

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Західноукраїнський національний університет
Вінницький навчально-науковий інститут економіки

Кафедра економіки, обліку та оподаткування

Чистяков Н.В.

**Підвищення ефективності контролю технічного стану гальмівних
механізмів автомобілів**

**Increasing the effectiveness of monitoring the technical condition of car
braking mechanisms**

Спеціальність 274 – Автомобільний транспорт

Кваліфікаційна робота

Виконав студент групи

АТмвн-21

Кваліфікаційна робота

Допущено до захисту

_____ 2024 р.

Завідувач кафедри

_____ В.М.Пилявець

Вінниця 2024

АНОТАЦІЯ

Чистяков Н.В. Підвищення ефективності контролю технічного стану гальмівних механізмів автомобілів. - Рукопис.

Дослідження на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», освітньо-професійна програма. - Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, 2024.

У роботі дано визначення контролю технічного стану гальмівних механізмів автомобілів; обґрунтовано розрахунок моделі дослідження процесу екстреного гальмування САП, запропоновано напрямки підвищення ефективності контролю технічного стану гальмівних механізмів автомобілів.

Уточнено методику вирішення завдань попередження причин складання САП.

ANNOTATION

Chistyakov N.V. Increasing the effectiveness of monitoring the technical condition of car braking mechanisms. - Manuscript.

Research for obtaining a master's degree in the specialty 274 "Automotive transport", educational and professional program. - West Ukrainian National University, Ternopil, 2024.

The work defines the control of the technical condition of braking mechanisms of cars; the calculation of the model for the study of the emergency braking process of SAP is substantiated, directions for improving the effectiveness of monitoring the technical condition of car braking mechanisms are proposed.

The method of solving the tasks of preventing the causes of the preparation of the SAP has been clarified.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛІВ.....	5
1.1. Обґрунтування вибору типу автопоїзда для дослідження його гальмівних властивостей.....	5
1.2 Аналіз існуючих методів і засобів контролю технічного стану РГС САП	15
РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕСИМЕТРІЇ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ ПО БОРТАХ САП НА МЕХАНІЗМ СКЛАДАННЯ САП.....	19
2.1. Оцінка гальмівних властивостей автопоїздів	19
2.2 Обґрунтування розрахункової моделі дослідження процесу екстреного гальмування САП.....	28
РОЗДІЛ 3. НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛІВ.....	33
3.1 Застосування методики попередження причин складання САП з локалізацією несправності пневмоприводів РГС.....	33
3.2 Застосування методики вирішення завдань попередження причин складання САП.....	39
ВИСНОВКИ.....	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	46

ВСТУП

Актуальність дослідження. Організація діяльності, пов'язаної з безпекою на дорогах, сьогодні представляє собою складне завдання, що полягає у запобіганні дорожньо-транспортних пригод (ДТП), зокрема, за участі сидельних автопоїздів (САП). Ці автопоїзди належать до специфічного класу шарнірно-зчленованих транспортних засобів, які перевозять різноманітні вантажі - від сипучих до великогабаритних та великовагових. Вони мають максимально можливі для загальнокористувацьких доріг масо-габаритні характеристики, високу енергоємність та швидкість руху, що робить ДТП за їх участі особливо тяжкими, часто зі смертельними наслідками, серйозними травмами та значними збитками.

У процесі діагностики цих транспортних засобів включено періодичне визначення максимальних значень гальмівних сил на кожному колесі та їх відмінностей між бортами автопоїзда, яке вимірюється в процентах у стендових умовах. Також важливо оцінювати системні витoki стисненого повітря в елементах конструкції пневмоприводів гальмівних систем, аналізуючи швидкість падіння тиску в них.

У світовій та національній практиці оцінка технічного стану гальмівних систем проводиться в рамках встановлених нормативних термінів на барабанних роликівих стендах, що автоматизовані для виключення людського впливу на точність результатів. Під час тестування на стенді пневматичні гальмівні системи розглядаються як "чорний ящик", де основні вимірювання включають вхідний сигнал (силу натискання на педаль гальма) та вихідний (гальмівну силу на колесах). Зв'язок між цими двома параметрами на початковому та кінцевому етапах тестування не надає повної інформації про внутрішній стан системи або про такі аспекти, як об'ємні витoki стиснутого повітря.

З огляду на численні фактори, які впливають на процес гальмування САП та рівень дорожньої безпеки, а також на трудомісткість дорожніх та стендових досліджень, необхідність дослідити механізм впливу раніше недоступних для

оцінки параметрів робочих процесів пневматичних приводів РГС САП стає очевидною. Це підкреслює потребу в розробці відповідних методичних і технічних засобів для стендового діагностування пневматичних гальмівних систем САП.

Все вищевикладене вказує на актуальність дослідження теми, яка вимагається поточною практикою, необхідністю накопичення знань, розробки механізмів попередження причин неполадок сидельних автопоїздів (САП) та оцінки їх технічного стану з точки зору безпеки дорожнього руху (БДР) з урахуванням факторів роботи пневмоприводу кожного колеса.

Ступінь дослідженості даної теми свідчить про значний внесок таких науковців, як Н.А. Бухарін, Е.А. Чудаков, П.В. Аксьонов, Д.А. Антонов, М.С. Висоцький, А.І. Гришкевич, Я.Х. Закин, А.С. Литвинов, Г.А. Смирнов.

Однак, специфічні питання гальмування САП вимагають подальших досліджень та розробок, оскільки це критично важливо для забезпечення безпеки на дорогах. Потрібно глибше зрозуміти як внутрішні системні чинники, так і зовнішні умови впливають на ефективність гальмування, що вимагає інноваційних технічних і методичних рішень.

Мета даного дослідження полягає у розробці методики стендового контролю технічного стану пневмоприводів гальмівних механізмів САП. Застосування цієї методики має на меті запобігання причинам дорожньо-транспортних пригод (ДТП) під час гальмування РГС САП.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1.Обґрунтувати розрахункову модель для дослідження процесу екстреного гальмування САП.

2.Визначити чинники, що спричиняють несиметрію гальмівних сил по бортах САП та аналізувати їх вплив на механізм складання та причини ДТП.

3.Розробити механізм формування гальмівних сил по бортах САП, що враховує «небезпечні» фактори, які можуть спричинити ДТП.

4.Виконати експериментальні дослідження параметрів процесу гальмування РГС САП для оцінювання впливу несиметрії гальмівних сил на механізм складання.

5.Обґрунтувати структуру засобів технічного забезпечення для реалізації досліджуваного завдання.

Цей комплексний підхід дозволить створити ефективну систему контролю та підвищити безпеку дорожнього руху.

Об'єктом дослідження визначено методичне забезпечення технології, спрямованої на попередження факторів, що спричиняють складання сидельних автопоїздів (САП) під час їх гальмування, зокрема, через технічний стан пневмоприводів гальмівних механізмів.

Предметом дослідження є розробка і впровадження методики стендового контролю цього технічного стану.

Наукова новизна дослідження полягає в кількох ключових аспектах: розробка розрахункової моделі сил, що діють на САП під час гальмування, яка дозволяє точно оцінити вплив різних факторів на поведінку автопоїзду; встановлення факторів, які впливають на механізм складання САП та аналіз причин виникнення ДТП, що дозволяє виявити ключові "небезпечні" чинники; обґрунтування механізму формування гальмівних сил по бортах САП, що враховує ці "небезпечні" чинники і сприяє розробці ефективних заходів безпеки.

Практична значимість дослідження полягає у впровадженні запропонованих методик в процес технічного діагностування, що дозволяє ефективно контролювати якість регулювання гальмівних механізмів при технічному обслуговуванні (ТО), виявляти дефекти в пневмоприводах САП і попереджати передумови виникнення ДТП.

Структура дипломної роботи. Дана дипломна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Обґрунтування вибору типу автопоїзда для дослідження його гальмівних властивостей

Безпека на дорогах залишається однією з найважливіших глобальних проблем, адже наслідки дорожньо-транспортних пригод (ДТП) несуть значні людські втрати та впливають на соціально-економічний розвиток країн. Втрати від ДТП обтяжують охорону здоров'я, психологічне благополуччя націй, а також гальмують досягнення сталого розвитку.

Зниження аварійності та мінімізація смертельних випадків на дорогах є ключовими завданнями у сфері дорожньої безпеки. Ефективне зниження тяжкості наслідків ДТП можливе за умови злагодженої взаємодії між усіма учасниками дорожнього руху - від водіїв і пішоходів до велосипедистів. Кожен з учасників повинен нести відповідальність і виконувати правила, спрямовані на забезпечення загальної безпеки.

Запобігти ДТП повністю неможливо через непередбачуваність та різноманітність чинників, що їх спричиняють. Вплив на аварійність мають як зовнішні умови - погодні умови, стан дорожнього покриття, так і внутрішні - поведінка водіїв, технічний стан транспортних засобів, а також людський фактор. Тому сфера дорожньої безпеки вимагає постійного розвитку технологій контролю та підвищення обізнаності кожного учасника дорожнього руху.

