_T = \frac{B \cdot U_{mp}}{0,105 \cdot G_a \cdot r_{\delta} \cdot r_{\kappa}}.$$

Диференціальне рівняння руху КТЗ при гальмуванні з використанням ДГС має виглядає:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot (a_T + b_T \cdot V)}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.134)$$

Беручи до уваги, що при сталій швидкості $\frac{dV}{dt} = 0$ і $\delta_{обр.г} = 1$, можна одержати:

$$V_{уст} = \frac{(-a_T - f_a + i)}{b_T}. \quad (2.135)$$

Відомо, що при гальмуванні ДГС автомобіля-тягача одночасно здійснюється пригальмування причепа (напівпричепа), що запобігає „складання” автопоїзда. При цьому тиск повітря в гальмових камерах причепа (напівпричепа) становить 0,06 МПа (0,6 кгс/см²).

Користуючись схемою сил рис. 2.16, б, що діють на ланки сидельного автопоїзда при гальмуванні з використанням ДГС, можна записати

$$dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + P_{кТ} - P_{nidТ} + P'_{г.П} + P_{кП} - P_{nidП}, \quad (2.136)$$

$$dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + G_{АП} \cdot f_a - G_{АП} \cdot i + P'_{г.П},$$

де $P_{кТ}$ і $P_{кП}$ – сили опору кочення коліс відповідно автомобіля-тягача і причіпної ланки;

$P_{nidТ}$ і $P_{nidП}$ – сили опору підйому відповідно автомобіля-тягача і причіпної ланки;

$P'_{г.П}$ – гальмівна сила напівпричепа при гальмуванні ДГС автомобіля-тягача.

Після перетворень можна одержати:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g \cdot \gamma_{г.дв}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.П}}{\delta_{обр.г}}, \quad (2.137)$$

де $\gamma'_{г.П}$ – питома гальмівна сила напівпричепа при гальмуванні ДГС автомобіля-тягача.

Диференціальне рівняння руху сидельного автопоїзда при гальмуванні з використанням ДГС записується так:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g \cdot (a_T + b_T \cdot V)}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.П}}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.138)$$

Після перетворень можна одержати формулу для визначення усталеної швидкості на спуску:

$$V_{уст} = \frac{(-a_T - f_a + i - \gamma'_{2\Pi})}{b_T}. \quad (2.139)$$

Виходячи зі схеми сил (рис. 2.16, в), що діють на ланки причіпного автопоїзда при гальмуванні з використанням ДГС, можна записати

$$\begin{aligned} dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= -\frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + P_{\kappa T} - P_{nidT} + P'_{г.3} + P'_{г.4} + P_{\kappa\Pi} - P_{nid\Pi}, \\ dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= -\frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + G_{АП} \cdot f_a - G_{АП} \cdot i + P'_{г.3} + P'_{г.4}, \end{aligned} \quad (2.140)$$

де $P'_{г.3}$ і $P'_{г.4}$ – гальмівні сили відповідно переднього й заднього мостів причепа при гальмуванні ДГС автомобіля-тягача.

Після перетворень можна отримати:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot \gamma_{г.дв}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.3}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.4}}{\delta_{обр.г}}, \quad (2.141)$$

де $\gamma'_{г.3}$ й $\gamma'_{г.4}$ – питомі гальмові сили відповідно переднього й заднього мостів причепа при гальмуванні ДГС автомобіля-тягача.

Диференціальне рівняння руху причіпного автопоїзда при гальмуванні з використанням ДГС має вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot (a_T + b_T \cdot V)}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} + \frac{g \cdot i}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.3}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г.4}}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.142)$$

Усталену швидкість на спуску можна знайти по наступному рівнянню:

$$V_{уст} = \frac{(-a_T - f_a + i - \gamma'_{23} - \gamma'_{24})}{b_T}. \quad (2.143)$$

При визначенні ефективності дії ДГС методом буксирування загальмованого КТЗ по горизонтальній ділянці дороги оціночним показником є величина стабільного тягового зусилля в зчіпному пристрої між спеціальним автомобілем-тягачем і випробовуваним КТЗ [31].

Користуючись схемою сил (рис. 2.17, а), що діють на автомобіль, загальмований ДГС, який буксирується по горизонтальній ділянці дороги, можна записати рівняння силового балансу:

$$0 = P_m - P_n - P_k - P_{c2}. \quad (2.144)$$

Вважаючи $P_n = 0$, можна одержувати вираження для визначення зусилля в зчіпному пристрої

$$P_m = P_k + P_{c2}. \quad (2.145)$$

З погляду на виведені раніше формули для випадку гальмування з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна, можна записати

$$P_m = G_a \cdot f_a + G_a \cdot (a_T + b_T \cdot V). \quad (2.146)$$

Таким чином,

$$P_m = G_a \cdot (f_a + a_T + b_T \cdot V). \quad (2.147)$$

Відповідно до схеми сил (рис. 2.17, б), що діють на ланки сидельного автопоїзда, загальмованого ДГС, який буксирується по горизонтальній ділянці дороги, можна записати рівняння силового балансу:

$$0 = P_m - P_n - P_{\kappa T} - P_{\varepsilon 2} - P_{\kappa \Pi} - P'_{\varepsilon. \Pi}. \quad (2.148)$$

Вираження для визначення зусилля в зчіпному пристрої має вигляд:

$$P_m = P_{\kappa T} + P_{\varepsilon 2} + P_{\kappa \Pi} + P'_{\varepsilon. \Pi}. \quad (2.149)$$

Після перетворень:

$$P_m = G_{AP} \cdot f_a + G_{AP} \cdot (a_T + b_T \cdot V) + G_{AP} \cdot \gamma'_{\varepsilon \Pi}. \quad (2.150)$$

Таким чином,

$$P_T = G_{AP} \cdot (f_a + a_T + b_T \cdot V + \gamma'_{\varepsilon \Pi}). \quad (2.151)$$

Виходячи зі схеми сил (рис. 2.17, в), що діють на ланки причіпного автопоїзда, загальмованого ДГС, який буксирується по горизонтальній ділянці дороги, можна записати рівняння силового балансу:

$$0 = P_m - P_n - P_{\kappa T} - P_{\varepsilon 2} - P_{\kappa \Pi} - P'_{\varepsilon. 3} - P'_{\varepsilon. 4}. \quad (2.152)$$

Вираз для визначення зусилля в зчіпному пристрої записується так:

$$P_m = P_{\kappa T} + P_{\varepsilon. 2} + P_{\kappa \Pi} + P'_{\varepsilon. 3} + P'_{\varepsilon. 4}. \quad (2.153)$$

Після перетворень:

$$P_m = G_{АП} \cdot f_a + G_{АП} \cdot (a_T + b_T \cdot V) + G_{АП} \cdot \gamma'_{23} + G_{АП} \cdot \gamma'_{24}. \quad (2.154)$$

Таким чином,

$$P_m = G_{АП} \cdot (f_a + a_T + b_T \cdot V + \gamma'_{23} + \gamma'_{24}). \quad (2.155)$$

Значення тягового зусилля в зчіпному пристрої між спеціальним автомобілем-тягачем і випробовуваним КТЗ, отримані розрахунком по формулах (2.147), (2.151), (2.155), порівнюються із сумарною гальмовою силою $[P_\varepsilon]$, що повинна розвиватися ДГС у випадку випробувань на реальному ухилі дороги, визначається по формулі (2.105) [31]

При $P_m \geq [P_\varepsilon]$ ДГС має необхідну ефективність гальмування.

При визначенні ефективності дії ДГС методом часткового гальмування КТЗ на горизонтальній ділянці дороги із заданою початковою швидкістю оціночним показником є величина сталого сповільнення при гальмуванні [31].

Для КТЗ категорії N3 з дизелем і автопоїздів, тягачами яких є КТЗ категорії N3 з дизелем, значення j_{cp} встановлюється технічними умовами на конкретну модель КТЗ [21].

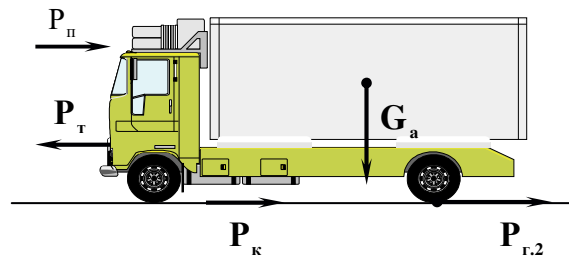
При випробуваннях початкова V_0 і кінцева V_k швидкості гальмування КТЗ становлять відповідно 35 км/год і 25 км/год.

Відповідно до схеми сил (рис. 2.17, а), що діють на автомобіль при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги ($P_m = P_n = 0$), можна записати

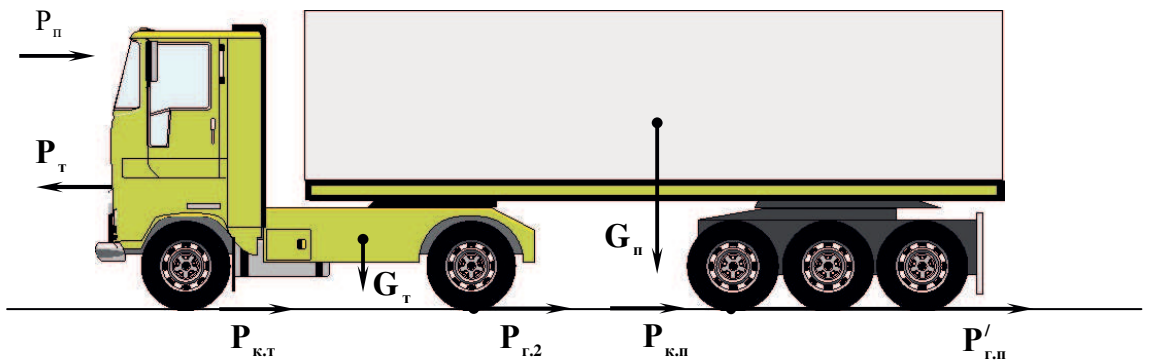
$$dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{\partial} \cdot \eta_{mp}} + P_k, \quad (2.156)$$

$$dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} = - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{\partial} \cdot \eta_{mp}} + G_a \cdot f_a.$$

а)



б)



в)

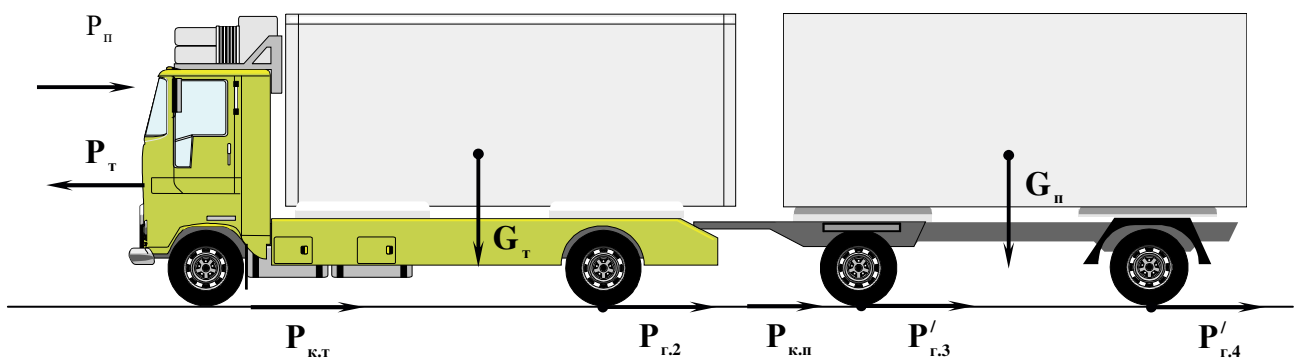


Рис. 2.17 - Схеми сил, що діють на автомобіль (а), сідельний автопоїзд (б) і причіпний автопоїзд (в): загальмовані допоміжною гальмовою системою і буксирований по горизонтальній ділянці дороги; при частковому гальмуванні допоміжною гальмовою системою на горизонтальній ділянці дороги ($P_{\text{т}} = 0$)

Після перетворень можна одержати:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot \gamma_{22\partial\partial}}{\delta_{обр.2}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.2}}. \quad (2.157)$$

Користуючись формулами, виведеними раніше для випадку гальмування з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна, можна одержати диференціальне рівняння руху автомобіля при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги ($\delta_{обр.2} = 1$):

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot (a_T + b_T \cdot V) - g \cdot f_a = -g \cdot (a_T + b_T \cdot V + f_a). \quad (2.158)$$

Розроблено два методи рішення цього рівняння.

1. Визначивши по формулі (2.154) сповільнення при гальмуванні $\frac{dV}{dt}(35)$ і $\frac{dV}{dt}(25)$ відповідні швидкості КТЗ 35 км/год і 25 км/год, можна знайти середнє значення сповільнення КТЗ при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги:

$$\frac{dV}{dt}(cp) = \frac{\frac{dV}{dt}(35) + \frac{dV}{dt}(25)}{2}. \quad (2.159)$$

Поздовжній ухил дороги при випробуванні ДГС методом часткового гальмування на горизонтальній дорозі визначається по формулі

$$i = \frac{j_{cp} \cdot 100\%}{g}, \quad (2.160)$$

де j_{cp} – середнє сповільнення КТЗ.

При $i \geq [i]$ ДГС має необхідну ефективність гальмування.

2. Рівняння руху (2.154) можна записати в такий спосіб:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot a_T - g \cdot b_T \cdot V - g \cdot f_a. \quad (2.161)$$

Згрупувавши члени правої частини рівності (2.161), можна записати

$$\frac{dV}{dt} + B_T \cdot V = -A_T. \quad (2.162)$$

$$\begin{aligned} \text{де } -A_T &= -g \cdot a_T - g \cdot f_a, \\ -B_T &= -g \cdot b_T. \end{aligned} \quad (2.163)$$

Рівняння (2.162) являє собою стандартне лінійне диференціальне рівняння першого порядку ($\frac{dy}{dx} + P \cdot y = Q$).

Розв'язок рівняння (2.162) можна знайти в такий спосіб:

$$\begin{aligned} V &= \ell^{-\int B_T \cdot dt} \left[\int \ell^{\int B_T \cdot dt} (-A_T) \cdot dt + C \right], \\ V &= \ell^{-B_T \cdot t} \left[-A_T \int \ell^{B_T \cdot t} \cdot dt + C \right], \\ V &= \ell^{-B_T \cdot t} \left[-A_T \cdot \frac{\ell^{B_T \cdot t}}{B_T} + C \right], \\ V &= -\frac{A_T}{B_T} + C \cdot \ell^{-B_T \cdot t}, \end{aligned} \quad (2.164)$$

Враховуючи, що при $t=0$, $V=V_0$, можна знайти довільну постійну інтегровану C :

$$C = V_0 + \frac{A_T}{B_T}. \quad (2.165)$$

Після підстановки значення C (2.165) в останнє вираження (2.164) рівняння для визначення швидкості КТЗ приймає вигляд

$$V = -A_T \cdot \frac{1 - \ell^{-B_T \cdot t}}{B_T} + V_0 \cdot \ell^{-B_T \cdot t}. \quad (2.166)$$

Вважаючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, формулу (2.166) можна представити як диференціальне рівняння з розділеними змінними

$$dS = -\frac{A_T \cdot dt}{B_T} + V_0 \cdot \ell^{-B_T \cdot t} \cdot dt + \frac{A_T \cdot \ell^{-B_T \cdot t} \cdot dt}{B_T}, \quad (2.167)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots S$ для лівої частини й $0 \dots t$ для правої, можна одержати шлях КТЗ при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги:

$$S = -\frac{A_T \cdot t}{B_T} - \frac{\left(V_0 + \frac{A_T}{B_T}\right) \cdot \left(\ell^{-B_T \cdot t} - 1\right)}{B_T}. \quad (2.168)$$

Середнє значення швидкості КТЗ при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги визначається в такий спосіб:

$$V_{cp} = \frac{S}{t}. \quad (2.169)$$

Користуючись схемою сил (рис. 2.17, б), що діють на ланки сидельного автопоїзда при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги ($P_m = P_n = 0$), можна записати

$$\begin{aligned} dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + P_{кТ} + P'_{г.П} + P_{кП}, \\ dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= - \frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{д} \cdot \eta_{mp}} + G_{АП} \cdot f_a + P'_{г.П}. \end{aligned} \quad (2.170)$$

Після перетворень можна одержати:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g \cdot \gamma_{г2дв}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г2П}}{\delta_{обр.г}}, \quad (2.171)$$

Диференціальне рівняння руху сидельного автопоїзда при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги ($\delta_{обр.г} = 1$) має вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot (a_T + b_T \cdot V) - g \cdot f_a - g \cdot \gamma'_{г2П} = -g \cdot (a_T + b_T \cdot V + f_a + \gamma'_{г2П}). \quad (2.172)$$

Існують два методи розв'язання цього рівняння, які аналогічні розглянутим раніше для одиночного автомобіля.

У формулі (2.163)

$$-A_T = -g \cdot a_T - g \cdot f_a - g \cdot \gamma'_{2\Pi}. \quad (2.173)$$

Виходячи зі схеми сил (рис. 2.17, в), що діють на ланки причіпного автопоїзда при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальній ділянці дороги ($P_m = P_n = 0$), можна записати

$$\begin{aligned} dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= -\frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{\partial} \cdot \eta_{mp}} + P_{\kappa T} - P'_{г3} + P'_{г4} + P_{\kappa\Pi}, \\ dV \cdot m_{АП} \cdot \frac{\delta_{обр.г}}{dt} &= -\frac{M_{г.дв} \cdot U_{mpi}}{r_{\partial} \cdot \eta_{mp}} + G_{АП} \cdot f_a + P'_{г3} + P'_{г4}. \end{aligned} \quad (2.174)$$

Після перетворень можна отримати:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot \gamma_{г2дв}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot f_a}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г3}}{\delta_{обр.г}} - \frac{g \cdot \gamma'_{г4}}{\delta_{обр.г}}. \quad (2.175)$$

Диференціальне рівняння руху причіпного автопоїзда при частковому гальмуванні ДГС на горизонтальному участі дороги ($\delta_{обр.г} = 1$) записується так:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= -g \cdot (a_T + b_T \cdot V) - g \cdot f_a - g \cdot \gamma'_{T3} - g \cdot \gamma'_{T4} = \\ &= -g \cdot (a_T + b_T \cdot V + f_a + \gamma'_{T3} + \gamma'_{T4}). \end{aligned} \quad (2.176)$$

У формулі (2.163)

$$-A_T = -g \cdot a_T - g \cdot f_a - g \cdot \gamma'_{23} - g \cdot \gamma'_{24}. \quad (2.177)$$

2.2 Стійкість руху КТЗ в режимі гальмування

Забезпечення стійкості гальмуючого КТЗ в будь-яких умовах руху є одним з основних завдань гальмівного керування.