Ефективна боротьба з ДТП передбачає реалізацію комплексних заходів: від покращення інфраструктури і законодавчої бази до розвитку нових технологічних рішень, таких як інтелектуальні системи транспортного управління, автоматизовані системи безпеки та підвищення якості аварійно-рятувальних служб. Всі ці заходи мають сприяти створенню безпечного та стійкого транспортного середовища.

Комплексний підхід до забезпечення безпеки дорожнього руху вимагає інтеграції кількох взаємопов'язаних компонентів: дорожньої інфраструктури, технічного стану транспортних засобів, кваліфікації та поведінки водіїв, а також законодавчих та нормативних регуляцій. Якісний стан доріг не гарантує безпеку, якщо транспортні засоби, що по них рухаються, знаходяться в несправному стані або якщо водії не дотримуються правил дорожнього руху. З іншого боку, навіть за умови використання технічно справних автомобілів, поганий стан дороги або неадекватні дії водія можуть призвести до ДТП.

Також важливо звернути увагу на специфіку руху автопоїздів, які є більш складними системами, ніж окремі автомобілі. Автопоїзд, який складається з декількох ланок, з'єднаних роз'ємними зчіпними пристроями, має кожна ланка власну траєкторію руху, особливо помітно це при русі на повороті. Поведінка таких ланок в значній мірі залежить від їхнього типу - активні ланки, як-от тягачі або причепні частини з власним приводом, та пасивні, які не мають власної тягової сили. Врахування цих особливостей критично важливе для аналізу динаміки руху автопоїзду та розробки заходів безпеки, адаптованих до конкретних умов експлуатації.

Тому для ефективного зменшення ризику ДТП необхідно зосередитися не тільки на окремих аспектах, а на створенні інтегрованої системи безпеки, яка охоплюватиме всі аспекти взаємодії транспортних засобів, дорожнього покриття та поведінки учасників дорожнього руху.

Різноманітність автопоїздів і їх конструкційні особливості зумовлюють підвищену увагу до безпеки руху на дорогах, особливо коли йдеться про спеціалізовані та універсальні типи транспорту. Універсальні автопоїзди з бортовими платформами та фургонами використовуються для перевезення широкого спектру вантажів, що робить їх дуже гнучкими у логістичних операціях. Водночас, спеціалізовані автопоїзди, такі як самоскиди, панелевози, фургони-рефрижератори та інші, адаптовані для конкретних типів вантажів, що забезпечує оптимальні умови для їхнього транспортування та зберігання під час перевезення.

Ще однією категорією є спеціальні автопоїзди, що використовуються для перевезення постійно змонтованого обладнання, такого як пересувні електростанції чи ремонтні майстерні. Ці автопоїзди виконують важливі функції в промисловості та в інфраструктурних проектах, забезпечуючи мобільність та готовність до виконання завдань в різних локаціях.

Конструктивне розходження між автопоїздами полягає у характері розподілу тягових зусиль та вертикальних навантажень між тяговими та причіпними ланками.

Причіпні ланки без ведучих коліс створюють автопоїзди з пасивними причіпними ланками, які можуть мати обмежені можливості маневрування або стійкості, особливо в складних дорожніх умовах. З іншого боку, причіпні ланки з ведучими колесами формують автопоїзди з активними причіпними ланками, що забезпечують краще зчеплення з дорогою і поліпшують контроль над транспортним засобом.

Управління такими комплексними системами вимагає від водіїв високої кваліфікації та розуміння особливостей поведінки автопоїзда в різних дорожніх умовах. Також це вимагає від інженерів і дизайнерів автопоїздів уважного підходу до проектування кожної ланки транспортного засобу, щоб забезпечити не тільки ефективність перевезень, а й безпеку на дорозі.

У розгляді вантажних автопоїздів, їх конструкції та специфікації мають велике значення для підвищення безпеки дорожнього руху, а також для ефективності транспортування різних видів вантажів. Розуміння різних типів автопоїздів та їхніх конструктивних особливостей дозволяє краще адаптувати транспортні засоби до специфічних умов експлуатації та оптимізувати їх використання.

Вертикальне навантаження від власної маси причіпної ланки і корисної маси вантажу може передаватися на колеса причіпної ланки цілком або частково, в залежності від конструкції автопоїзда. Це має значний вплив на стабільність автопоїзда під час руху і на безпеку.

Причіпні автопоїзди мають конструкцію, що дозволяє перевозити вантаж на бортових платформах або у спеціальних кузовах, з одним або декількома причепами.

Сідельні автопоїзди складаються з сідельного тягача та напівпричепа, і вони часто використовуються для транспортування великогабаритних або важких вантажів.

Автопоїзди-розпуски включають тягач і причіп-розпуск, забезпечуючи додаткову маневреність і розподіл навантаження.

Баластові тягачі використовуються, коли тягач не несе корисного навантаження, і потребують збільшення зчіпної ваги, мають баластову платформу для стабілізації.

Автомобілі-тягачі "верблюди" у США мають між кабіною та опорно-зчіпним пристроєм бортову платформу або кузов-фургон, що забезпечує додатковий простір для вантажу чи обладнання.

Спеціальні сідельні автомобілі-тягачі використовуються для транспортування в складних дорожніх умовах, мають більш потужні двигуни та оснащені системами для підвищення прохідності, як-от диференціали, що самоблокуються, спеціальні підвіски, і системою підкачування шин.

Вивчення та розуміння цих конструкцій та їхніх особливостей є ключовим для розробки та реалізації стратегій безпеки дорожнього руху, які забезпечать зменшення аварійності та підвищення ефективності транспортних операцій.

Відповідно до правил дорожнього руху України, габарити автопоїздів не повинні перевищувати, м: ширина – 2,5; висота – 4; довжина тягача – 12; тягача з напівприцепом – 16,5; автомобіля з одним причепом – 18; автомобіля з двома причепами – 22. При цьому фактична маса автопоїзда не повинна перевищувати 36 т, а навантаження на вісь – 10 т. У випадку перевищення встановлених норм рух автопоїздів здійснюється за спеціальними правилами.

Досвід експлуатації автопоїздів, включаючи спеціалізовані типи, дозволяє виділити ряд значущих переваг та недоліків, що важливо враховувати для забезпечення оптимального використання такого роду транспорту:

1.Зниження навантаження на вісь: при тій же вантажопідйомності розподіл ваги між кількома осями дозволяє зменшити навантаження на окрему вісь, знижуючи знос дорожнього покриття та збільшуючи термін служби шасі.

2.Використання потужності двигунів: автопоїзди дозволяють максимально використовувати наявний запас потужності двигунів, ефективно розподіляючи енергетичні ресурси між тягачем і причепом.

3.Підвищення продуктивності: незважаючи на певне зниження середньої технічної швидкості руху, продуктивність автопоїздів може бути у два рази і більше вищою порівняно з одиночними автомобілями завдяки можливості перевезення більших обсягів вантажу за один рейс.

4.Економія палива: зниження витрат палива на тонну перевезеного вантажу або на тонно-кілометр на 20 – 30%, що знижує загальні експлуатаційні витрати.

5.Зниження собівартості перевезень: зменшення витрат на перевезення, особливо на довгі дистанції, завдяки зниженню питомих витрат на вантажно-розвантажувальні роботи.

Основними недоліками автопоїздів є: зменшена маневреність: збільшення радіусу повороту порівняно з одиночними автомобілями обмежує маневреність, особливо при русі заднім ходом або в умовах стиснених міських вулиць; обмежена прохідність: прохідність автопоїздів гірша, ніж у одиночних транспортних засобів, що може бути критичним на поганих дорогах або в складних погодних умовах.

Автопоїзди є надзвичайно корисними для масштабних логістичних операцій, але їх використання вимагає ретельного планування маршрутів та стратегій розміщення вантажів для мінімізації потенційних недоліків. Це особливо важливо для забезпечення безпеки на дорогах та оптимізації вантажних перевезень.

Автопоїзди, скомпоновані з тягача та напівпричепа, виявляють значно кращі показники стійкості, маневреності, прохідності та здатності до

керованого руху заднім ходом порівняно з тими, що складаються з тягача і звичайного причепа.

Сідельні автопоїзди, маючи однакову вантажопідйомність, володіють меншою довжиною, краще адаптовані до поворотів завдяки динамічному коридору транспортних засобів, менш складні конструктивно і вирізняються нижчим коефіцієнтом витрати металу. Їх застосування сприяє збільшенню коефіцієнта використання, скороченню часу простою під час завантаження та розвантаження.

Враховуючи ці переваги, порівнюючи їх із причіпними транспортними засобами і базуючись на умовах безпеки дорожнього руху та статистиці в Україні, де кількість зареєстрованих напівпричепів перевищує причепа категорії О4 на 39%, було вирішено зосередити дослідження на сідельних автопоїздах.

Аналіз парку автотransпортних засобів показав, що вантажні автомобілі категорії N3 складають 25,8% від загальної кількості вантажних автомобілів, тоді як напівпричепа категорії О4 становлять 74% від усіх напівпричепів, в той час як причепа О4 - лише 13,6% від усіх причепів. Таким чином, сідельні автопоїзди, що складаються з тягача N3 і напівпричепа О4, займають значну частку у загальній кількості автопоїздів, що визначає акцентування дослідження саме на технічному стані цієї категорії транспортних засобів.

Рух сідельних автопоїздів (САП) регулюється більш складними математичними моделями, ніж у випадку одиночних транспортних засобів. Через шарнірне з'єднання компонентів автопоїзда, що дозволяє їм здійснювати взаємні переміщення, зростає ймовірність "складання" транспортного засобу. Такі рухи, особливо коли осі напівпричепа не слідують точно за радіусом повороту дороги, спричиняють відведення коліс, що ускладнює керування та знижує стійкість автопоїзда, особливо на слизьких поверхнях.

Наука про автомобілі неухильно розвивається, і сучасні транспортні засоби вже не ті, що були раніше. Сьогоднішні ТЗ - це складні системи з великими масово-габаритними параметрами і високими динамічними

характеристиками, такими як швидкість та прискорення. Вони функціонують у складних умовах, які включають інтенсивний та щільний трафік, і вимагають від водіїв високої уваги та вміння забезпечити безпеку.

При експлуатації САП важливим аспектом є зміна технічного стану всіх його систем, включаючи гальмівну систему, що безпосередньо впливає на ефективність гальмування та загалом на безпеку дорожнього руху. Система гальмування САП включає кілька компонентів: основна гальмівна система, яка відповідає за контроль швидкості транспортних засобів, їх зниження до повної зупинки в різних дорожніх умовах; запасна гальмівна система, призначена для зупинки автомобіля у разі неполадок основної гальмівної системи; стоянкова гальмівна система, що забезпечує утримання ТЗ на місці на рівній площині під впливом зовнішніх сил; допоміжна гальмівна система, яка використовується для тривалого утримання постійної швидкості та її регулювання.

Таким чином, дослідження технічного стану РГС САП є важливим для забезпечення безпеки на дорогах, особливо з огляду на складність і величезну роль цих транспортних засобів у сучасному трафіку.

Для забезпечення безпеки дорожнього руху, система гальмування автопоїзду повинна в кожний момент часу забезпечувати оптимальну ефективність гальмування, що означає зупинку транспортного засобу на мінімальній відстані відповідно до умов дороги.

Робоча гальмівна система (РГС) є ключовою системою, яку використовують водії транспортних засобів під час гальмування у різних режимах. Оцінка технічного стану РГС САП щодо її відповідності до вимог норм і стандартів ДСТУ включає наступні критерії:

Під час перевірок на роликових стендах визначаються:

- зусилля на органі управління гальмівною системою (P_p), для тягачів категорії N3 - не більше 980 Н та для напівпричепів категорії O4 - 686 Н;
- питома гальмівна сила (γ_t), що повинна складати не менше 0,45 для тягачів категорії N3 і не менше 0,41 для напівпричепів категорії O4. Цей показник

ілюструє взаємодію між ланками САП - тягачем і напівпричепом - під час гальмування:

- якщо γ_p дорівнює γ_t , то $P_c = 0$, що означає синхронне гальмування;
- якщо γ_p більше γ_t , то $P_c > 0$, це означає, що напівпричіп посилює гальмування тягача, сприяючи розтяжці автопоїзда і запобігаючи його складанню;
- якщо γ_p менше або дорівнює γ_t , то $P_c < 0$, що може призвести до того, що напівпричіп накочується на тягач під час гальмування, викликаючи втрату стійкості і потенційне складання автопоїзда.

Ці параметри відіграють критичну роль у забезпеченні безпеки дорожнього руху, вимагаючи постійного моніторингу та обслуговування для забезпечення надійного функціонування гальмівної системи. Для забезпечення безпеки дорожнього руху, важливо, щоб гальмівне управління САП забезпечувало найвищу можливу ефективність гальмування в умовах експлуатації, тобто здатність зупинити автопоїзд із мінімальним гальмівним шляхом.

Основні аспекти, які розглядаються при оцінці технічного стану РГС САП, включають: рівномірність гальмівних сил: при вимірюванні на роликових стендах, відносна різниця F (%) гальмівних сил коліс осі САП повинна бути не більше 20% для дискових колісних гальмівних механізмів, що вказує на стійкість ТС під час гальмування; показники в дорожніх умовах: гальмівний шлях (S_t) для тягача категорії N3 не повинен перевищувати 20 метрів; усталене уповільнення (j_z) вимірюється в метрах на секунду квадратну; час спрацьовування гальмівної системи (t_{cp}) в секундах; коридор руху: під час гальмування зі швидкістю 40 км/год САП повинен залишатися в межах коридору шириною 3 метри, що свідчить про контрольованість траєкторії; зусилля на органі управління (P_p) для тягача категорії N3 не повинно перевищувати 686 Н.

Підсумки перевірок порівнюються з нормами, встановленими ДСТУ. Якщо результати відповідають нормам, РГС вважається справною та

придатною до використання; у разі невідповідності - транспортний засіб не допускається до експлуатації до усунення несправностей.

Такий підхід до оцінювання РГС САП є недостатнім для комплексного контролю її функціонування, адже багато чинників, які впливають на процес гальмування, не охоплюються стандартними перевірками. Це підкреслює необхідність проведення додаткових досліджень механізмів впливу на ефективність гальмування, які враховують робочі процеси пневматичних приводів РГС САП для глибшого аналізу і підвищення рівня безпеки.

1.2 Аналіз існуючих методів і засобів контролю технічного стану РГС САП

З метою розроблення належного методичного та технічного підходу до контролювання роботи пневматичних РГС сидельних автопоїздів, це дослідження зосередиться на аналізі доступних методів і засобів для перевірки РТС САП. В Україні критерії для оцінки технічного стану гальмівних систем транспортних засобів визначені ДСТУ 3649:2010 "Колісні транспортні засоби. Вимоги до безпечності технічного стану та методи контролювання".

Згідно з ДСТУ 3649:2010, ефективність гальмівних систем може бути оцінена через дорожні або стендові випробування. Ці стандарти встановлені з метою захисту громадської безпеки, здоров'я людей, їх майна та навколишнього середовища.

Дорожній метод контролю має певні обмеження. Він вимагає наявності спеціалізованого майданчика з рівним горизонтальним покриттям, доступного не на кожному автопідприємстві. Крім того, несприятливі погодно-кліматичні умови можуть перешкоджати проведенню тестів у необхідний час, а кваліфікація водіїв, які управляють САП, також має велике значення. Якщо показники випробувань виходять за рамки норм, цей метод не дозволяє точно визначити причину і місце несправності, що змушує звернутися до стендових діагностик.

Отже, важливість стендового діагностування для підтримки належного технічного стану РГС САП під час експлуатації стає очевидною. Стендові випробування дозволяють точно оцінювати і налаштовувати гальмівні системи, забезпечуючи надійну і безпечну роботу транспортних засобів у всіх умовах.

Діагностика робочої гальмівної системи транспортних засобів може бути проведена за допомогою різних методів, серед яких:

- органолептичні методи - використовуються органи чуття людини, такі як зір, слух, дотик і нюх. Цей метод є менш надійним, оскільки його достовірність оцінюється приблизно в 40%. Він дозволяє виявити очевидні несправності, але не завжди може точно визначити джерело проблеми;
- технічні методи - включають використання спеціалізованого діагностичного обладнання без необхідності розбирання транспортного засобу. Такі методи є значно більш достовірними (більше 90%) та ефективними для точної оцінки стану гальмівної системи.

Перевірка на відсутність витоків стисненого повітря з гальмівних камер може бути проведена під час вимкненого двигуна і при нормативному тиску в пневмосистемі.

Це можна зробити на слух або за допомогою електронного детектора витоків стисненого повітря, який дозволяє точно визначити місце витoku.

Стендові методи мають ряд переваг для діагностики гальмівних систем: незалежність від зовнішніх кліматичних умов, можливість проведення великої кількості перевірок у короткі терміни, ефективність і точність в отриманні результатів.

Основними недоліками стендового методу є: стенди з силовими статичними вимірами можуть демонструвати нижчу точність результатів, висока трудомісткість і значні часові витрати на проведення повноцінного діагностування.

Таким чином, правильний вибір методів діагностики важливий для забезпечення якості та надійності оцінювання технічного стану робочої гальмівної системи сідельних автопоїздів.

Дослідження А.І. Федотова і В.Г. Власова вказують на низку суттєвих недоліків використання майданчикових стендів для діагностування гальмівних систем транспортних засобів. Основні проблеми, які були виявлені, включають:

- поздовжні коливання майданчиків стенду, що можуть призводити до зривів контакту коліс із майданчиком, як у момент наїзду на них загальмованих коліс автомобіля, так і під час їх блокування.
- складність позиціонування коліс автомобіля відносно центрів майданчиків, що може спричинити додаткові моменти, які можуть розвертати майданчики.
- нестабільність текстового впливу, зокрема сили та швидкості натискання на педаль гальма, може призвести до значної похибки у вимірюванні гальмівних сил - до 50%.