Під стійкістю автомобіля і автопоїзда при гальмуванні розуміється властивість зберігати в заданих межах напрям швидкості руху і орієнтацію своїх осей.

Розрізняють траєкторну і курсову стійкість КТЗ.

Під траєкторною стійкістю розуміють властивість КТЗ з достатньою точністю слідувати по заданій криволінійній траєкторії (повертати), під курсовою – слідувати по прямій (не змінювати напрям руху).

При випробуваннях на ефективність гальмування КТЗ робочою і запасною гальмівними системами, по діючим вимогам [30], у вказаних режимах гальмування КТЗ не повинно виходити з коридору шириною 3,5 м, і при цьому не повинно відбуватися блокування коліс. Оскільки випробування передбачені на дорозі з асфальтобетонним покриттям, яке забезпечує коефіцієнт зчеплення $\varphi \geq 0,8$, а усталене сповільнення для всіх категорій КТЗ знаходиться в межах 5,0 – 7,0 м/с², в переважній більшості випадків блокування коліс не досягається і КТЗ не виходить із смуги руху шириною 3,5 м, тобто стійкість при гальмуванні зазвичай істотно не порушується.

За Правилами ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT при звичайних випробуваннях КТЗ на дорогах з нормальними умовами зчеплення вказана ефективність повинна досягатися без блокування коліс, без бічного зміщення транспортного засобу і без ненормальної вібрації, що зазвичай забезпечується. Проте в Правилах ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT обумовлюється поведінка КТЗ

при випробуваннях на дорозі з погіршеним зчепленням, яке повинне задовольняти умовам цих правил, де сформульовані вимоги до розподілу гальмування між осями транспортних засобів і умови сумісності транспортного засобу – тягача і причепа (напівпричепа).

Дотримання цих вимог і умов також допомагає поліпшити стійкість при гальмуванні, проте їх забезпечення не є простим завданням.

В [31] передбачені випробування на стійкість руху КТЗ при гальмуванні на дорогах з „високим” ($\varphi \geq 0,7$) і „низьким” ($\varphi \leq 0,3$) зчепленням.

Судячи з умов випробувань, основною причиною втрати стійкості є різниця гальмівних сил між колесами однієї осі, яка не повинна перевищувати 15% (30% [30]) від найбільшого значення гальмівної сили [31].

Критеріями оцінки стійкості КТЗ при гальмуванні вважаються [31]:

- лінійне відхилення КТЗ від заданої траєкторії руху (відстань між точкою КТЗ і положенням цієї точки, визначеним по заданій траєкторії руху, що максимально відхилилася від осьової лінії ділянки);
- кутове відхилення КТЗ від заданого напрямку руху (величина курсового кута КТЗ у момент зупинки при контрольному гальмуванні);
- кут складання автопоїзда (кут між поздовжніми осями автомобіля-тягача і причепа або напівпричепа).

Проте нормованих значень цих критеріїв вимог [31] не встановлює. Випробування проводяться на різних початкових швидкостях з поступовим збільшенням сповільнення. У разі блокування коліс однієї з осей КТЗ випробування на даній початковій швидкості припиняються.

Більш здійсненим відносно вимог по стійкості КТЗ при гальмуванні є [30] (для КТЗ, що знаходяться в експлуатації), який формулює конкретні норми по коефіцієнту нерівномірності гальмівних сил коліс осі для кожної категорії КТЗ і граничні величини лінійних відхилень КТЗ залежно від габаритної довжини і ширини КТЗ ($V_0 = 35 - 45$ км/год).

$$K_n = \frac{|P_{gl} - P_{gn}|}{P_{gl \max}} \cdot 100\%, \quad (2.178)$$

де P_{gl} , P_{gn} – гальмівні сили, відповідно, лівого та правого коліс однієї осі КТЗ, що перевіряється;

$P_{gl \max}$ – значення гальмівної сили, найбільше з P_{gl} чи P_{gn} .

Таким чином, випробування на стійкість при гальмуванні в зазначених стандартах [21, 30, 31] не відрізняються одноманітністю критеріїв вимог, а головне, проводяться в сприятливих умовах, що виключають блокування коліс, тоді як саме останнє за відсутності АБС і при гальмуванні на дорогах з „низьким” коефіцієнтом зчеплення зазвичай і приводять до втрати стійкості і підвищення вірогідності виникнення ДТП. Тому дослідження стійкості КТЗ при гальмуванні з блокованими колесами є найбільш актуальним і таким, що розкриває причини і наслідки втрати стійкості КТЗ з набагато краще, ніж в сприятливих умовах стандартних випробувань.

При екстрених гальмуваннях автопоїздів, особливо в дорожніх умовах з „низьким” коефіцієнтом зчеплення, іноді настає втрата стійкості при блокуванні передніх і задніх коліс автомобіля-тягача. Самовільне відхилення поздовжньої осі автомобіля-тягача від заданого водієм напрямку може вивести автопоїзд за межі смуги руху і створити аварійне положення.

В цьому випадку зміна курсового кута і самовільне викривлення траєкторії, тобто повна втрата стійкості автопоїзда при гальмуванні, може викликатися наступними чинниками, що діють спільно або роздільно:

- накатом причіпної ланки на автомобіль-тягач (складання автопоїзда);
- відмінністю в процесі роботи гальмівних механізмів коліс однієї осі;
- самовільним поворотом керованого колеса.

Окрім цього, може бути втрата стійкості, пов'язана з рухом автопоїзда з надмірною обертальністю в області за критичної швидкості, тобто коли при

знятті збурення на автопоїзд і зміні до цього параметру руху, автопоїзд не повертається до первинних параметрів, а, навпаки, збільшує їх зміну.

В даний час, відповідно до українських нормативних документів, вимоги по стійкості КТЗ при гальмуванні, а також по розподілу гальмівних сил між осями транспортних засобів і умовам сумісності гальмівного керування причіпних транспортних засобів з автомобілями-тягачами, не є обов'язковими при сертифікації.

Проте, відповідно до рекомендацій міжнародних Правил ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT, перераховані вимоги повинні бути обов'язковими при сертифікації КТЗ. Тому ці питання були розглянуті при розробці математичної моделі процесу гальмування КТЗ.

Математична модель процесу гальмування КТЗ, дозволяє оцінити:

- стійкість КТЗ при гальмуванні в екстремальних умовах ($\gamma_c = \varphi_x$);
- розподіл гальмівних сил між осями КТЗ.

Втрата стійкості КТЗ із-за нахилу причіпної ланки на автомобіль-тягач при гальмуванні автопоїзда (складання автопоїзда). На рис. 2.18, а показана розрахункова схема сил, які діють на двохосний автомобіль-тягач при гальмуванні автопоїзда.

В цілях спрощення процес складування автопоїзда розглядається при наступних умовах:

- всі колеса автомобіля-тягача доведені до ковзання, що дозволяє розглядати складання автопоїзда на етапі усталеного гальмування;
- в процесі гальмування автопоїзда причіпна ланка рухається з курсовим кутом $\gamma = 0$, тобто складання автопоїзда відбувається за рахунок розвертання автомобіля-тягача відносно точки зчеплення;
- сила, яка штовхає $P_c = \text{Const}$, тобто не враховується поздовжні коливання ланок автопоїзда, зазвичай виникаючі при гальмуванні.

Крім сила, яка штовхає P_c в точці середин осей автомобіля-тягача показані приведені поздовжні (R_{x1} і R_{x2}) і поперечні (R_{y1} і R_{y2}) сили зчеплення коліс відповідних осей автомобіля-тягача.

У відповідності з схемою сил (рис. 2.18, а) рух центра мас (ЦМ) автомобіля-тягача при гальмуванні автопоїзда описується трьома диференціальними рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x1} \cdot \cos \gamma - R_{x2} \cdot \cos \gamma + R_{y1} \cdot \sin \gamma - R_{x2} \cdot \sin \gamma + P_c, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x1} \cdot \sin \gamma - R_{x2} \cdot \sin \gamma + R_{y1} \cdot \cos \gamma + R_{y2} \cdot \cos \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= P_c \cdot \sin \gamma \cdot (l_k + b) - R_{y1} \cdot a - R_{x2} \cdot b, \end{aligned} \right\} \quad (2.179)$$

де γ – курсовий кут між проекціями поздовжньої осі автомобіля-тягача на площину дороги до прямої, паралельної осі x нерухомої системи координат xOy ;

$I_z = m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2$ – момент інерції автомобіля-тягача відносно вертикальної осі, яка проходить через ЦМ;

l_k – відстань від осі зчипного пристрою до задньої осі автомобіля-тягача.

В першому наближенні сили R_{y1} і R_{x2} можна прийняти рівним нулю, так як в основному зчеплення коліс реалізовано в поздовжньому напрямку (швидкість ковзання в поздовжньому напрямку коліс набагато вище, ніж в поперечному, особливо в початкових та середніх стадіях процесу). Крім того, при відносно не великих курсових кутах можна вважати, що $\sin \gamma = \gamma$; $\cos \gamma = 1$. Тоді система (2.179) спрощується і приймає вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x1} - R_{x2} + P_c, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x1} \cdot \gamma - R_{x2} \cdot \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= P_c \cdot \gamma \cdot (l_k + b), \end{aligned} \right\} \quad (2.180)$$

Так як всі колеса автомобіля-тягача доведені до ковзання, то, враховуючи прийняте допущення ($R_{y1} = R_{y2} \approx 0$), можна вважати $\gamma_x = \gamma$ і

$$\begin{aligned} R_{x1} &= G_{a1} \cdot \varphi \cdot \cos \gamma, \\ R_{x2} &= G_{a2} \cdot \varphi \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (2.181)$$

Тоді система (2.180) записується наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -G_{a1} \cdot \varphi - G_{a2} \cdot \varphi + P_c, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma - G_{a2} \cdot \varphi \cdot \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= P_c \cdot \gamma \cdot (l_k + b). \end{aligned} \right\} \quad (2.182)$$

Третє рівняння системи (2.182) являє собою лінійне диференціальне (не повне) рівняння другого порядку з постійним коефіцієнтом і може бути вирішено (при зроблених спрощеннях) незалежно від інших двох рівнянь системи (2.182):

$$\ddot{\gamma} - A \cdot \gamma = 0, \quad (2.183)$$

$$\text{де } A = \frac{P_c \cdot (l_k + b)}{I_z} - \text{постійний коефіцієнт.}$$

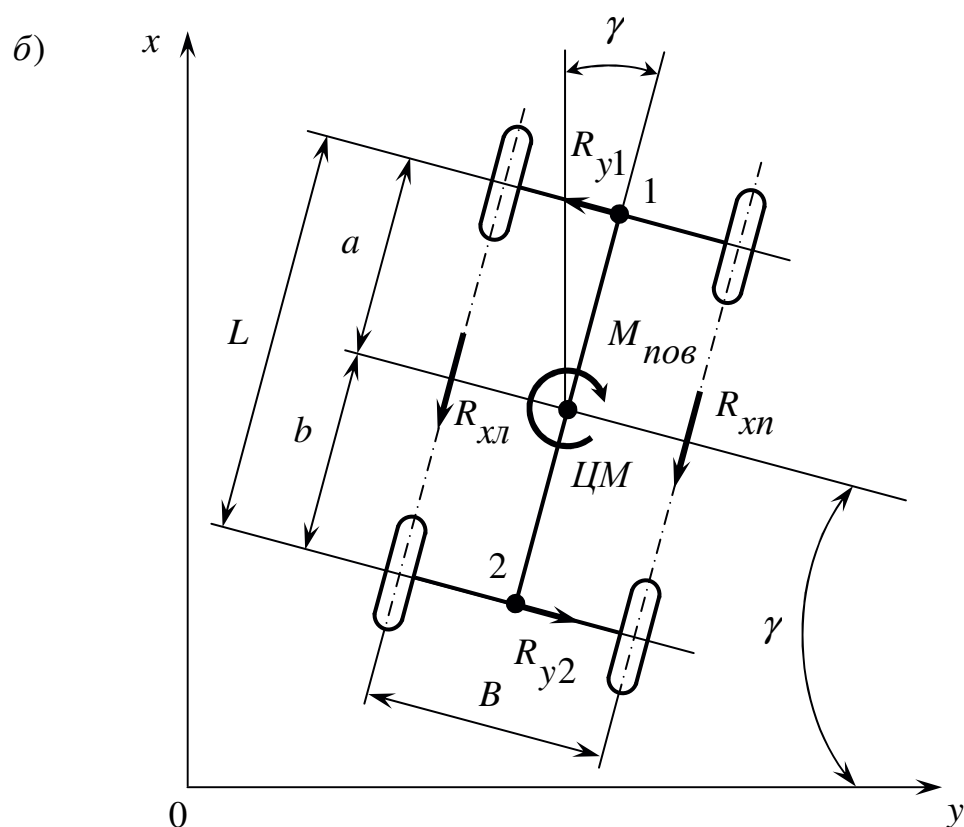
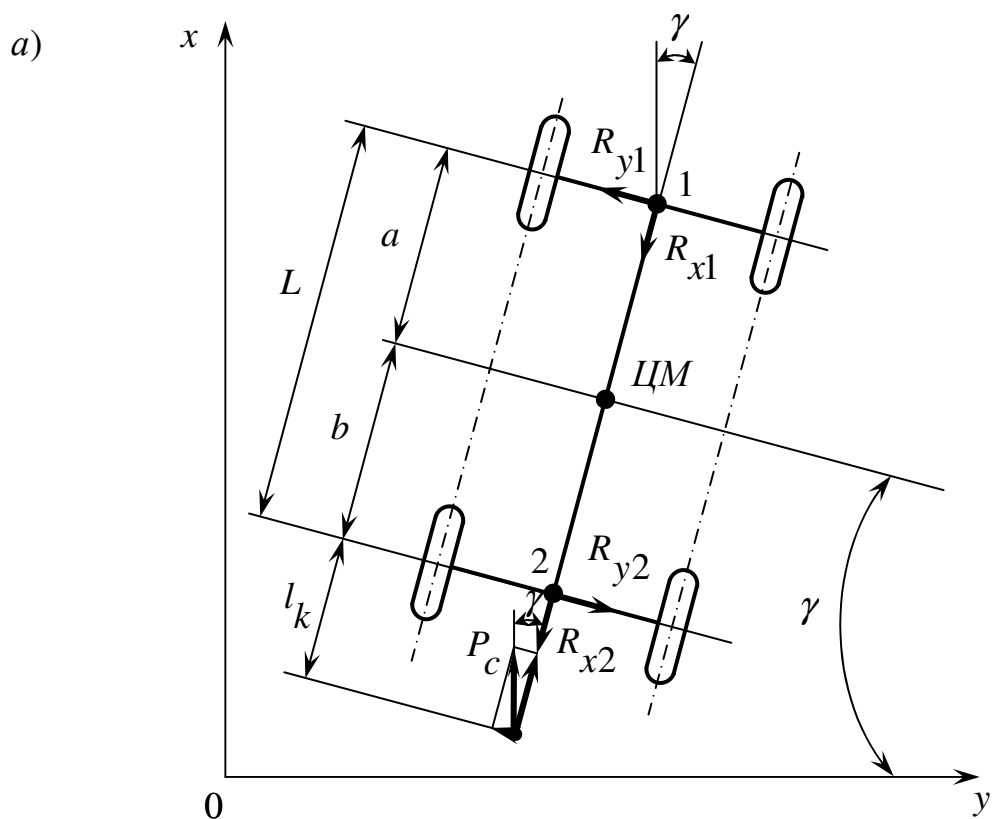


Рис. 2.18 - Схеми сил, що діють на автомобіль при гальмуванні автопоїзда: а) - нахату причіпної ланки (складання автопоїзда); б) - нерівномірність гальмівних сил коліс різних бортів

Рішення рівняння (2.183) шукається у вигляді $\gamma = \ell^{k \cdot t}$; $k = \text{Const}$: перша похідна цього виразу дорівнює $\dot{\gamma} = k \cdot \ell^{k \cdot t}$, а друга $\ddot{\gamma} = k^2 \cdot \ell^{k \cdot t}$. Підставивши відповідні значення в рівняння (2.183), дістанемо $k^2 \cdot \ell^{k \cdot t} - A \cdot \ell^{k \cdot t} = 0$ або $\ell^{k \cdot t} \cdot (k^2 - A) = 0$. Але так як $\ell^{k \cdot t} \neq 0$, то $k^2 - A = 0$; звідси $k_1 = \sqrt{A}$; $k_2 = -\sqrt{A}$.

Загальний інтеграл рівняння

$$\gamma = C_1 \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot t} + C_2 \cdot \ell^{-\sqrt{A} \cdot t}. \quad (2.184)$$

Довільні постійні C_1 і C_2 знаходяться за допомогою початкових умов: при $t = 0$; $\gamma = \gamma_0$; $\dot{\gamma} = 0$.

Перша та третя рівність початкових умов очевидні, а друге впливає з положення про відсутність чисто прямолінійного руху для любых видів КТЗ в любой момент часу. Підставляючи перше і друге початкові умови в загальний інтеграл (2.184), можна отримати $C_1 + C_2 = \gamma_0$. Продиференціював загальний інтеграл (2.184) і підставляючи в результат перше і третє початкові умови, можна отримати $C_1 = C_2$, а отже, $C_1 = C_2 = 0,5 \cdot \gamma_0$.

Таким чином, формула величини курсового кута автомобіля-тягача після гальмування при накаті причепа приймає наступний вигляд:

$$\gamma = 0,5 \cdot \gamma_0 \cdot (\ell^{\sqrt{A} \cdot \tau} + \ell^{-\sqrt{A} \cdot \tau}). \quad (2.185)$$

де γ_0 – початковий кут складування автопоїзда в горизонтальній площині;

τ – час гальмування.

Чисельний аналіз останньої формули показує, що другий доданок в ньому набагато менше першого і при цьому вся формула може бути спрощена до вигляду

$$\gamma = 0,5 \cdot \gamma_0 \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot \tau}. \quad (2.186)$$

Аналіз формули (2.186) дозволяє помітити, що кут розвороту автомобіля-тягача γ при гальмуванні з накатом причепа прямо пропорційний початковому куту складування γ_0 і підвищується зі збільшенням часу гальмування τ , сили накату P_T , плеча виносу точки з'єднання тягача з причепом l_k і відстань від задньої осі до ЦМ автомобіля-тягача b . Збільшення моменту інерції автомобіля-тягача I_z зменшує кут розвороту.

Виявлення зв'язку параметрів дозволяє встановити, що сидельний автопоїзд, у якого $l_k \leq 0$, більш стійкий при гальмуванні ніж причіпний, у якого $l_k > 0$, що зазвичай надглядається на практиці.

Перше рівняння системи (2.182) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поздовжньому напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned} dV_x \cdot \frac{m_T}{dt} &= -\varphi \cdot G_a + P_c, \\ \frac{dV_x}{dt} &= -\varphi \cdot g + \frac{P_c}{m_T}. \end{aligned} \quad (2.187)$$

Поділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості

$$V_x = V_0 - \left(\varphi \cdot g - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot t. \quad (2.188)$$

При $V_x = 0$ можна визначити повний час гальмування

$$\tau = \frac{V_0}{\varphi \cdot g - \frac{P_c}{m_T}}. \quad (2.189)$$

Враховуючи, що $V_x = \frac{dx}{dt}$, формула (2.188) можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$dV_x = V_0 \cdot dt - \left(\varphi \cdot g - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot t \cdot dt, \quad (2.190)$$

інтегруючи в межах $0 \dots x$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати шлях, який пройшов автомобіль-тягач в поздовжньому напрямку

$$x = V_0 \cdot t - \left(\varphi \cdot g - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (2.191)$$

Підставляючи вираз τ (2.189) в рівняння (2.191), можна отримати проекцію на осі x повного гальмівного шляху до зупинки

$$x = \frac{V_0^2}{2 \cdot \left(\varphi \cdot g - \frac{P_c}{m_T} \right)}. \quad (2.192)$$

Враховуючи наявність перших двох етапів (τ_c і τ_n), повний гальмівний шлях дорівнює

$$S_z = V_0 \cdot (\tau_c + 0,5 \cdot \tau_n) + x. \quad (2.193)$$

Друге рівняння системи (2.182) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поперечному напрямку при гальмуванні

$$dV_y \cdot \frac{m_T}{dt} = -\varphi \cdot G_a \cdot \gamma. \quad (2.194)$$

Підставляючи вираз γ (2.186) в рівняння (2.194), можна отримати

$$\begin{aligned} dV_y \cdot \frac{m_T}{dt} &= -0,5 \cdot \varphi \cdot G_a \cdot \gamma_0 \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot t}, \\ \frac{dV_y}{dt} &= -0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot t}. \end{aligned} \quad (2.195)$$

Загальний інтеграл останнього рівняння записується наступним чином:

$$V_y = -0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{\sqrt{A}} + C_1 + C_2. \quad (2.196)$$

Довільна постійна C_1 знаходиться за допомогою початкових умов: при $t = 0$, $V_y = 0$, отже

$$C_1 = 0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \frac{\gamma_0}{\sqrt{A}}. \quad (2.197)$$

Рівняння (2.196) при цьому записується наступним чином:

$$V_y = -0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell \sqrt{A} \cdot t}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \frac{\gamma_0}{\sqrt{A}} + C_2. \quad (2.198)$$

Враховуючи, що $V_y = \frac{dy}{dt}$, формула (2.198) для визначення швидкості автомобіля-тягача в поперечному напрямку можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$dy = -0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell \sqrt{A} \cdot t \cdot dt}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell \sqrt{A} \cdot t \cdot dt}{\sqrt{A}}. \quad (2.199)$$

інтегруючи в межах $0 \dots y$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати лінійне відхилення ЦМ автомобіля-тягача від напрямку прямолінійного руху при гальмуванні:

$$y = -0,5 \cdot \varphi \cdot g \cdot \gamma_0 \cdot \frac{-\ell \sqrt{A} \cdot t + 1 + \sqrt{A} \cdot \ell \sqrt{A} \cdot \tau \cdot t}{A}. \quad (2.200)$$

В другому наближенні сили R_{y1} і R_{y2} вчитуються. За рахунок прийнятих припущеннях ($\sin \gamma = \gamma$; $\cos \gamma = 1$) система (2.179) спрощується і приймає вид

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x1} - R_{x2} + R_{y1} \cdot \gamma - R_{x2} \cdot \gamma + P_c, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x1} \cdot \gamma - R_{x2} \cdot \gamma + R_{y1} + R_{y2}, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= P_c \cdot \gamma \cdot (l_k + b) - R_{y1} \cdot a - R_{x2} \cdot b, \end{aligned} \right\} \quad (2.201)$$

Так як всі колеса автомобіля-тягача доведені до ковзання, то можна з відомим наближенням рахувати, що

$$\begin{aligned} R_{y1} &= G_{a1} \cdot \varphi \cdot \sin \gamma, \\ R_{y2} &= G_{a2} \cdot \varphi \cdot \sin \gamma. \end{aligned} \quad (2.202)$$

Тоді, з урахуванням (2.181), система (2.201) приймає вигляд (при колишньому допущенні: $\sin \gamma = \gamma$; $\cos \gamma = 1$):

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -G_{a1} \cdot \varphi - G_{a2} \cdot \varphi + G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma^2 - G_{a2} \cdot \varphi \cdot \gamma^2 + P_c, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma - G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= P_c \cdot \gamma \cdot (l_k + b) - G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot a - G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot b, \end{aligned} \right\} \quad (2.203)$$

Третє рівняння системи (2.203) являє собою лінійне диференціальне (неповне) рівняння другого порядку з постійним коефіцієнтом (2.183) і може бути вирішено (при зроблених спрощеннях) незалежно від двох інших рівнянь системи (2.203).

$$\text{В рівнянні (2.183) в цьому випадку } A = \frac{P_c \cdot (l_k + b) - \varphi \cdot (G_{a1} \cdot a + G_{a2} \cdot b)}{I_z} -$$

постійний коефіцієнт.

Методика розв'язку рівняння (2.183) така ж, як і в першому наближенні.

Таким чином, величина курсового кута автомобіля-тягача після гальмування при накаті причепа визначається формулою (2.186) (при відповідному коефіцієнті A).

Перше рівняння системи (2.203) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поздовжньому напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned}\frac{dV_x \cdot m_T}{dt} &= -\varphi \cdot G_a + \varphi \cdot \gamma^2 \cdot (G_{a1} - G_{a2}) + P_c, \\ \frac{dV_x}{dt} &= -\varphi \cdot g + \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} + \frac{P_c}{m_T}.\end{aligned}\quad (2.204)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V_x$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості

$$V_x = V_0 - \left(\varphi \cdot g - \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot t. \quad (2.205)$$

При $V_x = 0$ можна визначити повний час гальмування

$$\tau = \frac{V_0}{\varphi \cdot g - \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} - \frac{P_c}{m_T}}. \quad (2.206)$$

Враховуючи, що $V_x = \frac{dx}{dt}$, формулу (2.205) можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$d_x = V_0 \cdot dt - \left(\varphi \cdot g - \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot t \cdot dt. \quad (2.207)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots x$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати шлях, який проходить автомобіль-тягач в поздовжньому напрямку

$$x = V_0 \cdot t - \left(\varphi \cdot g - \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} - \frac{P_c}{m_T} \right) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (2.208)$$

Підставляючи вираз τ (2.206) в рівняння (2.208), можна отримати проекцію на осі x повного гальмівного шляху до зупинки

$$x = \frac{V_0^2}{2 \cdot \left(\varphi \cdot g - \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{G_{a1} - G_{a2}}{m_T} - \frac{P_c}{m_T} \right)}. \quad (2.209)$$

Враховуючи наявність перших двох етапів (τ_c і τ_n), повний гальмівний шлях визначається формулою (2.193).

Друге рівняння системи (2.203) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поперечному напрямку при гальмуванні

$$\frac{dV_y \cdot m_T}{dt} = -2 \cdot G_{a1} \cdot \varphi \cdot \gamma. \quad (2.210)$$

Підставивши вираз γ (2.186) у рівняння (2.210), можна отримати

$$\begin{aligned} \frac{dV_y \cdot m_T}{dt} &= -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot t}, \\ \frac{dV_y}{dt} &= -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{m_T}. \end{aligned} \quad (2.211)$$

Загальний інтеграл останнього рівняння записується наступним чином:

$$V_y = -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{m_T \cdot \sqrt{A}} + C_1 + C_2. \quad (2.212)$$

Довільна постійна C_1 знаходиться за допомогою початкових умов: при $t = 0$, $V_y = 0$, отже

$$C_1 = \varphi \cdot G_{a1} \cdot \frac{\gamma_0}{m_T \cdot \sqrt{A}}. \quad (2.213)$$

Рівняння (2.212) при цьому записується наступним чином:

$$V_y = -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{m_T \cdot \sqrt{A}} + \varphi \cdot G_{a1} \cdot \frac{\gamma_0}{m_T \cdot \sqrt{A}} + C_2. \quad (2.214)$$

Довільна постійна C_2 визначається за допомогою початкових умов: при $t = \tau$, $V_y = 0$, отже

$$C_2 = \varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot \tau}}{m_T \cdot \sqrt{A}} - \varphi \cdot G_{a1} \cdot \frac{\gamma_0}{m_T \cdot \sqrt{A}}. \quad (2.215)$$

Рівняння (2.214) при цьому записується наступним чином:

$$V_y = -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{m_T \cdot \sqrt{A}} + \varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t}}{m_T \cdot \sqrt{A}}. \quad (2.216)$$

Враховуючи, що $V_y = \frac{dy}{dt}$, формула (2.216) для визначення швидкості автомобіля-тягача в поперечному напрямку можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$d_y = -\varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t} \cdot dt}{m_T \cdot \sqrt{A}} + \varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t} \cdot dt}{m_T \cdot \sqrt{A}}. \quad (2.217)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots y$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати лінійне відношення ЦМ автомобіля-тягача від напрямку прямолінійного руху при гальмуванні:

$$y = \varphi \cdot G_{a1} \cdot \gamma_0 \cdot \left(-\frac{\ell^{\sqrt{A} \cdot t} + 1 + \sqrt{A} \cdot \ell^{\sqrt{A} \cdot t} \cdot t}{m_T \cdot A} \right). \quad (2.218)$$

Втрата стійкості КТЗ із-за нерівномірності гальмівних сил однієї осі. На рис. 2.18, б приведена схема сил, які діють на двохосний автомобіль-тягач при нерівномірності гальмівних сил коліс різних бортів (для спрощення вплив причепа не вчитується).

У відповідності з схемою сил (рис. 2.18, б) рух ЦМ автомобіля-тягача при гальмуванні описується трьома диференціальними рівняннями

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x1} \cdot \cos \gamma - R_{x2} \cdot \cos \gamma + R_{y1} \cdot \sin \gamma - R_{y2} \cdot \sin \gamma, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x1} \cdot \sin \gamma - R_{x2} \cdot \sin \gamma + R_{y1} \cdot \cos \gamma + R_{y2} \cdot \cos \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= \frac{(R_{x2} - R_{x1}) \cdot B}{2} - R_{y1} \cdot a - R_{y2} \cdot b, \end{aligned} \right\} \quad (2.219)$$

де $R_{x\Pi}$ і $R_{x/L}$ – наведенні поздовжні сили зчеплення коліс відповідно правого і лівого бортів автомобіля-тягача.

В першому наближенні при малих значення сил R_{y1} та R_{y2} і приймаючи $\sin \gamma = \gamma$, $\cos \gamma = 1$, система (2.219) спрощується і приймає вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x/L} - R_{x\Pi}, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x/L} \cdot \gamma - R_{x\Pi} \cdot \gamma, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= \frac{(R_{x\Pi} - R_{x/L}) \cdot B}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.220)$$

Якщо прийняти, що колеса правого борта доведені до ковзання, то можна записати

$$\begin{aligned} R_{x\Pi} &= R_{x\Pi1} + R_{x\Pi2} = G_{\Pi} \cdot \varphi, \\ R_{x/L} &= R_{x/L1} + R_{x/L2} = G_L \cdot \varphi \cdot K_n. \end{aligned} \quad (2.221)$$

Або:

$$\begin{aligned} R_{x\Pi} &= \frac{G_a \cdot \varphi}{2}, \\ R_{x/L} &= \frac{G_a \cdot \varphi}{2} \cdot K_n. \end{aligned} \quad (2.222)$$

де $K_n \leq 1$ – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс.

Третє диференціальне рівняння руху ЦМ автомобіля запишеться наступним чином:

$$I_z \cdot \ddot{\gamma} = M_{нов} \text{ або } \dot{\gamma} = \frac{M_{нов}}{I_z}, \quad (2.223)$$

де $M_{нов} = (R_{xn} - R_{xl}) \cdot 0,5 \cdot B$ – повертаючий момент.

Подвійне інтегрування рівності (2.223) дає вираз

$$\gamma = 0,5 \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^2}{I_z} + C, \quad (2.224)$$

підставляючи в яке початкові умови $t = 0$, $\gamma = 0$, можна отримати формулу кута розвороту автомобіля-тягача при дії повертаючого моменту, який виникає від нерівномірності гальмівних сил різних бортів:

$$\gamma = 0,5 \cdot M_{нов} \cdot \frac{\tau^2}{I_z}. \quad (2.225)$$

Аналізом останньої формули встановлюється, що кут розвороту автомобіля-тягача γ прямо пропорційний часу гальмування τ^2 і обернено пропорційний моменту інерції автомобіля-тягача I_z .

Перше рівняння системи (2.220) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поздовжньому напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned} \frac{dV_x \cdot m_t}{dt} &= -0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot k - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi, \\ \frac{dV_x}{dt} &= -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1). \end{aligned} \quad (2.226)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V_x$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості

$$V_x = V_0 - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot t. \quad (2.227)$$

Приймаючи $V_x = 0$, визначається повний час гальмування

$$\tau = \frac{V_0}{0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1)}. \quad (2.228)$$

Враховуючи, що $\frac{dV_x}{dt}$, формулу (2.227) можна представити як диференціальне рівняння з розділюючими змінними

$$dx = V_0 \cdot dt - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot t \cdot dt. \quad (2.229)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots x$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати шлях, який пройшов автомобіль-тягач в поздовжньому напрямку

$$x = V_0 \cdot t - 0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot t^2. \quad (2.230)$$

Підставляючи вираз τ (2.228) в рівняння (2.230), можна отримати проекцію на вісь x повного гальмівного шляху до зупинки

$$x = \frac{V_0^2}{g \cdot \varphi \cdot (k + 1)}. \quad (2.231)$$

Враховуючи наявність двох перших етапів (τ_c і τ_n), повний гальмівний шлях визначається формулою (2.193).

Друге рівняння системи (2.220) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поперечному напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned}\frac{dV_y \cdot m}{dt} &= -0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot k \cdot \gamma - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma, \\ \frac{dV_y}{dt} &= -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot (k + 1).\end{aligned}\quad (2.232)$$

Підставивши вираз γ (2.225) в рівняння (2.232), можна отримати

$$\frac{dV_y}{dt} = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^2}{I_z}.\quad (2.233)$$

Загальний інтеграл останнього рівняння записується наступним чином:

$$V_y = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^3}{3 \cdot I_z} + C_1 + C_2.\quad (2.234)$$

Довільна постійна C_1 знаходиться за допомогою початкових умов: при $t = 0$, $V_y = 0$, отже, $C_1 = 0$.

Рівняння (2.234) при цьому записується наступним чином:

$$V_y = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^3}{3 \cdot I_z} + C_2.\quad (2.235)$$

Довільна постійна C_2 знаходиться за допомогою початкових умов: при $t = \tau$, $V_y = 0$, отже,

$$C_2 = 0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{\tau^3}{3 \cdot I_z}. \quad (2.236)$$

Рівняння (2.235) при цьому записується наступним чином:

$$V_y = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^3}{3 \cdot I_z} + 0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{\tau^3}{3 \cdot I_z}. \quad (2.237)$$

Враховуючи, що $V_y = \frac{dy}{dt}$, формулу (2.237) для визначення швидкості автомобіля-тягача в поперечному напрямку можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$d_y = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{t^3 \cdot dt}{3 \cdot I_z} + 0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{\tau^3 \cdot dt}{3 \cdot I_z}. \quad (2.238)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots y$ для лівої частини і $0 \dots t$ для правої, можна отримати лінійне відхилення ЦМ автомобіля-тягача від напрямку прямолінійного руху при гальмуванні:

$$y = -0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot M_{нов} \cdot \frac{\frac{t^4}{4} - \tau^3 \cdot t}{3 \cdot I_z}. \quad (2.239)$$

У другому наближенні сили R_{y1} і R_{y2} враховується. З урахуванням прийнятих допущеннях ($\sin \gamma = \gamma$, $\cos \gamma = 1$) і враховуючи, що

$R_{y1} = 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot \frac{k+1}{2} = R_{y2}$, система (2.219) спрощується і приймає вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x} &= -R_{x\Pi} - R_{x\Pi} + R_{y1} \cdot \gamma - R_{y2} \cdot \gamma, \\ m_T \cdot \ddot{y} &= -R_{x\Pi} \cdot \gamma - R_{x\Pi} \cdot \gamma + R_{y1} + R_{y2}, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= \frac{(R_{x\Pi} - R_{x\Pi}) \cdot B}{2} - R_{y1} \cdot a - R_{x2} \cdot b. \end{aligned} \right\} \quad (2.240)$$

Враховуючи отримані вирази для $R_{x\Pi}$ і $R_{x\Pi}$ (2.222), можна записати:

$$R_{x\Pi} - R_{x\Pi} = 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot k = -0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot (1 - k). \quad (2.241)$$

Тоді повертаючий момент буде рівний

$$M_{нов} = 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot (1 - k) - 0,5 \cdot B = 0,25 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot B \cdot (1 - k). \quad (2.242)$$

Третє диференціальне рівняння руху ЦМ автомобіля-тягача записується наступним чином:

$$\begin{aligned} I_z \cdot \ddot{\gamma} &= M_{нов} - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot (k+1) \cdot \frac{a}{2} - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot (k+1) \cdot \frac{b}{2}, \\ I_z \cdot \ddot{\gamma} &= M_{нов} - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot (k+1) \cdot \frac{L}{2}. \end{aligned} \quad (2.243)$$

Після перетворення можна отримати:

$$\ddot{\gamma} + 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot L \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot I_z} - \frac{M_{нов}}{I_z} = 0. \quad (2.244)$$

Останнє рівняння представляє собою лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку

$$\ddot{\gamma} + A \cdot \gamma - B = 0, \quad (2.245)$$

де $A = 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \frac{L}{2 \cdot I_z}$ і $B = \frac{M_{нов}}{I_z}$ – постійні коефіцієнти.