Враховуючи зазначені обмеження, стандартний підхід до перевірки гальмівних систем причепів і напівпричепів передбачає їх тестування на роликових стендах або за допомогою інерційного методу в дорожніх умовах. Зокрема, для причепів і напівпричепів із спорядженою масою перевірка проводиться тільки на роликових стендах, тоді як для тих, що мають технічно допустиму максимальну масу, можливе використання інерційного методу.

Це підтверджує, що майданчикові стенди, хоч і забезпечують певну інформацію про стан гальмівних систем, мають вагомі недоліки, що можуть обмежувати їх ефективність і точність вимірювань. Використання альтернативних методів і більш сучасних стендів для діагностування гальмівних систем є необхідним для підвищення точності діагностики і забезпечення безпеки руху.

Інерційні роликові стенди, хоча й є зручними у використанні для діагностики гальмівних систем транспортних засобів, мають ряд обмежень, які можуть впливати на точність і надійність отриманих результатів:

- належність результатів від кута установки колеса - якщо колесо транспортного засобу встановлене з невідповідним кутом до осей роликів, це може спотворювати результати перевірки.

- крутильні коливання колеса - коливання внаслідок жорсткості підвіски можуть також впливати на точність вимірювань.
- характер взаємодії еластичного колеса - при гальмуванні з двох роликів на один може виникати перерозподіл нормальних реакцій, що також може вплинути на результати.
- геометричні параметри стенду та колеса - несумісність розмірів може знижувати точність вимірювань і безпеку випробувань.

Силові стенди з біговими барабанами, попри свою широку популярність, також можуть викликати помилки у вимірюванні силових параметрів:

- великі похибки вимірювання - наприклад, низька швидкість прокручування коліс може призводити до значних відхилень у вимірюванні гальмівних сил, які можуть варіювати від +8,5 до +22% в залежності від режиму гальмування.

З іншого боку, силові роликові гальмівні стенди пропонують ряд значущих переваг: графічна інтерпретація процесу гальмування - це дозволяє детально спостерігати і аналізувати динаміку гальмування; висока безпека випробувань - кінетична енергія випробуваного транспортного засобу на стенді дорівнює нулю, що мінімізує ризики; висока точність результатів - стенди забезпечують високу точність вимірювань гальмівної ефективності; точне завдання швидкостей гальмування - можливість точного налаштування швидкості приводу роликів стенда дозволяє проводити тести під різними навантаженнями та умовами.

Таким чином, важливо враховувати як переваги, так і недоліки кожного типу стендів, вибираючи найбільш підходящий для конкретних умов діагностування гальмівних систем.

Стандарти дозволяють використовувати альтернативні методи перевірки ефективності гальмування і стійкості транспортних засобів, якщо вони відповідають регламентам нормативних документів і є еквівалентними методам, зазначеним у стандартах. Це розширює можливості для застосування інноваційних і більш точних технологій діагностики.

РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕСИМЕТРІЇ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ ПО БОРТАХ САП НА МЕХАНІЗМ СКЛАДАННЯ САП

2.1 Оцінка гальмівних властивостей автопоїздів

Проаналізуємо - ММ, що описують процес руху автопоїздів, що передуює ДТП (зіткнення) - за такими видами руху: прямолінійний; криволінійний; при гальмуванні.

При прямолінійному русі (рис. 2.1) $\alpha_k = 0$ і сили діють на ТЗ визначені рівняннями 2.1-2.4.

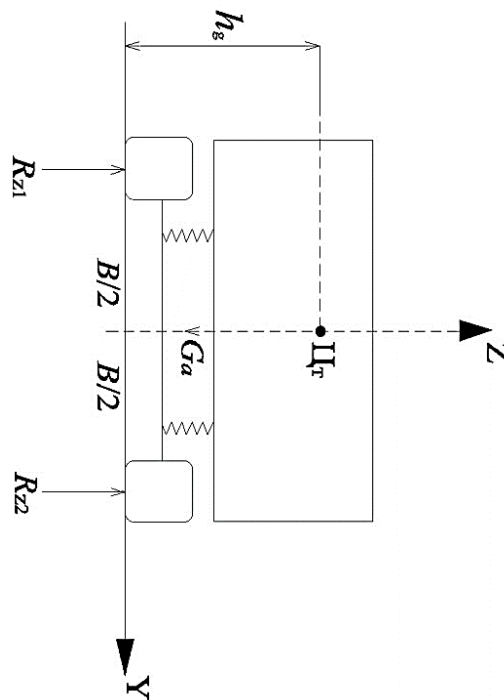


Рис. 2.1 Розрахункова схема сил, що діють на ТЗ при прямолінійному русі на горизонтальній опорній поверхні:

G_a - вага ТЗ, кг; R_{zi} - нормальна реакція дороги, що діє на колеса ТЗ; h_g - висота центра ваги ТЗ, м; B - колія ТЗ, м; X - поздовжня вісь; Y - поперечна вісь

Рівняння руху ТЗ [5]:

$$G_a/g \cdot j = R_{x1} + R_{x2} - P_b (2.1),$$

$$G_a = m_a \cdot g = R_{z1} + R_{z2} (2.2),$$

де: g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

j - прискорення ТЗ м/с^2 ;

P_v - сила опору повітря;

m_a - маса ТЗ;

R_{xi} - поздовжні реакції дороги, що діють на колеса ТЗ.

Розподіл сил між мостами при русі на горизонтальній дорозі (рис. 2.1) визначено залежностями [5]:

$$R_{z1} = G_a b / L \quad (2.3),$$

$$R_{z2} = G_a a / L \quad (2.4),$$

де: a - відстань від центра ваги ТЗ до передньої осі;

b - відстань від центра ваги ТЗ до задньої осі;

L - база ТЗ.

Сили, що діють на ТЗ, при здійсненні повороту описані рівняннями 2.5 – 2.17 і показані у ДОДАТКУ А.

Таким чином

$$j_y = V_a \cdot \omega_a - \dot{V}_y \quad (2.5)$$

$$j_x = \dot{V}_a + V_y \cdot \omega_a = j_a + V_y \cdot \omega_a \quad (2.6)$$

$$V_y = V_a \cdot \tan \gamma = V_a \frac{a - R \cdot (\alpha_k - \beta_1)}{R} = V_a \left[\frac{a}{R} - (\alpha_k - \beta_1) \right] \quad (2.7)$$

при $R = \frac{L}{(\alpha_k + \Delta\beta)}$:

$$\begin{aligned} V_y &= V_a \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot (\alpha_k + \Delta\beta) - (\alpha_k - \beta_1) \right] = V_a \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot (\alpha_k - \beta_1) + \frac{a}{L} \cdot \beta_2 - (\alpha_k - \beta_1) \right] = \\ &= V_a \cdot \left[-\frac{b}{L} \cdot (\alpha_k - \beta_1) + \frac{a}{L} \cdot \beta_2 \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$V_y = \frac{V_a}{L} [a \cdot \beta_2 - b \cdot (\alpha_k - \beta_1)] \quad (2.9)$$

$$\dot{V}_y = \frac{\dot{V}_a}{L} [a \cdot \beta_2 - b \cdot (\alpha_k - \beta_1)] + \frac{V_a}{L} [a \cdot \dot{\beta}_2 - b \cdot (\dot{\alpha}_k - \dot{\beta}_1)] \quad (2.10)$$

Тоді

$$j_x = j_a + \frac{V_a \cdot \omega_a}{L} \cdot [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)] \quad (2.11)$$

$$j_y = V_a \cdot \omega_a - \frac{V_a}{L} [a \cdot \dot{\delta}_2 - b \cdot (\dot{\alpha}_k - \dot{\delta}_1)] - \frac{\dot{V}_a}{L} [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)] \quad (2.12)$$

де: j_a - прискорення ТЗ, м/с²;

ω_a - кутова швидкість ТЗ;

$\dot{V}_a$ - прискорення ТЗ (похідна від V_a);

$\dot{V}_y$ - швидкість руху ТЗ, км/год;

δ_i і δ_i - кут відведення і-го колеса ТЗ;

$\Delta\delta$ - різниця кутів відведення осей ТЗ;

a - відстань від центра ваги ТЗ до передньої осі;

b - відстань від центра ваги ТЗ до задньої осі.

Дія бічних сил [5]:

$$P_x = j_x \cdot \frac{G_a}{g} \quad (2.13)$$

$$P_y = j_y \cdot \frac{G_a}{g} \quad (2.14)$$

Розподіл P_y по осях:

$$J_a^z \cdot \dot{\omega}_a = R_{z1} \cdot a + R_{z2} \cdot b \quad (2.15)$$

$$P_y = R_{y1} + R_{y2} \quad (2.16)$$

$$P_{цб} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V_a^2}{R} \quad (2.17)$$

де: j_x - поздовжнє прискорення ТЗ, м/с²;

j_y - поперечне прискорення ТЗ, м/с²;

J_a^z - момент інерції ТЗ відносно вертикальної осі, що проходить через центр;

$\dot{\omega}_a$ - кутове прискорення ТЗ.