Загальний розв'язок γ неоднорідного рівняння (2.245) являється, як сума якого не будь розв'язку цього рівняння γ^* і загальний розв'язок $\bar{\gamma}$ відповідного однорідного рівняння ($\ddot{\gamma} + A \cdot \gamma = 0$):

$$\gamma = \bar{\gamma} + \gamma^*, \quad (2.246)$$

Загальний розв'язок $\bar{\gamma}$ лінійного однорідного диференціального рівняння другого порядку

$$\ddot{\gamma} + A \cdot \gamma = 0, \quad (2.247)$$

знаходиться у вигляді $\gamma = \ell^{k \cdot t}$; $k = \text{Const}$. Перша похідна цього виразу дорівнює $\dot{\gamma} = k \cdot \ell^{k \cdot t}$, а друга $\ddot{\gamma} = k^2 \cdot \ell^{k \cdot t}$. Підставляючи відповідні значення в рівняння (2.247), можна отримати $k^2 \cdot \ell^{k \cdot t} + A \cdot \ell^{k \cdot t} = 0$ або $\ell^{k \cdot t} \cdot (k^2 + A) = 0$. Але так як $\ell^{k \cdot t} \neq 0$, то $k^2 + A = 0$; $A > 0$.

Загальний інтеграл рівняння

$$\gamma = C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t); \beta = \sqrt{A}. \quad (2.248)$$

Отже, загальний розв'язок лінійного однорідного диференціального рівняння другого порядку (2.247) має такий вигляд:

$$\bar{\gamma} = C_1 \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\sqrt{A} \cdot t). \quad (2.249)$$

Розмірність виразу $\sqrt{A} \cdot t$ – радіан.

Розв'язок γ^* лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку (2.245) має такий вигляд:

$$\gamma^* = \frac{B}{A}. \quad (2.250)$$

Таким чином, загальний розв'язок γ лінійного неоднорідного диференціального рівняння (2.245) записується наступним чином:

$$\gamma = \bar{\gamma} + \gamma^* = C_1 \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{B}{A}. \quad (2.251)$$

Перша похідна цього виразу дорівнює

$$\dot{\gamma} = -\sqrt{A} \cdot C_1 \cdot \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \sqrt{A} \cdot C_2 \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot t). \quad (2.252)$$

Довільні постійні C_1 і C_2 визначаються від початкових умов: при $t = 0$;
 $\gamma = \gamma_0$; $\dot{\gamma} = 0$.

Після підставлення та перетворення можна отримати

$$C_1 = \gamma_0 - \frac{B}{A}; C_2 = 0. \quad (2.253)$$

Отже, формула кута розвороту автомобіля-тягача при дії повертаючого моменту, який виникає від нерівномірності гальмівних сил коліс різних бортів, має вигляд наступним чином:

$$\gamma = \left(\gamma_0 - \frac{B}{A} \right) \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot \tau) + \frac{B}{A}. \quad (2.254)$$

Перше рівняння системи (2.240) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поздовжньому напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned} \frac{dV_x \cdot m_T}{dt} = & -0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot k - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi + 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{k+1}{2} - \\ & - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma^2 \cdot \frac{k+1}{2}, \end{aligned} \quad (2.255)$$

$$\frac{dV_x}{dt} = -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1).$$

Це рівняння аналогічно відповідне (2.226) рівняння з першого наближення. Тому отриманні раніше в першому наближенні формули для визначення поточної швидкості V_x (2.227), повний час гальмування τ (2.228), шляху пройденого автомобілем-тягачем в поздовжньому напрямку, x (2.231) і повного гальмівного шляху S_2 (2.193) залишаються справедливими і для другого наближення.

Друге рівняння системи (2.240) являє собою диференціальне рівняння руху автомобіля-тягача в поперечному напрямку при гальмуванні

$$\begin{aligned} \frac{dV_y \cdot m_T}{dt} = & -0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot k \cdot \gamma - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma - 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot \frac{k+1}{2} + \\ & + 0,5 \cdot G_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot \frac{k+1}{2}, \end{aligned} \quad (2.256)$$

$$\frac{dV_y}{dt} = -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot (k+1).$$

Підставивши вираз γ (2.254) в рівняння (2.256), можна отримати

$$\frac{dV_y}{dt} = -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left[\left(\gamma_0 - \frac{B}{A} \right) \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{B}{A} \right]. \quad (2.257)$$

Загальний інтеграл останнього рівняння записується наступним чином:

$$\begin{aligned} V_y = & -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A} \right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot t)}{\sqrt{A}} - \\ & - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{t}{A} + C_1 + C_2. \end{aligned} \quad (2.258)$$

Довільна постійна C_1 знаходиться за допомогою початкових умов: при $t=0$; $V_y=0$, отже, $C_1=0$.

Рівняння (2.258) при цьому записується наступним чином:

$$\begin{aligned} V_y = & -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A} \right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot t)}{\sqrt{A}} - \\ & - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{t}{A} + C_2. \end{aligned} \quad (2.259)$$

Довільна постійна C_2 знаходиться за допомогою початкових умов: при

$t = \tau$; $V_y = 0$, отже,

$$C_2 = 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot \tau)}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{\tau}{A}. \quad (2.260)$$

Рівняння (2.259) при цьому записується наступним чином:

$$\begin{aligned} V_y = & -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot t)}{\sqrt{A}} - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{t}{A} + \\ & + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot \tau)}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{\tau}{A}. \end{aligned} \quad (2.261)$$

Враховуючи, що $V_y = \frac{dy}{dt}$, формулу (2.261) для визначення швидкості автомобіля-тягача в поперечному напрямку можна представити як диференціальне рівняння з перемінними

$$\begin{aligned} d_y = & -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot t) \cdot dt}{\sqrt{A}} - 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{t \cdot dt}{A} + \\ & + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot \tau) \cdot dt}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{\tau \cdot dt}{A}. \end{aligned} \quad (2.262)$$

інтегруючи яке, можна отримати лінійне відхилення автомобіля-тягача від напрямку прямолінійного руху при гальмуванні:

$$\begin{aligned} y = & 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot t)}{A} - 0,25 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{t^2}{A} + \\ & + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot \left(\gamma_0 - \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{\sin(\sqrt{A} \cdot \tau) \cdot t}{\sqrt{A}} + 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k+1) \cdot B \cdot \frac{\tau \cdot t}{A} + C. \end{aligned} \quad (2.263)$$

Довільна постійна C знаходиться за допомогою початкових умов: при $t = 0$; $y = 0$, отже,

$$C = -0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot \frac{\gamma_0 - \frac{B}{A}}{A}. \quad (2.264)$$

Рівняння (2.263) при цьому записується наступним чином:

$$y = 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot (k + 1) \cdot \quad (2.265)$$

$$\frac{(\gamma_0 - \frac{B}{A}) \cdot \cos(\sqrt{A} \cdot t) - B \cdot \frac{t^2}{2} + \sqrt{A} \cdot (\gamma_0 - \frac{B}{A}) \cdot \sin(\sqrt{A} \cdot \tau) \cdot t + B \cdot \tau \cdot t - (\gamma_0 - \frac{B}{A})}{A}.$$

2.3 Програма «Розрахунок гальмівної ефективності КТЗ»

За даною методикою визначення гальмівних властивостей КТЗ з метою сертифікації для заміни натурних випробувань розроблений алгоритм і програма “Розрахунок гальмівної ефективності КТЗ”, що реалізують на ПК математичну модель процесу гальмування КТЗ.

Програма дозволяє на основі вихідних даних, що характеризують конструктивні і експлуатаційні параметри КТЗ, провести розрахунок основних показників гальмівної ефективності, а також прогнозування можливості блокування мостів КТЗ.

На рис. 2.18 наведена блок-схема програми, яка складається з трьох блоків:

1. Блок А – блок змінних даних, величина яких залежить від змінних величин: характеристик транспортних засобів.

2. Блок Б – блок розрахунку

3. Блок С – блок виводу отриманих результатів.

Блок А складається з початкових даних для розрахунку гальмівної

системи КТЗ (табл. 2.2), що вводяться оператором. Дані конструктивних і експлуатаційних особливостей КТЗ беруться з довідкової літератури [103, 104, 105, 106], або з інтернет-ресурсів виробника.

Блок Б розрахунку складається з математичного апарату формул створеного в програмному продукті MathCAD [107]. MathCAD є скороченням англійської фрази: Mathematical Computer Aided Design – математичне проектування за допомогою комп'ютера.

Математичний пакет MathCAD дозволяє швидко реалізувати математичні моделі на комп'ютері [107, 108], не вдаючись в тонкості програмування.

Пакет MathCAD має довідник основних математичних і фізико-хімічних формул і констант.

У середовищі MathCAD процес створення програми йде паралельно з її відладкою і оптимізацією. Користувач, ввівши в MathCAD-документ новий вираз, може підрахувати, чому він дорівнює при певних значеннях змінних, та побудувати графік або поверхню. Налагоджувальні фрагменти можна залишити в готовому документі для того, щоб, переконатися в правильності моделі.

Інтерфейс користувача в середовищі MathCAD спирається на оператори введення і оператори виведення значень змінних і виразів.

Імена змінних в середовищі MathCAD можуть містити пропуски, букви латиниці, кирилиці та грецького алфавіту.

Змінні в середовищі MathCAD можуть зберігати скалярне, векторне і матричне значення.

Математичні вирази в середовищі MathCAD записуються в їх загальноприйнятій нотації: чисельник знаходиться зверху, а знаменник – знизу, в інтегралі межі інтеграції також розташовані на своїх звичних місцях.

Механізм роботи дозволяє в середовищі MathCAD:

- вводити початкові дані вимірювань в потрібній системі та потрібних одиницях;
- вести у формулах за якими проводиться розрахунок контроль розмірностей;

Таблиця 2.2 – Початкові дані для розрахунку гальмівної системи КТЗ

Параметри	Тип КТЗ
	КамАЗ-53205
1	2
Довжина КТЗ $l_{КТЗ}$, м	7,375
Висота КТЗ $h_{КТЗ}$, м	3,100
Ширина КТЗ $b_{КТЗ}$, м	2,5
Колісна база КТЗ L , м	3,85
Висота центра мас КТЗ h_g , м	1,35 (1,0)
Макс. крутний момент M_{Kmax} , Н·м	912
при обертах n_{Mk_max} , хв ⁻¹	1100-1500
Максимальна потужність N_{max} , кВт	167
при обертах n_{N_max} , хв ⁻¹	2200
Передаточні числа коробки передач (з подільником)	
першої передачі U_{k1}	7,82 (6,38)
другої передачі U_{k2}	4,03 (3,29)
третьої передачі U_{k3}	2,5 (2,04)
четвертої передачі U_{k4}	1,53 (1,25)
п'ятої передачі U_{k5}	1,0 (0,815)
Передаточне число головної передачі U_e	5,43
ККД трансмісії η_{mp}	0,9
Динамічний радіус колеса r_d , м	0,498
Радіус кочення (кінематичний радіус) колеса r_k , м	0,508
Максимальна швидкість V_{max} , км/год	90
Споряджена маса КТЗ G_0 , кг	7090
В том числі:	
на передню вісь	3570
на візок	3520
Повна маса КТЗ G_{ai} , кг	16200
В том числі:	
на передню вісь	5100
на візок	11100
Коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс з дорогою ϕ_x	0,8

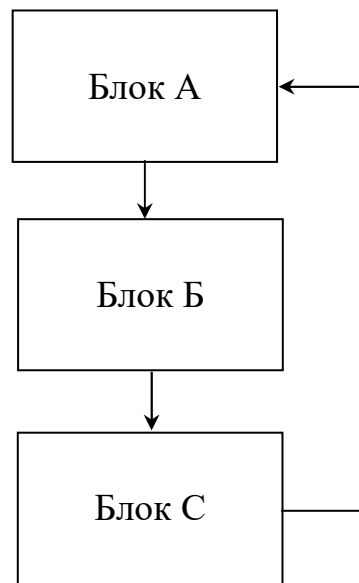


Рис. 2.18 - Блок-схема програми розрахунку

- виводити отримані величини в потрібній системі і в потрібних одиницях вимірювань.

Математичний апарат блоку Б складається з апарату формул розглянутих в розділі 2.

Блок С складається з виводу результатів блоку Б.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Розроблена математична модель, що описує процес гальмування КТЗ, дозволяє оцінити:

а) ефективність гальмування КТЗ:

- з використанням РГС (двигун від'єднаний від трансмісії і з'єднаний з нею; випробування типу 0, випробування типу I, випробування типу II);

- з використанням ЗГС (при відмові кожного контуру робочої гальмової системи; при відмові привода регулятора гальмових сил; при відмові гальмового привода причіпної ланки - гальмування автопоїзда гальмовою системою автомобіля-тягача);

- з використанням СГС (загальмовування КТЗ на ухилі; буксирування КТЗ в загальмованому стані на горизонтальній ділянці дороги із двигуном, від'єднанням від трансмісії);

- з використанням ДГС (спуск загальмованого КТЗ по ділянці дороги, що має поздовжній ухил; буксирування по горизонтальній ділянці дорога загальмованого КТЗ спеціальним автомобілем-тягачем; часткове гальмування КТЗ його допоміжною гальмовою системою на горизонтальній ділянці дороги із заданої початкової швидкості);

б) стійкість КТЗ при гальмуванні через:

- нахату причіпної ланки на автомобіль-тягач (складання автопоїзда);
- відмінності в процесі роботи гальмових механізмів коліс однієї осі (нерівність гальмових сил однієї осі);

- мимовільного повороту керованого колеса;

в) розподіл гальмових сил між осями транспортних засобів і сумісність гальмового керування причіпних транспортних засобів з автомобілями-тягачами.

2. Виведені формули дозволяють установити залежність показників ефективності гальмування КТЗ і критеріїв оцінки стійкості КТЗ при гальмуванні від варіації конструктивних і експлуатаційних параметрів. У порівнянні отриманих значень показників ефективності гальмування КТЗ і критеріїв оцінки стійкості КТЗ при гальмуванні з їхніми нормованими значеннями можна встановити межі можливих варіацій конструктивних і експлуатаційних параметрів, тобто вирішити питання з допустимості відмінності параметрів модифікацій від відповідних параметрів базового КТЗ.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ КТЗ

Моделювання і кількість випробувань процесу гальмування відбувалось застосування до КТЗ марки КамАЗ (КамАЗ-53205).

ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 [21] визначає, що для КТЗ категорії М і N залишкова ефективність при випробуванні "I" РГС повинна складати не менше 80%, а при випробуванні "II" РГС – не менше 60% тієї, яка встановлена для даної категорії КТЗ при випробуванні "0" РГС.

При теоретичних досліджень процесу гальмування КТЗ значення усталеного сповільнення $j_{уст}$, а отже, і загальна питома гальмівних сил γ_z при випробуваннях "I" і "II" РГС приймалися рівним відповідно 80% і 60% від аналогічних значень при випробуванні "0" РГС.

3.1 Вплив конструктивних параметрів на показники гальмівної ефективності КТЗ

Об'єктом дослідження (трьохвісний КТЗ КамАЗ-53205, повна маса дорівнює 16200 кг), згідно класифікації КТЗ [21, 30], відноситься до категорії N3.

Початкові дані для розрахунку наведені в табл. 3.1 і табл. 3.2.

Ефективність РГС КТЗ встановлюється відповідно трьом випробуванням: "0", "I" і "II" РГС [21, 31]. Випробування "0" проводяться для КТЗ з повною і спорядженою масами; з двигуном від'єднаним від трансмісії та з'єднаним з ним [21, 31].

Межами і умовами ефективності КТЗ категорії N3 являються наступні [21]:

початкова швидкість гальмування: $V_0 = 60 \text{ км/год}$;

гальмівний шлях (не більше): $S_z = 36,7 \text{ м}$;

усталене сповільнення (не менше): $j_{уст} = 5,0 \text{ м/с}^2$;

зусилля, яке діє на орган керування при терміні часу 0,2 с: $P_{ned} = 686, \text{ Н}$
(70 кгс).

Таблиця 3.1 - Початкові дані для розрахунку ефективності РГС КТЗ КамАЗ-53205.

Параметри	Тип випробування
	Випробування "0" РГС
φ_x	0,8
V_0 , км/год	60
L , м	3,85
h_g , м	1,35 (1,0)
τ_{z1} , с	0,1
τ_{z2} , с	0,18
τ_{n1} , с	0,33
τ_{n2} , с	0,82 (0,12)
P_{z1max} , кН	38,58
P_{z2max} , кН	64,22 (15,14)
m_{a1} , кг	5100 (3570)
m_{a2} , кг	11100 (3520)

Примітка. В дужках вказані значення для КТЗ в спорядженому стані.

Ефективність ЗГС КТЗ перевіряється шляхом проведення випробування "0" РГС двигун від'єднаний від трансмісії, випробування проводяться для КТЗ з повною масою і у спорядженому стані [21, 31].

Випробування по визначенню ефективності запасної гальмової системи автомобіля розділяються на наступні види [21, 31]:

- випробування при імітації відмови кожного контуру робочої гальмівної системи;

- випробування при імітації відмови привода регулятора гальмівних сил.

Таблиця 3.2 - Початкові дані для розрахунку ефективності ЗГС КТЗ КамАЗ-53205.

Параметри	Тип випробування		
	Відмова контура коліс візка	Відмова контура передніх коліс	Відмова регулятора гальмівних сил
φ_x	0,8		
V_0 , км/год	40		
L , м	3,85		
h_g , м	1,35 (1,0)		
τ_{31} , с	0,1	0	0,1
τ_{32} , с	0	0,18	0,18
τ_{n1} , с	0,33	0	0,33
τ_{n2} , с	0	0,82 (0,12)	0,82 (0,12)
P_{c1max} , кН	38,58	0,34 (0,26)	38,58
P_{c2max} , кН	0,86 (0,3)	64,22 (15,14)	64,22 (15,14)
m_{a1} , кг	5100 (3570)		
m_{a2} , кг	11100 (3520)		

Примітка. В дужках вказані значення для КТЗ в спорядженому стані.

Відмова кожного контура РГС імітується його розгерметизацією, при цьому тиск у цьому контурі залишається рівним атмосферному протягом усього етапу випробувань [21, 31].

Відмова привода регулятора гальмових сил імітується від'єднанням навантажувального важеля регулятора від непідресореної маси й установкою його у вільне положення [21, 31].

Випробування проводяться при одночасній імітації не більше однієї відмови в приводі РГС [21, 31].

Межами і умовами ефективності КТЗ категорії N3 є наступні [21]:

початкова швидкість гальмування: $V_0 = 40$ км/год;

гальмівний шлях (не більше): $S_z = 33,8 \text{ м}$;

усталене сповільнення (не менше): $j_{уст} = 2,2 \text{ м/с}^2$;

зусилля, яке діє на орган керування при терміні часу 0,2 с: $P_{ned} = 686 \text{ Н}$ (70 кгс).

Нижче представлені отримані графічні залежності гальмівного шляху S_z і усталеного сповільнення $j_{уст}$ КТЗ від конструктивних параметрів.

В табл. 4.3 приведені встановлені в результаті теоретичних досліджень діапазони можливих варіацій технічних параметрів КТЗ КамАЗ-53205, при яких оціночні показники ефективності РГС ($S_z, j_{уст}$) відповідають нормативним значенням.