При гальмуванні сили, що діють на ТЗ представлені у ДОДАТКУ В.

Рівняння руху АТЗ при гальмуванні на горизонтальній опорній поверхні має вигляд

$$\frac{G_a}{g} j_z = P_{xi_t} + P_{xi_{пп}} + P_v \quad (2.18),$$

де: j_z - уповільнення автопоїзда.

Аналізуючи математичні моделі, що описують процес руху складу автопоїздів (САП), можна дійти висновку, що в гальмівному режимі важливо враховувати сили взаємодії між окремими ланками автопоїзда. Розглядати його як одномасову плоску систему було б спрощенням, що не відображає реальної поведінки САП при гальмуванні. Головна мета гальмування – забезпечити ефективне управління швидкістю транспортного засобу, що особливо важливо для автопоїздів, де взаємодія між ланками впливає на загальну стабільність і безпеку руху.

Забезпечення належної роботи гальмівних систем транспортних засобів (ТЗ) є основним чинником у запобіганні дорожньо-транспортним пригодам (ДТП). Здатність до примусового зниження швидкості та швидкої зупинки є критичною динамічною характеристикою будь-якого ТЗ. Ця властивість визначає експлуатаційні показники транспортного засобу, а також має важливе значення для забезпечення безпеки дорожнього руху (БДР).

Висока важливість гальмівних властивостей автотransпортних засобів (АТЗ) обумовлює суворі вимоги до технічного стану їхніх гальмівних систем. Ці вимоги викладені у відповідних нормативних документах, і їхнє дотримання є обов'язковим для забезпечення безпеки на дорогах. Гальмівні властивості включають здатність автомобіля швидко знижувати швидкість до повної зупинки, підтримувати безпечну швидкість на довгих спусках і залишатися нерухомим при впливі зовнішніх сил.

Особливо важливою є оцінка сил взаємодії між ланками автопоїзда (САП) у гальмівному режимі. Спрощене трактування САП як одномасової плоскої системи не відображає дійсної фізичної картини, оскільки взаємодія між ланками може істотно впливати на стабільність і ефективність гальмування. На

рис. 2.3 представлена схема сил, що діють на окремі ланки САП у режимі гальмування, яка ілюструє вплив цих взаємодій на загальну поведінку автопоїзда при зниженні швидкості.

Рівняння руху САП при гальмуванні [6]:

$$\frac{G_a}{g} \cdot j_3 = P_{Ti_T} + P_{Ti_{пп}} + P_B \quad (2.19)$$

Розподіл гальмівної сили між мостами при гальмуванні на горизонтальній дорозі [9, 16]:

$$P_{Ti_T} = R_{zi_T} \cdot \varphi_x \quad (2.20)$$

$$P_{Ti_{пп}} = R_{zi_{пп}} \cdot \varphi_x \quad (2.21)$$

$$R_{z1_T} + R_{z2_T} = G_T + R_{z1_{пп}} \quad (2.22)$$

$$R_{z2_{пп}} = G_{пп}^0 - R_{z1_{пп}} \quad (2.23)$$

$$R_{z1_T} = G_T(b_T + \frac{h_T \cdot j_3}{g})/L_T \quad (2.24)$$

$$R_{z2_T} = G_T(a_T - \frac{h_T \cdot j_3}{g})/L_T \quad (2.25)$$

$$R_{z1_{пп}} = G_{пп}^0(b_{пп} + \frac{h_{пп} \cdot j_3}{g})/L_{пп} \quad (2.26)$$

$$R_{z2_{пп}} = G_{пп}^0(a_{пп} - \frac{h_{пп} \cdot j_3}{g})/L_{пп} \quad (2.27)$$

Поздовжні реакції при гальмуванні рівні [9, 16]:

$$R_{xi_T} = G_T \cdot \varphi_x \quad (2.28)$$

$$R_{xi_{пп}} = G_{пп}^0 \cdot \varphi_x \quad (2.29)$$

де: φ_x - коефіцієнт поздовжнього зчеплення шин з опорною поверхнею,

h_T - висота центра ваги тягача,

$h_{пп}$ - висота центра ваги напівпричепа.

Ефективна експлуатація автотранспортних засобів (АТЗ) неможлива без використання спеціалізованих вантажівок, причепів і напівпричепів, що дозволяє задовольняти потреби у перевезенні великих обсягів вантажів. Зі

зростанням вантажообігу збільшується і кількість складів автопоїздів (САП), що, у свою чергу, призводить до зростання випадків дорожньо-транспортних пригод (ДТП) за участю великовантажних і довгомірних автомобілів.

Різниця у швидкісних характеристиках, технічних можливостях і гальмівних властивостях між різними видами транспортних засобів формує неоднорідний транспортний потік. Це підвищує ризик аварійних ситуацій, оскільки поведінка САП в транспортному потоці відрізняється від легкових автомобілів. Дослідження показують, що автомобільні поїзди в 1,5 рази частіше стають учасниками ДТП, а наслідки таких аварій значно серйозніші порівняно з аваріями, в яких беруть участь легкові автомобілі.

Розподіл гальмівних сил, характеризується залежностями для складових частин САП відповідно [6, 13]:

$$P_{T2\tau} = \frac{P_{T1\tau}(a - h_{\tau} \cdot \varphi_x)}{b + h_{\tau} \cdot \varphi_x} \quad (2.30)$$

$$P_{T2_{\text{пп}}} = \frac{P_{T1_{\text{пп}}}(a - h_{\text{пп}} \cdot \varphi_x)}{b + h_{\text{пп}} \cdot \varphi_x} \quad (2.31)$$

Для графічного представлення процесу гальмування АТЗ, з метою оцінки гальмівних властивостей, будують гальмівну діаграму (ДОДАТОК В), що характеризує залежність негативних значень прискорень від часу. На гальмівній діаграмі початок координат відповідає моменту, в який водій виявив перед рухомим автомобілем перешкоду [6].

Зусилля в зчепленні ланок автопоїзда знаходяться з умови рівноваги напівпричепа під дією горизонтальних сил [16]:

$$P_c = \delta'_{\text{пп}} \cdot M_{\text{пп}} \cdot \frac{d^2 \cdot S_{\text{ап}}}{dt^2} - P_{T_{\text{пп}}} \quad (2.32)$$

де: P_c - зусилля в зчепленні ланок автопоїзда;

$\delta'_{\text{пп}}$ - коефіцієнт врахування обертових мас напівпричепа;

$M_{\text{пп}}$ - приведена маса напівпричепа;

$S_{\text{ап}}$ - шлях пройдений автопоїздом від деякого вихідного положення.

Параметри зчіпного пристрою впливають на ефективність гальмування. Для випадку, коли гальмівні сили визначаються зчепленням коліс з опорною поверхнею, максимальні зусилля в зчепленні рівні [16]:

$$P_{сmax} = m \cdot (G_T - R_{z1пп}) \cdot \varphi_x \quad (2.33)$$

$$P_{сmax} = - (1 - m) \cdot R_{z2пп} \cdot \varphi_x \quad (2.34)$$

при $P_{Тг} = 0$,

де: $P_{сmax}$ - максимальне значення зусилля в зчепленні ланок автопоїзда;

m - коефіцієнт вагової характеристики автопоїзда.

Гальмування на відміну від причіпних автопоїздів викликає значні зміни зчіпних ваг ланок САП. Згідно рис. 2.3 виходить [16]:

$$R_{z1пп} + R_{z2пп} = G_{пп}^0 \quad (2.35)$$

$$-R_{z1пп} \cdot L_{пп} - P_{кр} \cdot h_{кр} + \frac{G_{пп}^0}{g} \cdot \frac{d^2 \cdot S_{Тап}}{dt^2} \cdot h_{пп} + G_{пп}^0 \cdot b_{пп} = 0 \quad (2.36)$$

де: $S_{Тап}$ - гальмівний шлях пройдений автопоїздом від моменту натискання на педаль гальм до зупинки;

$h_{кр}$ - висота точки зчіпки ланок автопоїзда.

Гальмування з відключеним двигуном застосовують найбільш часто. Для одиночного автомобіля, при від'єднання від інших обертових мас двигуна, гальмівна сила дорівнює [16]:

$$P_T = j_z \cdot m_a \cdot (1 + \delta_{1в} \cdot u_k^2 + \delta_{2в}) - P_{тр.д} - P_v \quad (2.37)$$

де: u_k - передавальне число коробки передач;

m_a - маса ТЗ;

$\delta_{1в}$ - коефіцієнт врахування обертових мас ТЗ;

$P_{тр.д}$ - гальмівна сила двигуна ТЗ.

У загальному випадку гальмівна сила автомобіля знаходиться за спрощеною формулою [6]:

$$P_T = \Sigma M_T / r_d \quad (2.38)$$

де: ΣM_T - сума моментів тертя на всіх колісних гальмах;

r_d - динамічний радіус колеса.