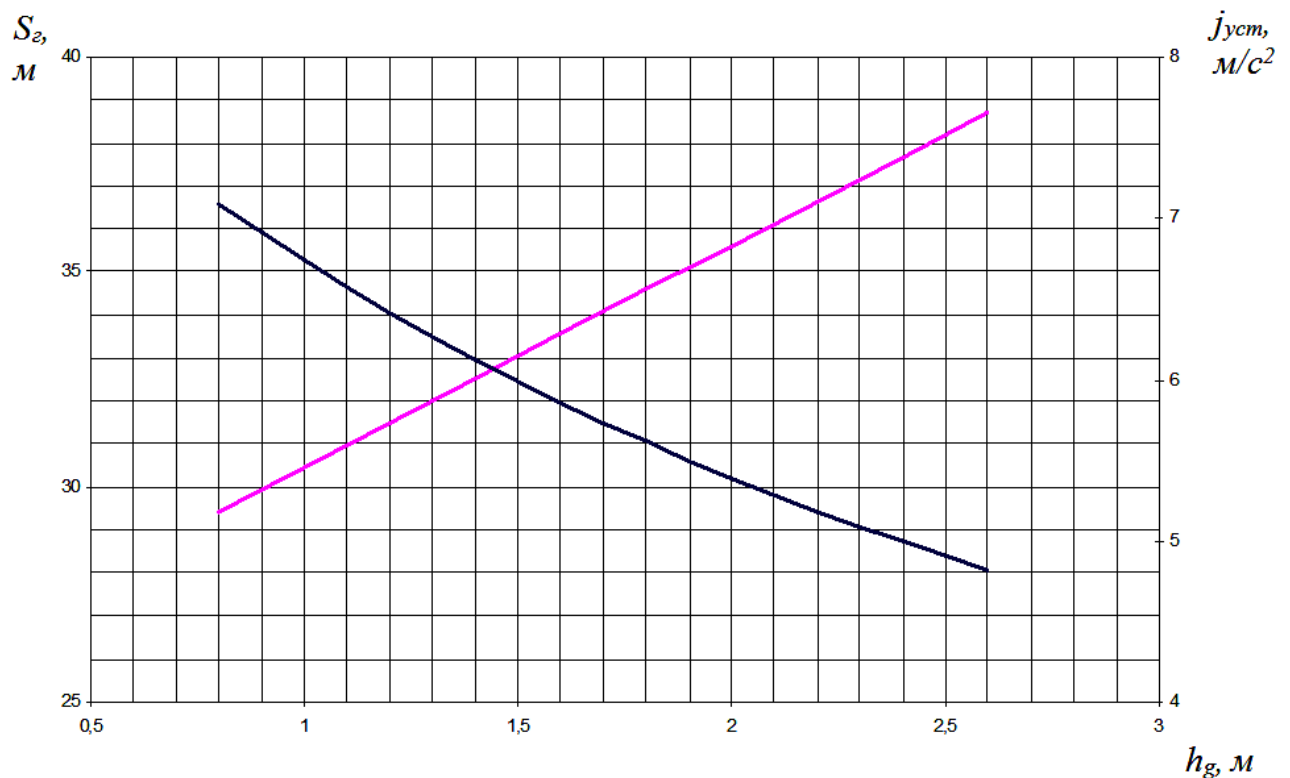


Рис. 3.1 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від висоти розміщення центра мас (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)

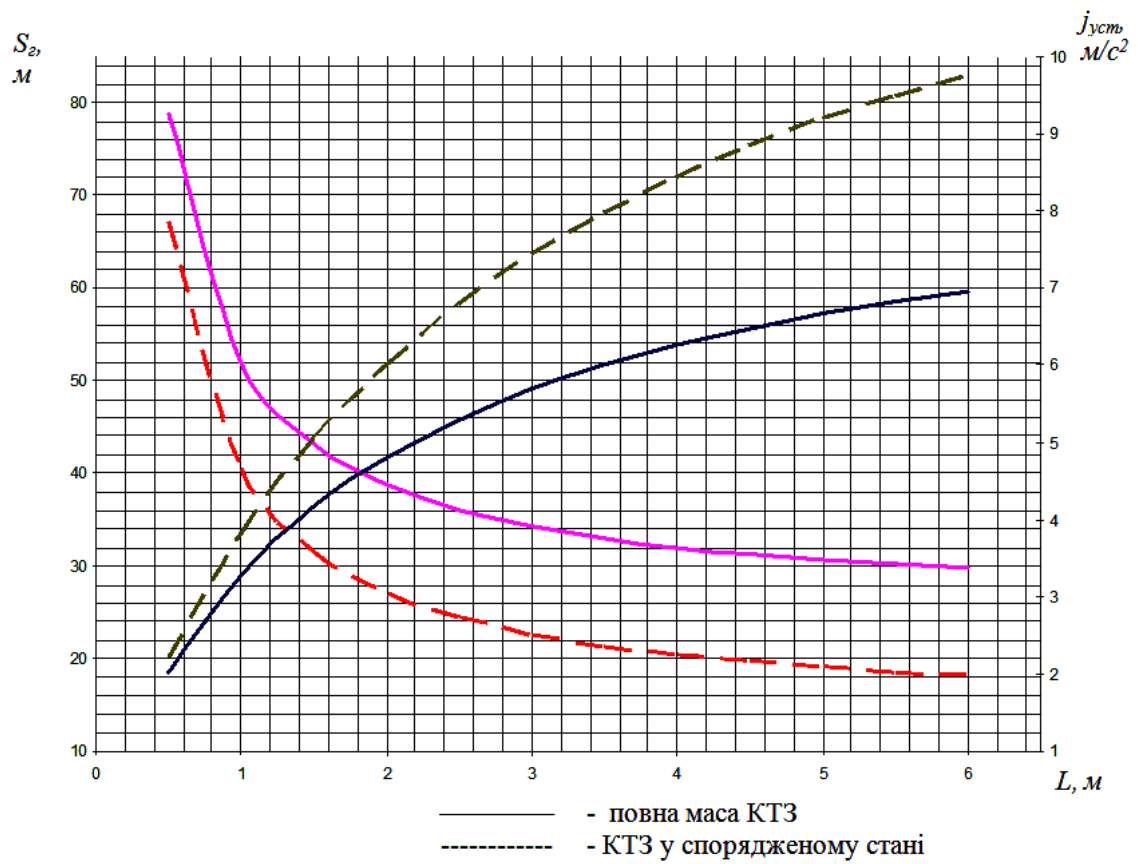


Рис. 3.2 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від бази КТЗ (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)



Рис. 3.3 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від розподілу маси по осям (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)

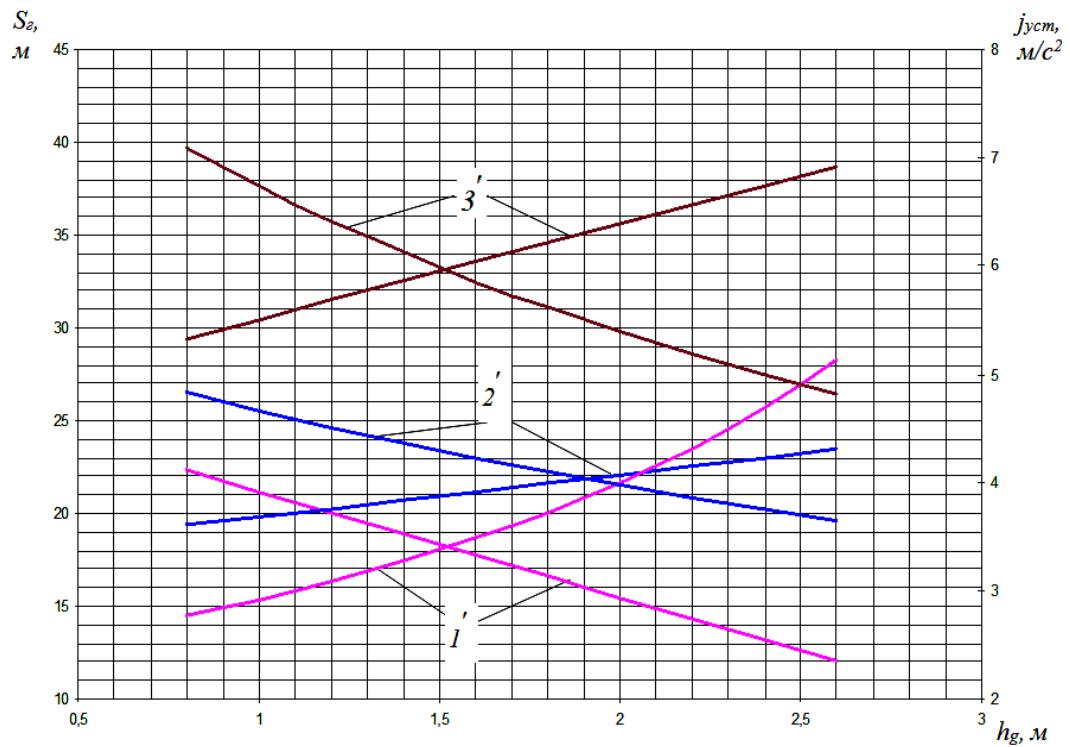


Рис. 3.4 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від висоти розміщення центра мас (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)

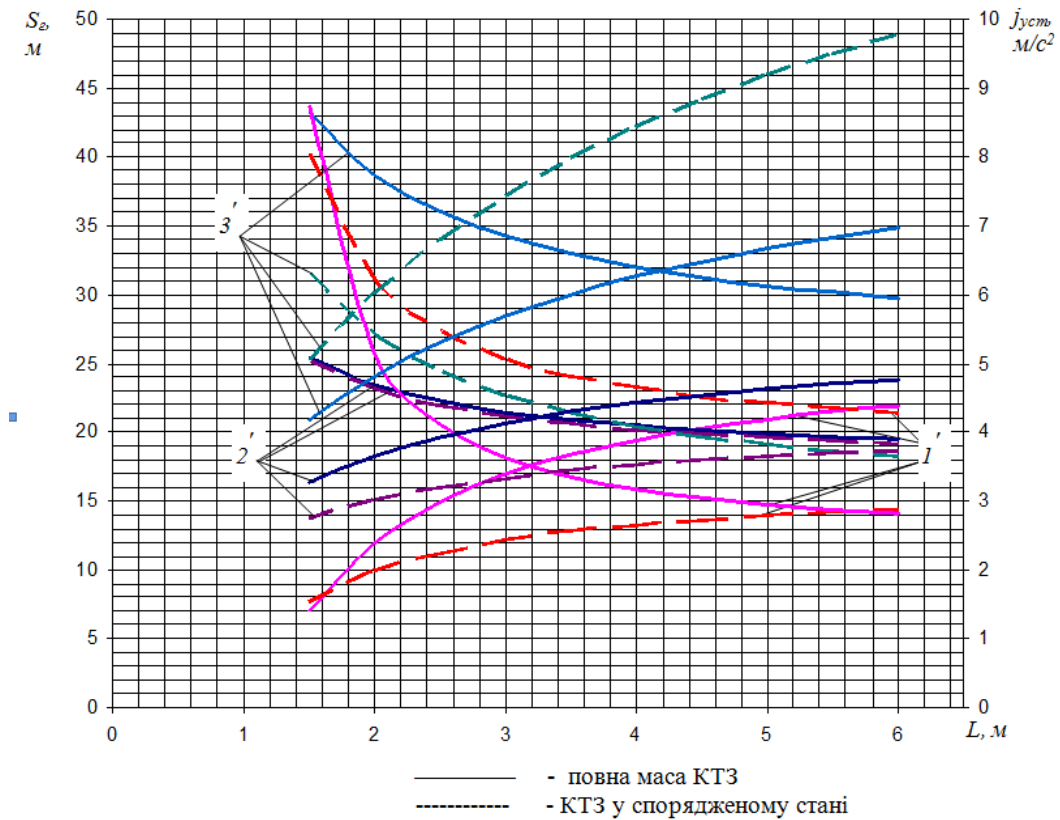


Рис. 3.5 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від бази КТЗ (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)

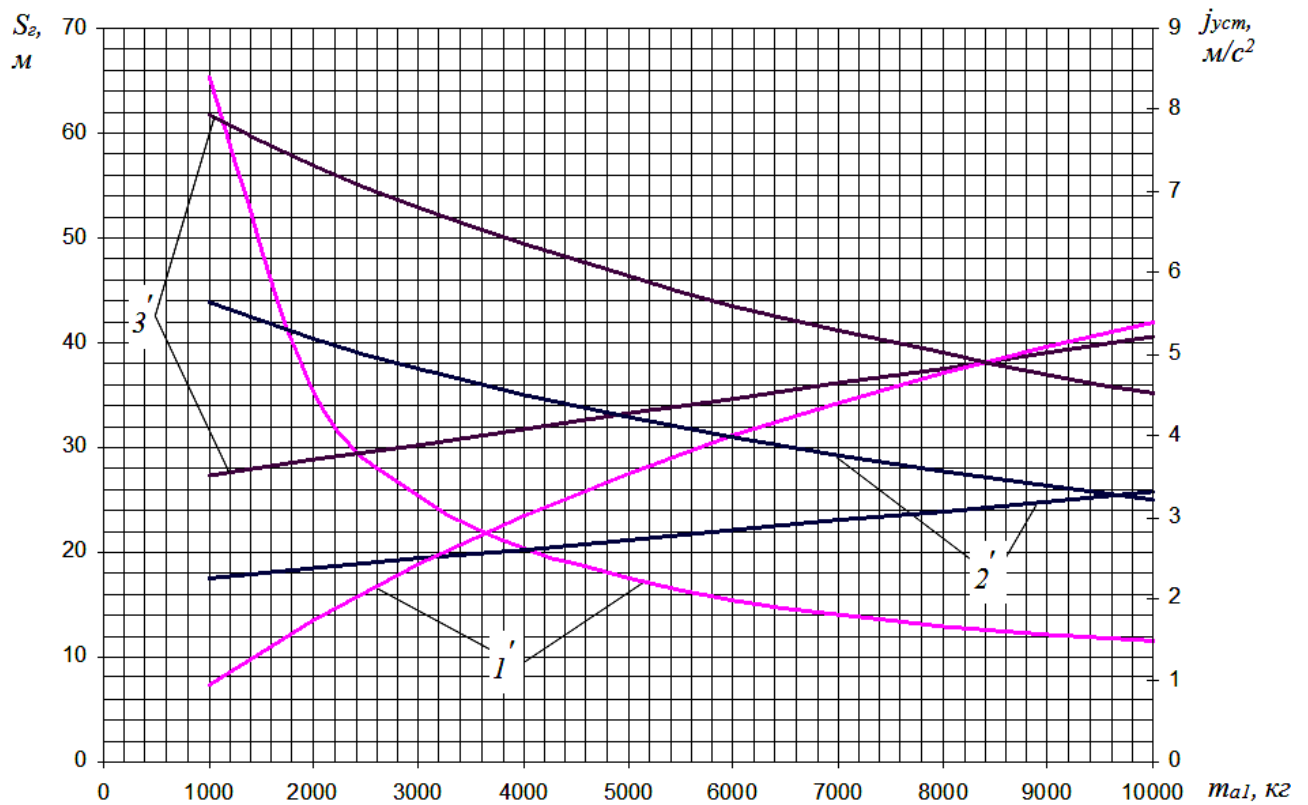


Рис. 3.6 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від розподілу маси по осям (КТЗ з двигуном, від'єднаним від трансмісії)

Таблиця 3.3 - Діапазони варіацій і оптимальні значення технічних параметрів КТЗ КамАЗ-53205.

Тип випробування	Діапазони варіації технічного параметра		
	h_g , м	L , м	m_{a1} , кг
Випробування "0" РГС	0,9...2,2	2,65...5,0 (1,5...5,0)	2000...8000
Відмова контура коліс середнього і заднього мостів	0,9...2,6	1,5...6 (1,5...6)	2750...10000
Відмова контура коліс переднього моста	0,9...2,6	1,5...6 (1,5...6)	1000...10000
Відмова регулятора гальмівних сил	0,9...1,65	1,5...3,32 (1,5...6)	1000...5400

Примітка. В дужках вказані значення для КТЗ в спорядженому стані.

3.2 Вплив експлуатаційних параметрів на показники гальмівної ефективності КТЗ

Початкові дані для розрахунку наведені в табл. 3.1 і табл. 3.2.

Нижче представлені отримані графічні залежності гальмівного шляху S_z і усталеного сповільнення $j_{уст}$ КТЗ від експлуатаційних параметрів. Суцільні лінії відносяться до КТЗ КамАЗ-53205 з повною масою, штрих пунктирні лінії – до КТЗ КамАЗ-53205 у спорядженому стані.

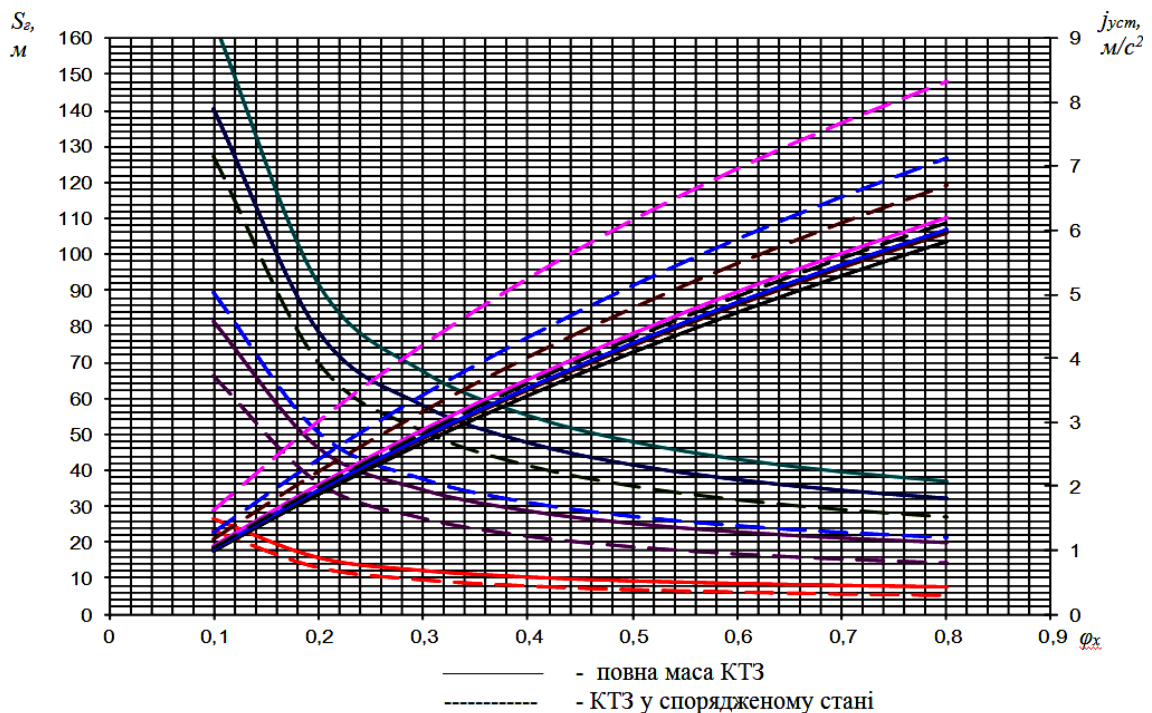


Рис. 3.7 - Залежність гальмівного шляху і усталеного сповільнення КТЗ від коефіцієнта поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею

На всіх графіках (рис. 3.4 - 3.6, 3.8) позначені: 1' – випробування при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмівних механізмів коліс середнього й заднього мостів; 2' – випробування при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмівних механізмів коліс переднього моста; 3' – випробування при відмові привода регулятора гальмових сил. Суцільні лінії відносяться до КТЗ КамАЗ-53205 з повною масою, штрих пунктирні лінії – до КТЗ КамАЗ-53205 у спорядженому стані.

Використовуючи результати аналітичних розрахунків, можна оцінити раціональність застосування того або іншого способу гальмування. Порівнюючи способи гальмування з від'єднаним і з'єднаним двигуном з трансмісією (рис. 3.7), можна визначити оптимальний коефіцієнт поздовжнього зчеплення $\varphi_{x.опт}$, при якому доцільний перехід від одного способу гальмування до іншого, більш раціонального для даних умов.

Так, для КТЗ КамАЗ-53205 з повною масою на дорогах з коефіцієнтом поздовжнього зчеплення $\varphi_x < 0,3$, екстрене гальмування доцільно здійснювати двигуном, з'єднаним з трансмісією; на дорогах з коефіцієнтом поздовжнього зчеплення $\varphi_x > 0,3$, екстрене гальмування доцільно здійснювати двигуном, від'єднаним від трансмісії. Аналогічно для КТЗ КамАЗ-53205 у спорядженому стані на дорогах з коефіцієнтом поздовжнього зчеплення $\varphi_x < 0,2$, екстрене гальмування доцільно здійснювати з двигуном, з'єднаним з трансмісією; на дорогах з коефіцієнтом поздовжнього зчеплення $\varphi_x > 0,2$, екстрене гальмування доцільно здійснювати двигуном, від'єднаним від трансмісії.

Відповідно до рис. 3.7 при гальмуванні КТЗ КамАЗ-53205 з повною масою на дорозі з $\varphi_x < 0,3$, гальмівний шлях менше (усталене сповільнення більше), коли двигун з'єднаний з трансмісією, а на дорозі з $\varphi_x > 0,3$ – коли двигун від'єднаний від трансмісії. Так, при $\varphi_x = 0,25$ відносна різниця гальмівних шляхів при гальмуванні двигуном з'єднаним або від'єднаним від трансмісії становить 14,0...16,2%, відносна різниця усталеного сповільнення – 7,5...8,1%; при $\varphi_x = 0,80$ відносна різниця гальмівних шляхів при гальмуванні двигуном з'єднаним або від'єднаним від трансмісії становить 12,1...13,8%, відносна різниця усталеного сповільнення – 6,0...6,3%.

При гальмуванні КТЗ КамАЗ-53205 у спорядженому стані на дорозі з $\varphi_x < 0,2$, гальмівний шлях менше (усталене сповільнення більше) при двигуні з'єднаному з трансмісією, а на дорозі, характеризуючи $\varphi_x > 0,2$ – при двигуні

від'єднаному від трансмісії. Так, при $\varphi_x = 0,10$ відносна різниця гальмівних шляхів при гальмуванні двигуном з'єднаним або від'єднаним від трансмісії становить 29,6...42,0%, відносна різниця усталеного сповільнення – 21,0...26,4%; при $\varphi_x = 0,80$ відносна різниця гальмівних шляхів при гальмуванні двигуном з'єднаним і від'єднаним від трансмісії становить 21,5...27,4% відносна різниця усталеного сповільнення – 14,4...16,8%.

Для порівняння різних варіантів випробувань по визначенню ефективності ЗГС КТЗ в табл. 3.5 наведені значення оціночних показників ефективності ЗГС, які зіставляються з оціночними показниками ефективності РГС.

Для КТЗ з повною масою найбільша відмінність значень гальмівного шляху від базового варіанта становить 91,2% (при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмівних механізмів коліс середнього й заднього мостів), найменше – 6,9% (при відмові привода регулятора гальмових сил); найбільша відмінність значень усталеного сповільнення від базового варіанта становить 61,6% (при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмових механізмів коліс середнього й заднього мостів), найменше – 7,9% (при відмові привода регулятора гальмівних сил).

Для КТЗ в спорядженому стані найбільша відмінність значень гальмівного шляху від базового варіанта становить 67,5% (при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмівних механізмів коліс переднього моста), найменше – 4,4% (при відмові привода регулятора гальмівних сил); найбільша відмінність значень усталеного сповільнення від базового варіанта становить 70,1% (при відмові незалежного пневмоконтура привода гальмівних механізмів коліс переднього моста), найменше – 2,8% (при відмові привода регулятора гальмівних сил).

Таблиця 3.5 - Порівняння варіантів випробувань по визначенню ефективності ЗГС КТЗ КамАЗ-53205.

Вид випробування	S_z , м	$j_{уст}$, м/с ²	ΔS_z , %	$\Delta j_{уст}$, %
1	2	3	4	5
Випробування "0" (РГС; $V_0 = 40$ км/год)	14,73 (11,3)	6,35 (7,29)	—	—
Відмова контура коліс середнього і заднього мостів	28,24 (14,75)	2,43 (5,19)	91,7 (30,5)	61,7 (28,8)
Відмова контура коліс переднього моста	21,90 (34,76)	3,99 (2,18)	48,6 (67,5)	37,2 (70,1)
Відмова регулятора гальмівних сил	13,7 (10,8)	6,85 (7,5)	6,9 (4,4)	7,9 (2,8)

Примітка. В дужках вказані значення для КТЗ в спорядженому стані.

З табл. 3.5 видно, що при всіх видах випробувань по визначенню ефективності ЗГС КТЗ оціночні показники ефективності ЗГС (S_z і $j_{уст}$) перебувають у межах нормованих значень.

3.3 Висновки до розділу 3

1. Теоретично досліджений вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів на оціночні показники ефективності робочих і запасних гальмівних систем (S_z і $j_{уст}$) КТЗ КамАЗ-53205. Порівнянням отриманих значень показників ефективності гальмування КТЗ із їхніми нормованими значеннями встановлені межі можливих варіацій конструктивних і експлуатаційних параметрів.

2. Визначено оптимальні коефіцієнти поздовжнього зчеплення коліс із опорною поверхнею $\phi_{х.опт}$, при якому доцільний перехід від одного способу

гальмування до іншого, більше раціональному в даних умовах. На дорогах, характеризуючи коефіцієнтом $\varphi_x < 0,2$ і $\varphi_x < 0,3$ (КамАЗ-53205 з повною масою і в спорядженому стані) екстрене гальмування доцільно двигун з'єднаний з трансмісією. На дорогах, характеризуючим коефіцієнтом φ_x , що перевищує зазначені вище значення, екстрене гальмування доцільно двигун від'єднаний від трансмісії.

3. При всіх типах випробувань по визначенню ефективності РГС і ЗГС досліджуваного КТЗ (при базових значеннях конструктивних і експлуатаційних параметрів) оціночні показники ефективності гальмування (S_z і $j_{уст}$) перебувають у межах нормативних значень.

4. Оціночні показники ефективності СГС і ДГС досліджуваного КТЗ відповідають діапазону нормативних значень.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КТЗ

4.1 Задачі експериментальних досліджень

Основними задачами експериментальних дослідження процесу гальмування КТЗ являються:

- перевірка на адекватність основних теоретичних виводів і рекомендацій;
- експериментальне одержання динамічних характеристик гальмівних приводів КТЗ.

Експериментальні дослідження проводилися в лабораторії випробувань та діагностики дорожніх транспортних засобів (ВД ДТЗ) державного підприємства ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ».

4.2 Прилади та обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень

Гальмівну систему КТЗ можна визначити лише шляхом проведення експериментальних досліджень з використанням сучасної контрольно-виміральної апаратури. Такі дослідження були проведені як в лабораторії ВД ДТЗ ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ», так і в дорожніх умовах.

У лабораторії ВД ДТЗ ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ» на стенді діагностики гальмівного керування КТЗ мод. СТ-2 (рис. 4.1) проводилися стендові дослідження автомобіля КамАЗ-53205.

Стенд призначений для діагностування і регулювання робочої, стоянкової, запасної гальмівних систем КТЗ.

На стенді можна визначити гальмівну силу коліс однієї осі, зусилля на гальмівній педалі або зчіпному пристрої, тривалість спрацьовування гальмівної системи, коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс однієї осі, питому

гальмівну силу КТЗ (за умови підключення електронних ваг або введення значення маси КТЗ).

Автомобіль КамАЗ-53205 завантажений баластом відповідно до вимог технічної документації, щодо розподілу маси по осях, перед проведенням стендових випробовувань. Маса підготовленого до проведення випробовувань КТЗ становила 16200 кг.

Вимірювання та регулювання тиску повітря в шинах здійснено за допомогою манометра на “холодних” шинах. Тиск повітря в шинах становив на передні колеса – $0,73 + 0,01$ МПа та задні колеса – $0,43 + 0,01$ МПа.

Дослідження гальмівної системи проводились за допомогою бортового вимірювального комплексу (БВК) для проведення випробувань в дорожніх умовах (рис. 4.2).

Дослідження гальмівної системи проводились за допомогою датчиків Datron, які використовувалися під час гальмівних випробувань в дорожніх умовах (рис. 4.3).

Характеристика обладнання та приладів які використовувалось під час проведення експериментальних досліджень наведено в табл. 4.1



Рис. 4.1 - Лабораторія випробувань та діагностики КТЗ
ДП “ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ”



Рис. 4.2 - Бортовий вимірювальний комплекс мод. БВК-1М



Рис. 4.3 - Комплект датчиків Datron

Таблиця 4.1 – Випробувальне обладнання та засоби вимірювальної техніки

Найменування, марка	Параметри, що вимірюються	Діапазон вимірювань	Похибка вимірювань
Бортовий вимірювальний комплекс БИК-1, № 2	- шлях, м	0 ÷ 100	± 0,5 %
	- швидкість, км/год	0 ÷ 200	± 0,5 %
	- сповільнення, м/с ²	0 ÷ 10,0	± 3,0 %
	- зусилля на органах керування, кН	0 ÷ 1,0	± 3,0 %
	- час, с	0 ÷ 100	± 0,01 с
Стенд для діагностики гальмівного керування автомобілів мод. СТ2, №3	- гальмівна сила колеса, кН	1 ÷ 10,0 3 ÷ 30,0	± 3,0 % ± 3,0 %
	- зусилля на органах керування, кН	0 ÷ 1,0	± 3,0 %
	- тривалість спрацювання гальмівної системи, с	0,01 ÷ 9,99	± 0,2 %
	- коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил, %	1 ÷ 99	± 4 %
Термометр ртутний ГОСТ 2823-73ТТ, № 77	- температура повітря, °С	-30 ÷ +50	± 1 °С
Пірометр оптичний IRtec Miniray 100, № 78192	- температура, °С	+23 ÷ +520 -32 ÷ +23	± 1,0 % ± 1,5 °С
Рулетка Stanley	- лінійні розміри, м	0 ÷ 10	± 0...-4,2 мм
Штангенциркуль ШЦІ-125-01 ГОСТ 166-89, № А16166	- лінійні розміри, мм	0 ÷ 125	± 2,0 %
Анемометр цифровий переносний АП1М2, № 30	- швидкість вітру, м/с	0 ÷ 20	± 5 %
Секундомір СДСпр.1.2.000, № 4825753	- час, с	0 ÷ 30	± 0,1 с
Манометр МТИ, № 11168	- тиск робочого тіла, МПа	0 ÷ 1	± 1,0 %
Комплект електронних ваг мод. КЭВ-10, № 001/002	- маса та її розподіл між колесами ДТЗ, кг	0 ÷ 5000 (Для кожної площадки)	± 20 кг

Наведені у табл. 4.1 дані свідчать про відповідність вимогам [30] щодо вимірювальної апаратури.

4.3 Методика розрахунку показників гальмівних властивостей КТЗ для сертифікації

Як доведено в главі 2, що особливості робочого процесу гальмівної системи КТЗ характеризуються динамічною характеристикою гальмівної системи (рис. 2.2). Це дозволяє використати динамічну характеристику гальмівної системи КТЗ, отриману експериментально, як вихідний матеріал розрахункового методу оцінки гальмівних властивостей КТЗ.

Графік залежностей $P_i = f(t)$ (динамічна характеристика) мостів КТЗ може бути перебудований у гальмівну діаграму, тобто залежність $\gamma_{zi} = f(t)$.

Масштаб перебудовування визначається за допомогою наступних положень.

У процесі випробувань по визначенню гальмівних властивостей базового КТЗ фіксується величина усталеного сповільнення, зв'язана із значенням загальної питомої гальмівної сили КТЗ співвідношенням (2.1).

Крім того, відомо, що співвідношення питомих гальмівних сил мостів КТЗ пропорційно співвідношенню активних площ мембран у гальмівних апаратах мостів КТЗ, тобто

$$\gamma_{z1} : \gamma_{z2} = S_1 : S_2 - \text{для автомобіля};$$

$$\gamma_{z1} : \gamma_{z2} : \gamma_{zII} = S_1 : S_2 : S_{II} - \text{для сидельного автопоїзда};$$

$$\gamma_{z1} : \gamma_{z2} : \gamma_{z3} : \gamma_{z4} = S_1 : S_2 : S_3 : S_4 - \text{для причіпного автопоїзда}.$$

Таким чином, знаючи загальну питому гальмівну силу КТЗ, можна визначити максимальні питомі гальмівні сили кожного з мостів КТЗ, що відповідають ділянці $\tau_{усті}$ (тривалість усталеного сповільнення) на гальмівній діаграмі.

Далі необхідно визначити тривалість запізнення τ_{zi} відповідного моста КТЗ. Це можна зробити за допомогою динамічної характеристики гальмівної системи КТЗ (рис. 2.2).

На рис. 4.4 представлені 2 варіанти апроксимації графіка залежності тисків у гальмівних апаратах мостів автопоїзда сімейства КамАЗ від часу $P_i = f(t)$.

1. Крива $P_i = f(t)$ зміни за часом тиску в гальмівних камерах i -го моста КТЗ замінюється прямою (рис. 4.4, а).

При цьому тривалість спрацьовування $\tau_{спри}$ для кожного моста КТЗ відповідає часу між початком натискання на гальмівну педаль і моментом, коли тиск у гальмівних камерах досягає максимального значення.

2. Крива $P_i = f(t)$ зміни за часом тиску в гальмівних камерах i -го моста КТЗ замінюється прямою, проведеної через крапки, що відповідають 10% і 75% від максимального значення тиску (рис. 4.4, б).

У цьому випадку тривалість спрацьовування $\tau_{спри}$ для кожного моста КТЗ також відповідає часу між початком натискання на гальмівну педаль і моментом, коли тиск у гальмівних камерах досягає максимального значення.

Порівнюючи варіанти апроксимації динамічної характеристики гальмівної системи автопоїзда сімейства КамАЗ (рис. 4.4), можна відзначити, що найбільша тривалість спрацьовування $\tau_{спри}$ відповідного моста КТЗ спостерігається в першому випадку, а найменша – у другому випадку.

Однак в обох випадках за результатами випробувань оціночні показники ефективності робочої гальмової системи (S_z і $j_{уст}$) перебувають у межах нормованих значень.

Отже, визначивши по вищевикладеному методі максимальну питому гальмівну силу $\gamma_{zi\max}$, тривалість запізнювання τ_{zi} і тривалість наростання τ_{ni} відповідного моста КТЗ, можна побудувати гальмівну діаграму (графік залежності $\gamma_{zi} = f(t)$), що описує процес гальмування КТЗ.

В багатьох нормативних документах і підручниках [30, 31, 63] наводяться гальмівна діаграма автомобіля, на якій відображається три етапи гальмування

$\tau_1 \dots \tau_3$, і гальмівна діаграма автопоїзда, що складається з п'яти етапів гальмування $\tau_1 \dots \tau_5$.

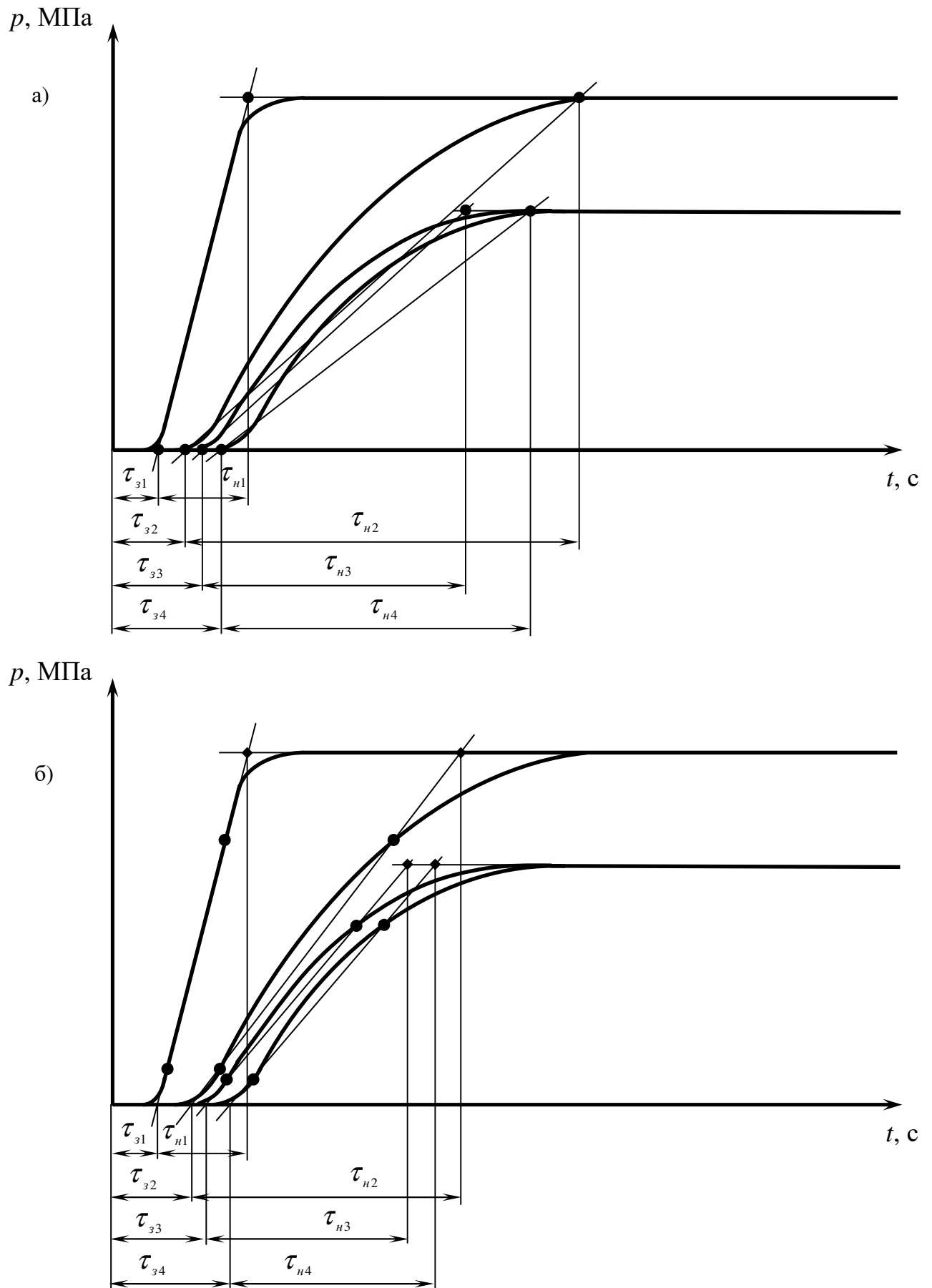
З рис. 2.3, 2.7, 2.8 видно, що розходження в тривалостях запізнювання τ_{zi} і наростання τ_{ni} , а також питомих гальмівних сил $\gamma_{gi\max}$ (при усталеному сповільненні) i -го моста КТЗ ускладнює гальмівну діаграму. Внаслідок цього гальмівна діаграма автомобіля відображає п'ять етапів гальмування $\tau_1 \dots \tau_5$, гальмівна діаграма сидельного автопоїзда – сім етапів гальмування $\tau_1 \dots \tau_7$, а гальмівна діаграма причіпного автопоїзда – дев'ять етапів гальмування $\tau_1 \dots \tau_9$. Однак розрахунок стає значно більше точним.