Розглянемо випадки, коли доцільно застосовувати спільне гальмування гальмівною системою і двигуном ТЗ. Тоді рівняння руху ТЗ для спільного гальмування буде мати вигляд [13]:

$$j_{с.тор} = \frac{g \cdot (P_T + P_{Tg} + \sum P)}{\delta_B \cdot G_a} \quad (2.39)$$

де: $j_{с.тор}$ - уповільнення при спільному гальмуванні;

$j_{тор}$ - уповільнення при гальмуванні з не відключеним двигуном;

P_{Tg} - сила опору (тертя) в двигуні, наведена для ведучих коліс, кгс;

$\sum P$ - сума всіх сил опору руху, кгс.

При гальмуванні з не відключеним двигуном коефіцієнт врахування обертових мас дорівнює δ_m . Тоді уповільнення і гальмівна сила [3]:

$$j_{тор} = \frac{g \cdot (P_T + \sum P)}{\delta_m \cdot G_a} \quad (2.40)$$

$$P_T = j_z \cdot m_a(1 + \delta_{2в}) - P_B \quad (2.41)$$

Особливі вимоги до гальмівних систем автопоїздів обумовлені принциповими відмінностями в їх гальмівному процесі порівняно з одиночними транспортними засобами. Автопоїзди оснащені дво- або багатоконтурними гальмівними приводами, що підвищує надійність системи. Однак однією з характерних особливостей гальмування автопоїзда є неодноразовість спрацювання гальмівних механізмів на різних мостах. Це явище впливає на процес наростання уповільнення і на стійкість автопоїзда під час гальмування.

За умов справної роботи всіх гальмівних механізмів на колесах автопоїзда, його усталене уповільнення можна визначити за наступною формулою [6]:

$$j_{уст} = \varphi_n \cdot g \quad (2.42)$$

де: φ_n - наведене значення коефіцієнта зчеплення;

$j_{уст}$ - усталене уповільнення ТЗ, м/с² - табличне значення,

$$\varphi_n = \frac{\varphi}{K_3} \quad (2.43)$$

де: ϕ - значення коефіцієнта зчеплення шин з дорогою;

K_z - коефіцієнт ефективності гальмування, що враховує ступінь використання сумарної сили зчеплення шин загальмованих коліс з поверхнею проїзної частини (невідповідність фактичних гальмівних сил на колесах силам зчеплення).

Ця формула враховує рівномірний розподіл гальмівних зусиль, але не компенсує затримки в спрацьовуванні гальмівних механізмів окремих ланок, що можуть виникати через неодночасність подачі гальмівного зусилля на різні мости.

Для забезпечення стабільного і безпечного гальмування автопоїзда (САП) важливо, щоб гальмування причепів і напівпричепів відбувалося раніше, ніж гальмування тягача. Це зменшує ризик складання САП, що виникає, коли напівпричіп по інерції набігає на тягач. Залежно від рівня безпеки та умов руху, коефіцієнт ефективності гальмування (K_eK) може бути підвищено до 1,4, як вказано у нормативній документації.

Неправильно вибрана інтенсивність гальмування може призвести до складання автопоїзда. Під час гальмування гальмівна сила, що виникає між шинами коліс і дорожньою поверхнею, повинна залишатися в межах зчеплення. У випадку, якщо гальмівна сила перевищує силу зчеплення, колеса блокуються, і автопоїзд рухається юзом, що часто стає причиною складання. Юз коліс передньої осі або коліс тягача, особливо на зовнішньому радіусі повороту, також може призвести до складання автопоїзда.

Порушення стійкості САП при гальмуванні може бути спричинене нерівномірною силою зчеплення коліс правого і лівого борту з дорожньою поверхнею. Це створює момент повертання, що сприяє втраті керованості і стабільності. Отже, вимоги до контролю гальмівних систем САП повинні враховувати багато факторів, які впливають на динаміку гальмування. Це включає дистанційний моніторинг параметрів роботи гальмівної системи (РГС) під час гальмування, кількісну оцінку цих параметрів, їх накопичення та прогнозування.

У зв'язку з цим є доцільним проведення досліджень впливу на ефективність гальмування параметрів, які раніше не підлягали оцінці, таких як параметри робочих процесів пневмоприводів РГС САП.

2.2 Обґрунтування розрахункової моделі дослідження процесу екстреного гальмування САП

Для забезпечення стабільного та безпечного гальмування автопоїзда (САП) надзвичайно важливо, щоб гальмування причепів і напівпричепів відбувалося раніше, ніж гальмування тягача. Це зменшує ризик складання САП, коли напівпричіп через інерцію набігає на тягач. Відповідно до нормативної документації, коефіцієнт ефективності гальмування ($K_{eK_eK_e}$) може бути підвищений до 1,4 залежно від рівня безпеки та умов руху.

Неправильна інтенсивність гальмування може призвести до втрати керованості автопоїзда. Гальмівна сила, що виникає між шинами та дорожньою поверхнею, повинна залишатися в межах допустимого зчеплення. Якщо гальмівна сила перевищує силу зчеплення, колеса блокуються, і автопоїзд рухається юзом, що часто призводить до складання. Це також відбувається при юзі коліс передньої осі або коліс тягача на зовнішньому радіусі повороту, що створює додатковий ризик складання.

Порушення стійкості САП при гальмуванні може виникати через нерівномірну силу зчеплення коліс правого та лівого борту з дорожньою поверхнею, що створює момент повертання, який впливає на стабільність та керованість. Тому вимоги до контролю гальмівних систем САП мають враховувати численні фактори, що впливають на динаміку гальмування. Сучасні вимоги включають дистанційний моніторинг параметрів роботи гальмівної системи (РГС) під час гальмування, кількісну оцінку цих параметрів, їх накопичення та прогнозування.

Зважаючи на це, доцільно провести дослідження впливу раніше недоступних для оцінки параметрів робочих процесів, зокрема пневмоприводів

РГС САП, на ефективність гальмування. Такі дослідження можуть допомогти оптимізувати гальмівні характеристики автопоїздів, знизити ризики аварійних ситуацій і підвищити загальну безпеку дорожнього руху.

Механізм сил діючий на САП пояснює зазначена модель на рис. 2.5, де: l - зміщення осі сидельного пристрою відносно задньої осі тягача; $M_{\text{пш}}$ - момент складання напівпричепа; $M_{\text{т}}$ - момент складання тягача; $M_{\text{тм}}$ - гальмівний момент, створюваний колісним гальмом; $M_{\text{тр}}$ - момент тертя в сидельному пристрої; $P_{\text{іт}}$ - сила інерції тягача; $P_{\text{іпш}}$ - сила інерції напівпричепа; $P_{\text{рич}}$ - сили на важелі розтискного кулака; $l_{\text{р}}$ - довжина важеля розтискного кулака; $m_{\text{пш}}$ - маса напівпричепа; j - уповільнення; $\text{ЦТ}_{\text{т}}$ - центр ваги тягача; $\text{ЦТ}_{\text{пш}}$ - центр ваги напівпричепа; $O_{\text{с}}$ - точка складання автопоїзда; $O_{\text{т}}$ - точка центра ваги тягача; $O_{\text{пш}}$ - точка центра ваги напівпричепа; $\alpha_{\text{т}}$ - кут складання тягача; $\alpha_{\text{пш}}$ - кут складання напівпричепа; A - центр передньої осі тягача; A' - центр передньої осі при зміщенні точки A ; B - центр задньої осі тягача; C - центр задньої осі напівпричепа; $B_{\text{к}}$ - колія тягача; $P_{\text{Тліт}}$ - гальмівна сила лівого колеса i -ої осі тягача; $P_{\text{Тліпш}}$ - гальмівна сила лівого колеса i -ої осі напівпричепа; $P_{\text{Тпіт}}$ - гальмівна сила правого колеса i -ої осі тягача; $P_{\text{Тпіпш}}$ - гальмівна сила правого колеса i -ої осі напівпричепа; $L_{\text{пш}}$ - база напівпричепа; $a_{\text{т}}$ і $b_{\text{т}}$ - координати центру ваги напівпричепа; $a_{\text{пш}}$ і $b_{\text{пш}}$ - координати центру ваги напівпричепа; $L_{\text{т}}$ - колісна база тягача; X - поздовжня вісь; Y - поперечна вісь; $P_{\text{п}}$ - зусилля на педаль гальма; 1 - розподільчий пристрій; 2 - виконавчий механізм; 3 - важіль педалі гальма; 4 - стакан; 5 - клапан; 6 - впускний клапан; 7 - пружина; 8 - шток, A, B - порожнини гальмівної камери; C, D - порожнини підсилювача; e - координата зміщення сидла клапана; c_1 - жорсткість поворотної пружини; c_2, c_3 - жорсткості пружин штока і діафрагми; x_1 - вхідна координата переміщення педалі гальма; x_2 - координата переміщення штока; x_3 - положення штока діафрагми. Ця модель враховує різні фізичні аспекти, що впливають на ефективність гальмування та стабільність автопоїзда, забезпечуючи комплексне розуміння динаміки системи при гальмуванні.

Розглянемо вихідні теоретичні положення про роботу пневмопривода РГС САП.

Розрахунок динаміки пневмосистем зводиться до розрахунку процесів в лініях зв'язку і пневматичних виконавчих механізмах.

Пневматична система автопоїзда складається з двох основних типів елементів, які є універсальними для моделювання процесів, що в них відбуваються:

Пневматичні елементи постійного обсягу - це елементи, що не змінюють свій об'єм під час роботи і включають у себе лінії зв'язку, трубопроводи, робочі порожнини (камери), а також канали у конструкціях пневмоапаратури. Ці елементи забезпечують транспортування повітря та підтримку постійного тиску в різних точках системи.

Пневматичні елементи змінного обсягу - елементи, об'єм яких може змінюватися під час роботи. До них належать пневматичні виконавчі механізми, такі як силові приводи та приводні механізми, що забезпечують рух у пневмосистемах.

Витратна функція визначає зміну витрати повітря в робочих порожнинах, залежно від перепаду тиску в трубопроводі. Характер витратної функції залежить від того, як відбувається рух газу в трубопроводі - ізотермічно або адіабатично. Оскільки реальний процес руху газу зазвичай носить політропний характер, обчислення показника політропи може бути складним, оскільки залежить від багатьох факторів. Для спрощення розрахунків у цьому дослідженні прийнято припущення про адіабатичний процес. Це дозволяє значно полегшити математичну модель та розрахунки, враховуючи основні характеристики пневмосистеми [9]. Вхідна координата x_1 може бути пов'язана з координатою x_2 - переміщення штока, тоді рівнянням кінематичного зв'язку:

$$x_2 = k_1 x_1 \quad (2.44).$$

Тоді рівняння рівноваги сил на сидлі клапана набуде вигляду:

$$P_1 = P_2 \text{ або } (x_2 - e) c_2 = c_3 e + \Delta p f_d \quad (2.45)$$

де: Δp - перепад тисків на отворі впускного клапана;

f_d - активна площа діафрагми;

P_1, P_2 - сили рівноваги на сідлі клапана.

З рівняння випливає, що зміщення клапана пневмопідсилювача настане після того, як буде подолано опір діафрагми, яка створює силу, що протидіє її зміщенню і пропорційну тиску p в порожнині «Д».

Рівняння витрат стисненого повітря пневмопривода гальмівної системи при лінеаризації рівнянь ідеального газу і першого закону термодинаміки, рішення яких зводиться до рівняння балансу енергій (2.46) і допущенні, що координата зміщення сідла клапана e належить і клапану, має вигляд [5, 8]:

$$kRT_k G_k = V \frac{dp}{dt} + kp \frac{dV}{dt} \quad (2.46),$$

$$kRT_k G_k = \dot{p} F_4 x_3 + kp F_4 \dot{x}_3 \quad (2.47),$$

де: k - показник адіабати;

R - газова постійна, Дж / кг · К;

T_k - температура повітря в гальмівному контурі, К;

V - обсяг повітря, м³;

p - тиск повітря в гальмівній камері, МПа;

G_k – вагова витрата повітря в гальмівному контурі кгс/с;

F_4 - площа поршня, м²;

$\dot{x}_3$ - швидкістю переміщення штока діафрагми, м/с;

$\Delta \dot{x}_3$ - зміна швидкості переміщення штока діафрагми за часом, м/с.

При $V = F_4 \dot{x}_3$ витрату повітря з обмеженого обсягу визначено рівнянням [2]:

$$G_k = K \varepsilon f_{bx} \frac{p_k}{\sqrt{RT_k}} \gamma(\sigma) \quad (2.47)$$

$$\gamma(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}} \quad (2.48)$$

$$K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} = 8,283 \frac{m^{1/2}}{c} \quad (2.49)$$

$$\sigma = \frac{p}{p_k} \quad (2.50)$$

де: G_k - вагова витрата повітря в гальмівному контурі РГС САП, кгс/с;

K - коефіцієнт підсилення;

ε - коефіцієнт витрати повітря;

$f_{вх}$ - ефективна площа вхідного отвору, м²;

γ - функція витрати стисненого повітря;

p_k - тиск в гальмівному контурі РГС САП, МПа;

p - поточний тиск в робочій порожнині гальмівної камери колеса САП, МПа;

σ - відношення поточного тиску в робочій порожнині гальмівної камери до тиску в гальмівному контурі пневмопривода РГС і-го колеса САП;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

G_k залежить від швидкості потоку повітря і визначається перепадом тиску на вхідному отворі в гальмівну камеру (рис. 2.5 в); при перепаді тиску, що дорівнює нулю, $p / p_k = 1$ при відкритому клапані 6 (рис.2.5 г), витрата стисненого повітря, що надходить в гальмівну камеру дорівнює нулю. У міру закриття клапаном 6 вхідного отвору тиск зменшується і витрата, що проходить через вхідний отвір збільшується до тиску $0,528p_k$ - такий режим течії потоку повітря називається підкритичним (зона б на рис. 2.5 в). Від цього тиску і нижче, швидкість потоку повітря через клапан 6 перевищує швидкість звуку і G_k припиняє рости - такий режим течії потоку повітря називається надкритичним.

РОЗДІЛ 3. НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛІВ

3.1 Застосування методики попередження причин складання САП з локалізацією несправності пневмоприводів РГС

Проведення стендових випробувань необхідно проводити щорічно, а також за результатами виконання кожного технічного огляду автопоїзда з періодичністю 15 тис. км пробігу. Дані проведення діагностування на гальмівному роликовому стенді повинні зберігатися в базі даних, а рекомендації за результатами діагностування та протоколи діагностування ТЗ повинні зберігатися в інженерно-технічних службах автогосподарств.

Рекомендації про необхідність регулювальних робіт або ремонту гальмівного приводу і (або) гальмівних механізмів вимагають неухильного і негайного технічного впливу на автопоїзд для забезпечення БДР.

Далі необхідно розглянути два випадки:

1. ТЗ працездатний і може бути продіагностований на силовому роликовому стенді IW 7 Eurosystem;
2. ТЗ несправний, в результаті пошкоджень, отриманих при ДТП і експерт виконує аналіз, використовуючи відомості з бази даних про попереднє діагностування і аналіз технічних документів про виконані технічні впливи (регулювальння, ремонт, заміна несправних частин) гальмівної системи, складових частин автопоїзда. Якщо рекомендації не виконувалися, то беруться результати попереднього діагностування, з урахуванням прогнозу регресії технічного стану гальмівної системи.

Межі діапазонів діагностичних параметрів необхідно встановлювати відповідно до технічної документації на конкретну модель ТЗ. За зведеними графіками робочих процесів, які для різного технічного стану пневмопривода РГС ТЗ в режимі реального часу характеризують їх відповідність

діагностичним параметрам конкретного діапазону, були розроблені діапазони різних станів РГС:

1. Робочий діапазон (зелена зона) - номінальний, робочий діапазон, який характеризується справною гальмівною системою. Проводити будь-які роботи не потрібно, гальмівна система в справному стані і відповідає всім вимогам нормативно-технічної документації. Діапазон тиску повинен знаходитися в інтервалі від 0,60 до 0,81 МПа (для більшості автомобілів з пневматичним приводом гальмівної системи);

2. Діапазон ремонтних і регулювальних робіт (жовта зона) - регулювальна, допустима для руху в діапазоні тиску 0,42-0,55 вказує водієві, що працездатна запасна гальмівна система, що забезпечує 50% ефективності роботи РГС, діапазон діагностичних параметрів 0,55-0,60 характеризує відповідність значень параметрів технічного стану, при яких необхідні проведення ремонтних і регулювальних робіт;

3. Діапазон відмов (червона зона) - необхідний ремонт, експлуатація ТЗ неприпустима, гальмівна система непрацездатна, тобто знаходиться в стані, при якому хоча б один параметр, що характеризує здатність виконувати задані функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної документації - несправний стан РГС. Діапазони тиску від 0 до 0,42 і від 0,81 до 1,25 МПа.

Дана методика дозволяє в тому, щоб:

- дати загальну характеристику технічного стану пневмопривода РГС;
- локалізувати ділянку, на якій система не герметична;
- дати рекомендацію про необхідність проведення технічного впливу системи - регулювання або ремонту конкретної ділянки магістралі або гальмівного механізму.

Манометр тиску повітря в РГС ТЗ розташований між компресором і гальмівним краном. Є засобом контролю технічного стану РГС для водія.

У рамках дослідження було протестовано 22 автопоїзди (САП), що складаються з тягача Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA та напівпричепа Schmitz Cargobull SPR 24 G. При технічному діагностуванні робочої гальмівної системи

(РГС) на 19 з цих САП діагностичні параметри відповідали нормативним показникам, встановленим ДСТУ, а також методиці, запропонованій у цій роботі. Отримані графіки змін параметрів функції тиску в контурі, гальмівних камерах, зусилля на органах управління і гальмівні сили на осях відповідали діапазонам технічної справності апаратів та підсистем РГС.