Максимальну гальмівну силу i -го моста КТЗ можна визначити по формулі (1.3).

Таким чином, якщо відомі результати гальмівних випробувань базового КТЗ, то, визначивши максимальні питомі гальмівні сили відповідних мостів КТЗ $\gamma_{gi\max}$ (за допомогою величини усталеного сповільнення $j_{уст}$), тривалості запізнювання τ_{zi} і наростання τ_{ni} i -го моста КТЗ (із динамічної характеристики гальмівної системи), можна побудувати гальмівну діаграму КТЗ.

Далі необхідно визначити максимальні гальмівні сили $P_{gi\max}$ мостів КТЗ (через максимальні питомі гальмівні сили $\gamma_{gi\max}$) і конструктивні параметри КТЗ (із технічної характеристики КТЗ) [103, 104].

Перераховані вище дані є вихідними для визначення показників ефективності екстреного гальмування з метою оцінки гальмівної системи КТЗ при сертифікації з використанням програми «Розрахунок гальмівної ефективності КТЗ».



Крім цього, необхідно відзначити ще один спосіб розрахункової оцінки гальмівних властивостей КТЗ. Вихідним матеріалом у цьому випадку також служать експериментально отримані динамічна характеристика гальмівної системи КТЗ і величина усталеного сповільнення $j_{уст}$.

На підставі величин тривалості спрацьовування $\tau_{спр}$ і усталеного сповільнення $j_{уст}$ можна визначити гальмівний шлях КТЗ до повної зупинки [2]:

$$S_z = V_0 \cdot (\tau_c + 0,5 \cdot \tau_n) + 0,5 \cdot \frac{V_0^2}{j_{уст}}. \quad (4.1)$$

Розглядаючи пропонований спосіб розрахункової оцінки гальмівних властивостей КТЗ, варто сказати, що у вітчизняних і міжнародних документах, що регламентують гальмівні властивості, спостерігається деяка невідповідність.

У Додатку 4 до [21] сформульовано: «Эффективность, предписанная для тормозных систем, должна основываться на длине тормозного пути и/или определяться посредством измерения среднего значения предельного замедления. Эффективность тормозной системы должна определяться посредством измерения тормозного пути с учетом начальной скорости транспортного средства и/или посредством измерения среднего значения замедления в ходе испытания».

Вимога [30] визначає: «Критерієм ефективності гальмування робочої гальмівної системи є значення гальмівного шляху КТЗ, усталене сповільнення ($j_{уст}$) та тривалість спрацьовування гальмівної системи ($\tau_{спр}$)».

Як видно, у [21] і [30] основним оціночним показником ефективності робочих і запасних гальмівних систем КТЗ служить гальмівний шлях, що для кожної категорії КТЗ підраховується по відповідній формулі залежно від початкової швидкості гальмування:

$$S_z = a \cdot V_0 + b \cdot \frac{V_0^2}{c}, \quad (4.2)$$

де a , b , c – коефіцієнти, що залежать від категорії КТЗ.

При цьому сказано, що другий член рівняння (3.2) відповідає середньому значенню усталеному сповільненню, що також залежить від категорії КТЗ.

4.4 Перевірка адекватності математичної моделі процесу гальмування КТЗ

Для перевірки адекватності математичної моделі реальному процесу гальмування на дорожньому покритті приймалися вихідні дані, відповідні вихідним даним реального процесу гальмування в дорожніх умовах, а саме: фактичні значення початкової швидкості гальмування; гальмівні сили, які підводять на колеса КТЗ і тривалість спрацювання робочої гальмівної системи визначених на гальмівному стенді.

Для перевірки адекватності математичної моделі проводилося експериментально-розрахункове визначення показників гальмівної ефективності КТЗ для сертифікації випробування типу 0 із повною масою і у спорядженому стані; із двигуном, від'єднаний від трансмісії, і з'єднаний з нею [21, 30, 31].

В табл. 4.2 приведено отриманні співвідношення між експериментальними і розрахунковими дослідженнями КТЗ, які порівнюються з нормативними значеннями [21, 30] (випробування типу 0 з повною масою).

Як видно з таблиці, результати експериментальних випробувань та аналітичних розрахунків якісно збігаються. Максимальна розбіжність теоретичних розрахункових і експериментальних даних по визначенню гальмівного шляху S_z не перевищує 10,1%, по визначенню усталеного

сповільнення $j_{уст}$ - 9,0%. Необхідно враховувати, що при одержанні експериментальних даних неминучі помилки вимірів, обумовлені погрішністю вимірювального обладнання. На точності теоретичних розрахункових даних позначаються умови й допущення, прийняті в математичній моделі. У той же час загальний характер фізичного процесу математична модель описує з достатньою адекватністю.

Таким чином, з огляду на складність динамічних процесів, що відбуваються при гальмуванні КТЗ, можна вважати, що математична модель адекватно описує досліджуваний процес, а це дозволяє використовувати її при теоретичному дослідженні процесу гальмування КТЗ.

Таблиця 4.2 - Порівняльні результати експериментальних і розрахункових досліджень КТЗ

Вид випробування	Вид перевірки	Початкова швидкість гальмування (V_0), км/год	Зусилля на орган керування ($P_{пед}$), Н (кгс)	Гальмівний шлях (S_e), м	Усталене сповільнення ($j_{уст}$), м/с ²	ΔS_e , %	$\Delta j_{уст}$, %
1	2	3	4	5	6	7	8
КамАЗ-53205 Тип 0 (двигун від'єднаний від трансмісії)	БВК-1	60,0	686	30,8	5,95	4,3...4,5	6,3...6,7
	Розрахунок	60,0	–	29,48	6,35		
	Нормативне значення	60	≤ 686 (70)	$\leq 36,7$	$\geq 5,0$	–	–
КамАЗ-53205 Тип 0 (двигун з'єднаний з трансмісією)	БВК-1	27	686	5,74	7,22	7,8...8,5	3,6...3,7
	Розрахунок	27	–	5,29	7,49		
	БВК-1	49,5	686	14,8	6,80	4,5...4,7	3,5...3,7
	Розрахунок	49,5	–	15,5	7,05		
	БВК-1	72	686	31,4	6,55	2,2...2,3	3,7...3,8
	Розрахунок	72	–	30,7	6,8		
	Нормативне значення	Виконується серія гальмувань у діапазоні швидкостей від 30% до 80% від V_{max} , но не більше, $V_{max} = 90$	≤ 686 (70)	$\leq 0,15 \times V_0 + V_0^2 / 103,5$. Обчислене нормативне значення $\leq 11,1$ $\leq 31,1$ $\leq 60,9$	$\geq 4,0$	–	–
БАЗ-А079.32 Тип 0 (двигун від'єднаний від трансмісії)	БВК-1	60,7	686	27,3	6,20	1,4...1,5	7,6...8,2
	Розрахунок	60,7	–	27,7	5,73		
	Нормативне значення	60	≤ 686 (70)	$\leq 36,7$	$\geq 5,0$	–	–

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8
БАЗ-А079.32 Тип 0 (двигун з'єднаний з трансмі- сією)	БВК-1	29,8	686	6,9	6,83	7,1...7,6	4,5...4,7
	Розрахунок	29,8	—	6,41	7,15		
	БВК-1	52,8	686	18,4	6,93	0,108...0,1 1	4,5...4,7
	Розрахунок	52,8	—	18,42	6,62		
	БВК-1	72,5	686	35,4	6,44	0,28...0,28 1	2,6...2,7
	Розрахунок	72,5	—	35,5	6,27		
	Нормативн е значення	Виконується серія гальмувань у діа- пазоні швидкостей від 30% до 80% від V_{max} , но не більше, $V_{max} = 90$	≤ 686 (70)	$\leq 0,15 \times V_0 + V_0^2/103,5$. Обчислене нормативне значення $\leq 11,1$ $\leq 31,1$ $\leq 60,9$	$\geq 4,0$	—	—
БАЗ-А079.32 Тип 0 (двигун від'єднаний від трансмі- сії)	БВК-1	60,5	686	24,0	6,42	8,1...8,75	6,1...6,5
	Розрахунок	60,5	—	26,1	6,03		
	Нормативн е значення	60	≤ 686 (70)	$\leq 36,7$	$\geq 5,0$	—	—
БАЗ-А079.32 Тип 0 (двигун з'єднаний з трансмі- сією)	БВК-1	26,9	686	6,4	6,78	7,8...8,5	8,3...9,0
	Розрахунок	26,9	—	5,9	7,39		
	БВК-1	49,8	686	17,1	6,8	5,3...5,6	1,16...1,17
	Розрахунок	49,8	—	16,2	6,88		
	БВК-1	71,8	686	34,2	6,6	0,88...0,89	0,75...0,76
	Розрахунок	71,8	—	33,9	6,55		
	Нормативн е значення	Виконується серія гальмувань у діа- пазоні швидкостей від 30% до 80% від V_{max} , но не більше, $V_{max} = 90$	≤ 686 (70)	$\leq 0,15 \times V_0 + V_0^2/103,5$. Обчислене нормативне значення $\leq 11,1$ $\leq 31,1$ $\leq 60,9$	$\geq 4,0$	—	—

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8
БАЗ-А079.14 Тип 0 (двигун від'єднаний від трансмі- сії)	БВК-1	61,6	686	29,0	5,75	1,03...1,05	1,39...1,41
	Розрахунок	61,6	–	28,7	5,67		
	Нормативн е значення	60	≤ 686 (70)	$\leq 36,7$	$\geq 5,0$	–	–
БАЗ-А079.14 Тип 0 (двигун з'єднаний з трансмісією)	БВК-1	30,8	686	7,6	6,8	9,2...10,1	4,1...4,3
	Розрахунок	30,8	–	6,9	7,09		
	БВК-1	53,1	686	22,0	6,8	5,9...6,3	3,5...3,7
	Розрахунок	53,1	–	20,7	6,56		
	БВК-1	71,0	686	35,9	6,0	0,88...0,89	3,4...3,5
	Розрахунок	71,0	–	34,3	6,21		
	Нормативн е значення	Виконується серія гальмувань у діа- пазоні швидкостей від 30% до 80% від V_{max} , но не більше, $V_{max} = 90$	≤ 686 (70)	$\leq 0,15 \times V_0 + V_0^2/103,5$. Обчислене нормативне значення $\leq 11,1$ $\leq 31,1$ $\leq 60,9$	$\geq 4,0$	–	–

4.5 Висновки до розділу 4

1. Методика лабораторно-дорожніх випробувань і прилади та обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень, дозволяють визначити необхідні вихідні дані для розрахункової оцінки гальмівних властивостей КТЗ, що входять у математичну модель процесу гальмування КТЗ, а саме: час спрацьовування пневматичного гальмівного привода τ_{cnp} і усталеного сповільнення $j_{уст}$.

2. Експериментально отримані динамічні характеристики гальмівних систем нових, що випускають із заводів КТЗ, і перебувають в експлуатації КТЗ.

3. Час спрацьовування пневматичного гальмового привода τ_{cnp} і усталеного сповільнення $j_{уст}$ досліджених КТЗ відповідають нормативним значенням.

4. Результати проведених випробувань підтвердили адекватність розробленої математичної моделі процесу гальмування КТЗ і правомірність прийнятих умов і допущень, а також виводів, отриманих при теоретичному дослідженні. Розбіжність теоретичних і експериментальних даних по визначенню гальмівного шляху для вантажних автомобілів категорії N3 складає в межах 2,2...8,5%, по визначенню усталеного сповільнення – у межах 3,5...6,7%, для автобусів категорії M3 складає в межах 0,108...10,1%, по визначенню усталеного сповільнення – у межах 0,75...9,0%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача пов'язана з визначенням гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ з пневматичною гальмівною системою під час їх сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування.

2. Розроблена математична модель процесу гальмування модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ з пневматичною гальмівною системою, яка дозволяє оцінити ефективність гальмування КТЗ, стійкість КТЗ при гальмуванні, розподіл гальмових сил між осями транспортних засобів і сумісність гальмового керування причепів з автомобілями-тягачами.

3. Визначено оптимальні коефіцієнти поздовжнього зчеплення коліс із опорною поверхнею $\varphi_{x, \text{опт}}$, при якому доцільний перехід від одного способу гальмування до іншого, більш раціональний в даних умовах. На дорогах з коефіцієнтом $\varphi_x < 0,20$ і $\varphi_x < 0,30$ (КамАЗ-53205 з повною масою і в спорядженому стані) екстрене гальмування доцільно здійснювати двигуном, з'єднаний з трансмісією. На дорогах з коефіцієнтом φ_x , що перевищує зазначені вище значення, екстрене гальмування доцільно здійснювати двигуном, від'єднаним від трансмісії.

4. Розроблений і реалізований у вигляді програми для ПК експериментально-розрахунковий метод сертифікації КТЗ дозволяє в широкому діапазоні змінювати входні параметри КТЗ і умови їх експлуатації, оцінити ефективність гальмівних властивостей модифікацій і комплектацій базової моделі. Розроблена методика закладає основи експрес-методу визначення показників гальмівної ефективності КТЗ.

5. Розроблена методика оцінювання гальмівної ефективності КТЗ дозволяє оцінити ефективність гальмування базової моделі КТЗ, її модифікацій і комплектацій з використанням робочої, запасної, стоянкової і допоміжної

гальмівних систем, розподіл гальмових сил між осями транспортних засобів, а також стійкість КТЗ при гальмуванні.

6. Результати проведених випробувань підтвердили адекватність розробленої математичної моделі процесу гальмування КТЗ і правомірність прийнятих умов і допущень, а також висновків, отриманих при теоретичному дослідженні. Розбіжність теоретичних і експериментальних даних по визначенню гальмівного шляху для вантажних автомобілів категорії N3 складає в межах 2,2...8,5%, по визначенню усталеного сповільнення – у межах 3,5...6,7%.

7. Виконана кількісна оцінка ступеня впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів на гальмівну ефективність модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ під час їх сертифікації, а також діапазони можливих варіацій технічних параметрів КТЗ, за яких оціночні показники ефективності гальмівної системи відповідають нормативним значенням.

8. Розроблена методика і програми розрахунку визначення показників ефективності гальмування КТЗ для сертифікації прийнята до впровадження ДП «Випробувально-технічний центр ДТЗ» та відділом погодження проектів конструкцій транспортних засобів «Центру безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем при МВС» при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання КТЗ шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кравчук П.М. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування / П.М. Кравчук, О.К. Грищук // Автошляховик України, №2.(202), Київ, 2008 р. – С. 22-23.
2. Грищук О.К. Щодо можливості розрахункового визначення показників гальмівних властивостей автотранспортних засобів з метою їх сертифікації / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Вісник Національного транспортного університету Ч.1 – К.: НТУ, 2006. – №13. – С. 105-106.
3. Кравчук П.М. Можливість розрахункового визначення показників гальмівних властивостей колісних транспортних засобів при сертифікації / П.М. Кравчук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2012. – Випуск 26. – С. 151-154.
4. Грищук О.К. Перспективи розвитку гальмівних систем колісних транспортних засобів / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Автошляховик України, №1.(195), Київ, 2007 р. – С. 23-24.
5. Кравчук П.М. Стійкість руху автопоїзда в режимі гальмування / П.М. Кравчук, О.К. Грищук, Ю.В. Бабін // Автошляховик України, №6.(206), Київ, 2008 р. – С. 10-11.
6. Кравчук П.М. До визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні одиночного дорожнього транспортного засобу (двигун від'єднаний від трансмісії) / П.М. Кравчук, О.К. Грищук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2010. – Випуск 21. – С. 149-156.
7. Грищук О.К. До визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні колісного транспортного засобу (двигун з'єднаний з трансмісією) / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.2. – К.: НТУ, 2011. – Випуск 24. – С. 388-392.
8. Грищук О.К. До визначення ефективності запасної (аварійної) гальмівної системи дорожнього транспортного засобу. / О.К. Грищук, П.М.

Кравчук // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Щорічний науково-виробничий журнал. – Л. 2010. – Випуск 18. – С. 56-60.

9. Кравчук П.М. До визначення ефективності стоянкової гальмівної системи дорожнього транспортного засобу / П.М. Кравчук, О.К. Грищук // Автошляховик України, №5.(211), Київ, 2009 р. – С. 12-17.

10. Кравчук П.М. До визначення ефективності додаткової гальмівної системи дорожнього транспортного засобу. / П.М. Кравчук, О.К. Грищук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2009. – Випуск 19. – С. 157-167.

11. Грищук О.К. Методика розрахунку показників гальмівних властивостей дорожніх транспортних засобів для сертифікації. / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2010. – Випуск 20. – С. 217-220.

12. Грищук О.К. Сертифікація гальмівних властивостей і її задачі. / О.К. Грищук, П.М. Кравчук, Л.В. Горпинюк // Вісник Національного транспортного університету. – К., 2013. – Випуск 27. – С. 90-94.

13. Кравчук П.М. Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні / П.М. Кравчук, Р.Ю. Нілов, Ю.В. Бабін // Автошляховик України, №2.(238), Київ, 2014 р. – С. 8-10.

14. Грищук А.К. Методика расчета показателей тормозных свойств дорожных транспортных средств для сертификации / А.К. Грищук, П.Н. Кравчук, Г.А. Филиппова // Наука – образованию, производству, экономике: материалы Десятой Международной научно-технической конференции: В 4-х томах: Том 2. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2012. – С. 25-28.

15. Грищук О.К. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Свідectво про реєстрацію авторського права на твір №45151 від 13.08.2012.

16. Грищук О.К. Застосування математичної моделі процесу гальмування колісних транспортних засобів для сертифікації / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Свідectво про реєстрацію авторського права на твір №45152 від 13.08.2012.

17. Грищук О.К. Щодо можливості розрахункового визначення показників гальмівних властивостей автотракторних засобів з метою їх сертифікації / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Свідectво про реєстрацію авторського права на твір №45153 від 13.08.2012.

18. Грищук О.К. Стійкість руху автопоїзда в режимі гальмування / О.К. Грищук, П.М. Кравчук // Свідectво про реєстрацію авторського права на твір №45154 від 13.08.2012.

19. Кравчук П.М. Розрахункове визначення показників гальмівних властивостей автотранспортних засобів з метою їх сертифікації / П.М. Кравчук // LXIV науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. – К.: НТУ, 2008. – С. 34.

20. Кравчук П.М. Застосування математичної моделі процесу гальмування колісних транспортних засобів для сертифікації. / П.М. Кравчук, О.К. Грищук // Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладної проблеми логістики: Збірник доповідей 13 Міжнародної науково-практичної конференції. – К.: Міністерство транспорту та зв'язку України, 2011. – С. 113-115.

21. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і О стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. – [Чинне від 2003-01-01]. – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2002. – 180 с.

22. Салухіна Н.Г. Стандартизація та сертифікація товарів і послуг: Підручник / Н.Г. Салухіна, О.М. Язвінська. – К.: Центр учбової літератури, 2010. – 336 с.

23. Никульников Э.Н. ГАДИ. Нормирование тормозных свойств АТС / Э.Н. Никульников, С.И. Гурьянов. // Автомобильная промышленность, 1994. №4. – С. 11-15.
24. Топольник В.Г. Метрологія, стандартизація, сертифікація і управління якістю: Навчальний посібник / В.Г. Топольник, М.А. Котляр. – Донецьк: ДонДУЕТ, 2006. – 211 с.
25. Безверхий С.Ф. Сертификация: процедуры и испытания / С.Ф. Безверхий, Н.Н. Яценко. // Автомобильная промышленность. – М., 1994. – № 6. С. 29-33.
26. Веселов А.И. Активная безопасность АТС: Развитие требования / А.И. Веселов, Э.Н. Никульников. // Автомобильная промышленность. – М., 1995. – № 1. С. 29-32.
27. Беляев В.М. Автомобили: Испытания: Учеб. пособие для вузов / В.М. Беляев, М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес и др. – Минск: Выш. шк., 1991. – 187 с.
28. Зверева О.В. Захист прав споживачів. Навчальний посібник / О.В. Зверева. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 192 с.
29. Моделирование гальмівних характеристик автомобіля при русі під зтяжні ухили. Schubanhaenger zur simulation von gefaellefahrten fuer die bremsenerprobung / Romanski W. // Automobiltechnische Zeitschrift – 1994. – 600 - 603 с.
30. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2010-12-28]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.
31. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.067-86. [Чинний від 1988-01-01]. – М.: Минавтопром, 1988. – 64 с.
32. Требования к тормозам. Основные и дополнительные. Стандарт Швеции F - 18 / Пер. с англ. – М.: Всесоюзная торговая палата, 1988. – 26 с.

33. FMVSS 121, "Air Brake Systems" The National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) requires.
34. Подригало М.А. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко, Е.М. Гецович, А.А. Бобошко, В.М. Ефимчук, А.Н. Матырин. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
35. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення: ДСТУ 2886-94. [Чинний від 1996-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1995. – 24 с.
36. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
37. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
38. Арутюнянц А.С. Исследование динамики торможения автопоезда / А. С. Арутюнянц. // Сборник – научн.трудов ВСХИЗО. – М., 1959. – Вып. 3 – С. 80-107.
39. Арутюнянц А.С. Экспериментальное исследование динамики торможения тягача с прицепом, оборудованным пневматическим тормозным приводом / А.С. Арутюнянц. // Сборник – научн.трудов ВСХИЗО. – М.,1962. – Вып. 12 – С. 87-121.
40. Беленький Ю.Б. Условия устойчивости движения седельного автопоезда при торможении / Ю.Б. Беленький, Н.Ф. Метлюк, Л.Л. Борисов. Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, 1970. – С. 97-111.
41. Брыков А.С. Рациональное использование сцепного веса при торможении / А.С. Брыков, В.Г. Розанов. – Автомобильная промышленность. – 1962. – № 7 – С. 19-22.
42. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчет и испытания / Н.А. Бухарин. – Л.: Машгиз, 1950. – 292 с.

43. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобиля / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк. и др. – Львов, Вища школа, 1974. – 234 с.

44. Генбом Б.Б. Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении / Б.Б. Генбом, В.А. Демьянюк, А.Б. Разумов и др. //Автомобильная промышленность – 1977. – № 3. – С. 22-25.

45. Гредескул А.Б. Выбор соотношения тормозных сил на осях седельного тягача и полуприцепа / А.Б. Гредескул //Автомобильная промышленность. – М.: – 1963. – №. 8 – С. 18-21.

46. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля: Дис д-ра техн. наук / А.Б. Гредескул. – ХАДИ. – Харьков, 1963. – 271 с.

47. Гуревич Л.В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с.

48. Закин Я.Х. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я. Х. Закин, М.М. Щукин, С.Я. Марголис, П.П. Ширяев, А.С. Андреев. - Л.: Машиностроение, 1968. – 333 с.

49. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 254 с.

50. Иларионов В.А. Торможение автомобиля с противоблокировочным устройством / В.А. Иларионов, И.К. Пчелин, А.М. Цванг. // Организация автомобильных перевозок и безопасность движения: Труды МАДИ. Вып. 113. – С. 37-43.

51. Косолапов Г.М. К исследованию эффективности и устойчивости торможения многоосных автомобилей и автопоездов / Г.М. Косолапов, Е.Н. Сидоров, Н.К. Клепик. // Вопросы механизации и технологии строительства. – Волгоград, 1975. – С. 24-31.

52. Климов Л.К. Исследование динамики торможения и устойчивости автомобиля. – Автореф. дис. канд. техн. наук. / Климов Л.К. –Волгоград, 1971. – 25 с.

53. Колесников В.С. Остановочный и тормозной путь автопоезда / В. С. Колесников, Н.И. Козлов, Б.А. Кузьмин. // В кн.: Механизированные процессы строительного производства ВПИ. – Волгоград, 1974. – С. 22-26.
54. Колесников В.С. Механическая модель для исследования устойчивости и управляемости седельных автопоездов / В.С. Колесников, Б.А. Кузьмин, А.А. Резников и др. // Вопросы механизации и технологии строительства: Сборник научн. трудов ВПИ. – Волгоград, 1975. – С. 50-55.
55. Косолапов Г.М. Тормозной путь с антиблокировочными устройствами на задних колесах / Г.М. Косолапов, А.А. Ревин. // Автомобильная промышленность, 1973. – № 9. – С. 21-25.
56. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств. – Дисс. докт. техн. наук / Я.Н. Нефедьев. – НАМИ. – М., 1985. – 356 с.
57. Оsepчугов Е.В. Исследование влияния регулирования тормозных сил на динамику торможения грузового автомобиля: Дис. канд. техн. наук / Е.В. Оsepчугов. – М., 1976. – 145 с.
58. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 154 с.
59. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. – Омск: Западно-Сибирское книжное изд-во. 1973. – 224 с.
60. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: Автореф. дис. д-ра техн. наук / И.К. Пчелин. – М., 1984. – 39 с.
61. Мащенко А.Ф. Тормозные системы автотранспортных средств / А.Ф. Мащенко, В.Г. Розанов. – М.: Транспорт, 1972. – 144 с.
62. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.
63. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство” / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

64. Фаробин Я.Е. Теория специализированного подвижного состава. Учебное пособие / Фаробин Я.Е. – Ч.1. – М.: МАДИ, 1979. – 74 с.; Ч.2. – М.: МАДИ, 1980. – 14 с.
65. Фаробин Я.Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я.Е. Фаробин, В.А. Овчаров, В.А. Кравцева. – Воронеж: изд. Воронежского государственного университета, 1981. – 160 с.
66. Фаробин Я.Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок / Я.Е. Фаробин, В.С. Щупляков. - М.: Транспорт, 1983. – 200 с.
67. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкции, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
68. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление / А.К. Фрумкин – М.: МАДИ, 1979. – 74 с.
69. Фрумкин А.К. Оценка эффективности различных схем применения антиблокировочной тормозной системы на седельном автопоезде / А.К. Фрумкин, А.О. Ирсалиев. // Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств: Труды МАДИ. – М., Вып. 180 – 1982. – С. 52-55.
70. Щукин М.М. О тормозном пути автопоезда / М.М. Щукин. // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 2. – С. 6-9.
71. Bode O. Bremsmessgeräte.- VDY: Berichte, 1957. -17 s.
72. Ellis J.R. A model of semi-trailer vehicles including the roll modes of motion. Vehicle syst. Dep., 1977, 6 # 2 - 3, p. 124 -129.
73. Fax T.E. Anti - sway apparatuses for trailers. Pat. USA #4082309.
74. Fridrich B., Franhe K., Irtmann W. Doppel-behangung von last - und sattelzugen.- Transport-mittel, 1984. S. 24.
75. Heuker E. Brektsubstimmung in lastrug/ bCZT, 1975, #6 - s. 175 - 177.
76. Madison R.H., Riordon H.E. Evolution of sure - track brake system. - S.A.E. Prep., 1969, #213 - 18 p.p.

77. Scholz M. Bremsen am kraftfahrreng - nutzfahrreng. Fahrzeng korosserie, 1980, #2 - s. 33 - 35.
78. Slibar A., Troger H. Farhverhalten des satelaufliegers in sttionaren fahrvorgang. -A.T.Z. Automobil techniscke zeitschrift 74 (1972) 8 - s. 324 -329.
79. Slibar A., Pasley P.R. Behavior of vehicles subjected towing gusts. - Engineer Archive, 1959, #28.
80. Troitzsch R., Hofman K. Automatische lastafhangige bremskraft - regulung (ACB) fur unolefeolerte einachsankanger.- KZT, 1978, #2. - s, 44 -48.
81. Скутнев В.М. Коэффициент регулируемого распределения тормозных сил автомобиля / В.М. Скутнев. – Автомобильный транспорт, вып. 12. – К., 1975, С. 158-160.
82. Великанов Д.П., Автомобильные транспортные средства. - М., Транспорт, 1977. - 326 с.
83. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. Избранные труды / Е.А. Чудаков. – М., АН СССР, 1961. – т. 1. – 463 с.
84. Чудаков Е.А. Влияние боковой эластичности колес на устойчивость против заноса / Е.А. Чудаков. – М., АН СССР, 1948. – Вып.13. – 91 с.
85. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: МАШГИЗ, 1947. – 586 с.
86. Systems for the safety of commercial vehicles of today and tomorrow/ Wabco/-2002. Hannover, p. 15.
87. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
88. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 536 с.
89. Александров Е.Е. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / Е.Е. Александров, В.П. Волков и др. – Харьков: НТУ ХПИ, 2007. – 320 с.

90. Ревин А.А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств. – Дисс. доктора техн. наук / А.А. Ревин. – ВПИ. – Волгоград, 1983. Том 1. – 524 с.; Том 2. – 90 с.
91. Гредескул А.Б. Выбор соотношения тормозных сил на осях седельного тягача и полуприцепа / А.Б. Гредескул. // Автомобильная промышленность. – 1963, № 8. С. 15-18.
92. Волков В.П. Формування функціональної стабільності гальмівних властивостей колісних машин при проектуванні. – Автореф. дис. доктора техн. наук / В.П. Волков – ХНАДУ. – Харків, 2005. – 31 с.
93. Кравцов Г.П. Оценка тормозных свойств автомобиля с автоматизированным приводом модельным методом. – Авторефер. дисс. канд. техн. наук / Кравцов Г.П. – ВГТУ. – Волгоград, 1994. – 15 с.
94. Александров М.П. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
95. Липатов Е.Ю. Разработка методики регулирования тормозных сил и оценка тормозных свойств малотоннажного автопоезда. – Автореф. дис. канд. техн. наук / Е.Ю. Липатов. – ВГТУ. – Волгоград, 1999. – 16 с.
96. Железнов Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении. – Автореф. дис. доктора техн. наук / Е.И. Железнов. – ВГТУ. – Волгоград, 2001. – 40 с.
97. Федосов А.С. Совершенствование методов расчета и конструкций тормозных систем легковых автомобилей. – Авторефер. дисс. доктора техн. наук / А.С. Федосов. – ХГАДТУ. – Харьков, 1994. – 42 с.
98. Соцков Д.А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении. – Дисс. доктора техн. наук / Д.А. Соцков. – ВПИ. – Владимир, 1988. – 547 с.
99. Варфоломеев В.Н. Методика диагностики технического состояния тормозов автомобиля на стенде с беговыми барабанами / В.Н. Варфоломеев,

Н.Я. Говорущенко, Д.А. Каминская. – Автомобильный транспорт, вып. 3. – К., 1966. С. 31-38.

100. Генбом Б.Б. О распределении тормозных сил при пневматическом приводе тормозов автомобиля / Б.Б. Генбом, В.А. Демьянюк. – Автомобильный транспорт, вып. 5. - К., 1968. С. 75-82.

101. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – 4-е изд., стер. – М.: Издательский центр Академия, 2008. – 528 с.

102. Туревский И.С. Теория втомобилия: Учеб. Пособие / И.С. Туревский. – М.: Высшая школа, 2005. – 240 с.

103. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 1. Автобусы / Б.В. Кисуленко и др. – М.: НПСТ Трансконсалтинг, 2002. – 360 с.

104. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 2. Грузовые автомобили / Б.В. Кисуленко и др. – М.: ИПЦ Финпол, 2004. – 667 с.

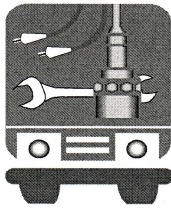
105. Ярьсько П.С. Автомобили КамАЗ: вопросы и ответы / П.С. Ярьсько, И.П. Колтин, С.В. Филиппов и др. – М.: Транспорт, 1989. – 288 с.

106. Барун В.Н. Автомобили КамАЗ: Техническое обслуживание и ремонт / В.Н. Барун, Р.А. Азаматов, Е.А. Машков и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1988. – 352 с.

107. Програмне забезпечення фірми Mathsoft Engineering & Education, Inc.: <http://www.mathsoft.com>.

108. Гавриленко В.В. Mathcad в інженерних розрахунках. Ч. 2: Посібник для студентів інженерних спеціальностей НТУ / В.В. Гавриленко, К.С. Величко, К.М. Алексеєнко. – К.: НТУ, 2000. – 108 с.

ДОДАТКИ



Дочірнє підприємство «Випробувально технічний центр ДТЗ»

✉ 0128, Київ - 128, вул. Туполєва 19.

т: 599-33-00

Код 30347956, Р/р 26002000027561 в ПАТ «Укрсоцбанк» м.Києва, МФО 300023.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кравчука П.М.
«Розрахункове визначення гальмівної ефективності колісних транспортних засобів під час сертифікації»

Удосконалення методики оцінювання гальмівної ефективності колісного транспортного засобу (КТЗ) на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування є актуальною темою, якій присвячена дисертаційна робота Кравчука П.М. Результати проведених досліджень дають підставу проводити розрахункове визначення показників гальмівних властивостей модифікацій і комплектацій КТЗ для сертифікації на основі експериментально-розрахункового аналізу процесу гальмування базової моделі.

Запропонована П.М. Кравчуком методика визначення показників гальмівних властивостей КТЗ використовується ДП «Випробувально технічний центр ДТЗ» для визначення гальмівної ефективності КТЗ під час сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування базової моделі.

Розроблена методика розрахунку використовується:

- для оцінки показників гальмівних властивостей КТЗ під час сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування базової моделі;
- для визначення впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на показники гальмівної ефективності робочої, запасної (аварійної), стоянкової та додаткової (зносостійкої) гальмівних систем та закономірностей зміни показників гальмівної ефективності в залежності від конструктивних і експлуатаційних параметрів.

Директор



О.А. Ісаєв



**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ЦЕНТР БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ
ТА АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ
(ЦБДРтаАС)**

вул. Інститутська, 29-А, м. Київ, 01021, тел./факс 253-4318

19 березня 2015 року	№ 45/1448	На №	Від
----------------------	-----------	------	-----

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кравчука П.М.
„Розрахункове визначення гальмівної ефективності
колісних транспортних засобів під час сертифікації”

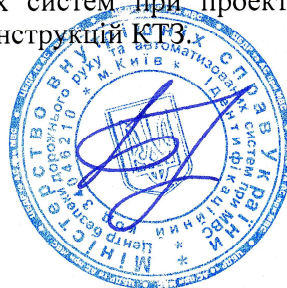
Дисертаційна робота Кравчука П.М. спрямована на розробку експериментально-розрахункової методики визначення показників ефективності гальмування КТЗ, як на нових базових моделях при сертифікації, так і при експлуатації та можливості використання в установленні відповідності варіацій конструктивних і експлуатаційних параметрів нормованим значенням оціночних показників ефективності гальмування КТЗ, і дозволяє проводити розрахункове визначення показників гальмівних властивостей модифікацій і комплектацій КТЗ на основі експериментально-розрахункового аналізу процесу гальмування базової моделі.

Запропонована П.М. Кравчуком методика визначення показників гальмівних властивостей КТЗ використовується відділом погодження проектів конструкцій транспортних засобів "Центру безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем при МВС" при розробці нормативної документації та підготовці висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання КТЗ шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби.

Розроблена методика розрахунку використовується:

- для оцінки показників гальмівних властивостей КТЗ при оформленні висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання;
- для визначення впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на показники гальмівної ефективності робочої, запасної (аварійної), стоянкової та додаткової (зносостійкої) гальмівних систем при проектуванні та розробці нових та переобладнанні існуючих конструкцій КТЗ.

Заступник начальника Центру



О.Ю. Балдін