На одному з тестованих автопоїздів - тягачі Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA (VIN № 9BSR4X20003588487) та напівпричепі Schmitz Cargobull SPR 24 (VIN № WSK00000001218236) - тиск P_{mP} при частоті обертання колінчастого вала $n_{кв}=5300n = 5300n_{кв} = 5300$ об/хв склав 0,81 МПа. Це значення є гранично допустимим, однак, при збільшенні частоти обертання колінчастого вала до максимального рівня, наприклад, при русі в складних дорожніх умовах на низькій передачі або при обгоні на високій передачі, тиск P_{mP} може короткочасно перевищити максимальний допустимий рівень 0,81 МПа. Це створює ризик виникнення несправностей, пов'язаних з розгерметизацією трубопроводів системи.

Таким чином, виникла потреба в регулюванні верхньої межі спрацьовування клапана регулювання тиску (регулятора повітряного тиску) у РГС, як показано у ДОДАТКУ Д,Е. Рекомендовані заходи для приведення РГС САП у справний стан включають проведення технічного обслуговування (ТО) та регулювання тиску у системі.

Проведені дослідження показали, що при значеннях тиску p у гальмівних камерах на одній осі, які наближаються до мінімально допустимих, але дещо відрізняються один від одного, час досягнення максимального тиску може варіюватися. Це може спричинити виникнення моменту відведення транспортного засобу або складання автопоїзда (САП).

Тому визначено діапазон допустимих значень діагностичного параметра по тиску для нижньої межі значень тиску і досліджена допустима різниця тисків Δp_i в гальмівних камерах досліджуваної осі в межах допустимого діапазону значень.

На автомобілі Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA VIN № 9BSR4X20003588492 і напівпричепі Schmitz Cargobull SPR 24 VIN № WSK00000001218228 при дослідженні діагностичного параметра другої осі визначено, що значення тиску в гальмівній камері $P_{x1} = 0,732$ МПа - відповідають нормі, а значення $P_{x2} = 0,528$ МПа, тобто на 0,072 МПа нижче норми. Зниження тиску на ділянці управління гальмівним механізмом лівого колеса передньої осі тягача призвело до різниці значень тиску в 28%.

Відповідно до вимог ДСТУ, допустима різниця гальмівних сил для коліс осей з барабаними гальмами становить не більше 25%. Отже, показники діагностичних параметрів на задній осі тягача відповідають вимогам ДСТУ, але для передньої осі наявна перевищена різниця, що потребує регулювання для уникнення небажаних ефектів під час гальмування, таких як відведення або складання САП.

У цьому випадку рекомендацією для приведення гальмівної системи у справний стан є перевірка герметичності трубопроводу між правим колесом задньої осі тягача і захисним клапаном. За допомогою детектора витоків було виявлено витік повітря через тріщину в гумовому шлангу трубопроводу приводу РГС. Рекомендовано замінити пошкоджену ділянку пневмопривода РГС та провести повторне діагностування системи.

Під час стендових випробувань тягача Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA (VIN № 9BSR4X20003588813) і напівпричепа Schmitz Cargobull SPR 24 G (VIN № WSK00000001218229) було встановлено, що тиск у гальмівних камерах коліс напівпричепа відповідає нормативним значенням. Однак при порівнянні часу спрацьовування гальмівних механізмів виявлено, що час початку спрацьовування гальмів напівпричепа більший за час спрацьовування гальм задньої осі тягача і майже дорівнює часу спрацьовування гальм передньої осі тягача.

Ця затримка в спрацьовуванні гальм напівпричепа може створити небезпечну ситуацію під час руху автопоїзда на поворотах, оскільки при

початку гальмування це може призвести до складання автопоїзда (САП). Рекомендованими заходами для запобігання такій ситуації є:

Регулювання часового інтервалу спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа.

Перевірка та налаштування пневмоприводів для забезпечення одночасного або попереднього спрацьовування гальм напівпричепа щодо гальм задньої осі тягача. Повторна діагностика системи для перевірки стабільності та коректності роботи гальмівних механізмів усіх осей.

Ці заходи допоможуть уникнути ризику складання автопоїзда під час гальмування в поворотах і підвищать загальну безпеку руху.

У випадку, коли блок управління ABS напівпричепа, отримавши сигнал від ABS тягача, не забезпечує пріоритетного спрацьовування гальмівної системи (РГС) напівпричепа, хоча діагностичні коди помилок не виявляють несправностей, а результати стендових випробувань показують однаковий час спрацьовування гальм напівпричепа і передньої осі тягача (або задніх осей тягача між собою), необхідно вжити додаткових заходів для регулювання.

Рекомендації для вирішення цієї ситуації: регулювання гальмівних механізмів напівпричепа для забезпечення попереднього спрацьовування РГС напівпричепа порівняно з гальмами тягача; заміну гальмівних колодок барабанних гальмівних механізмів напівпричепа, якщо регулювання не призводить до зменшення часу спрацьовування.

Після проведення часткових регулювань вдалося зменшити час спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа. У випадку, якщо б це не дало результатів, тоді слід було б розглянути можливість заміни колодок і розточення гальмівних барабанів із їхньою подальшою заміною. Це забезпечить правильний розподіл гальмівних сил і знизить ризик складання автопоїзда під час гальмування.

Виконані дослідження підтвердили результати теоретичних досліджень щодо впливу «небезпечних» факторів, на механізм формування несиметрії гальмівних сил по бортах і складання САП, як причини виникнення ДТП.

Обраними факторами, встановленими в дослідженні, є параметри робочих процесів функціонування пневмопривода РГС САП, що вийшли за допустимі межі технічного стану.

Для виконання стендових випробувань був використаний гальмівний роликовий стенд IW 7 Eurosystem. Даний гальмівний роликовий стенд дозволяє з більшою дискретністю сигналів про вимірювані параметри, а також опцією - комплектом датчиків тиску з передачею значення тиску повітря на ділянках пневмопривода РГС по радіоканалах, діагностам оцінювати тиск, що змінюється в часі в кожній ділянці контурів РГС і функцію дії гальмівних сил кожного колеса САП за часом. За допомогою трійника була проведена імітація витоків стисненого повітря в елементах пневмопривода РГС САП. За результатами проведеного експерименту оброблений масив даних і отримані - значення гальмівної сили, зусилля на педаль, тиск в гальмівному контурі P_m і в гальмівних камерах P_x і навантаження для кожного колеса САП, що відповідають різним технічним станам пневмоприводів РГС 22 САП. Дані показники дозволили визначити причини, які впливають на параметри процесів гальмування кожного окремо взятого колеса, такі як: час наростання тиску стисненого повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, величина зсуву за часом цих максимумів для різних коліс, витік стисненого повітря в пневмоприводі, перепад тисків в елементах пневмопривода РГС САП, вплив довжини гальмівних контурів, час наповнення робочої порожнини елементів, а пневмопривода гальмівних систем САП, що розраховуються при зовнішніх витіках.

Таким чином, обґрунтовано механізм формування гальмівних сил по бортах САП, що враховує «небезпечні» чинники виникнення ДТП. Результати досліджень підтверджують, що структура засобів технічного забезпечення дозволяє виконати обґрунтування допустимого з БДР технічного стану за такими чинниками для пневмопривода кожного колеса САП.

На підставі результатів досліджень розроблені: методика рішення задач попередження причин ДТП за участю САП при гальмуванні і обґрунтування

допустимого з БДР технічного стану за такими чин-никами для пневмопривода кожного колеса САП; методика стендового контролю технічного стану пневмоприводів гальмівних механізмів САП і обробки експериментальної оцінки його властивостей.

3.2 Застосування методики вирішення завдань попередження причин складання САП

Нижче представлені розрахунки, запропонованих параметрів робочих процесів пневмопривода РГС САП: витоків стисненого повітря в пневмоприводі, перепаду тисків, час наповнення робочої порожнини елементів, що розраховуються, пневмопривода гальмівних систем САП при зовнішніх витоках з урахуванням поточного технічного стану ТЗ (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1

Результати розрахованих значень параметрів робочих процесів
функціонування пневмопривода РГС САП

Пара-метр	Значення параметрів робочих процесів пневмопривода САП		
	Осі САП	Колеса лівого борту	Колеса правого борта
f_y	Перша вісь тягача	$2,20 \cdot 10^{-7}$	$1,70 \cdot 10^{-7}$
	Друга вісь тягача	$2,30 \cdot 10^{-6}$	$5,30 \cdot 10^{-6}$
	Вісь напівпричепа САП	$1,40 \cdot 10^{-7}$	$2,40 \cdot 10^{-6}$
Δp_i	Перша вісь тягача	0,885	0,899
	Друга вісь тягача	0,81	0,89
	Вісь напівпричепа САП	0,18	0,82
t	Перша вісь тягача	$5,60 \cdot 10^{-3}$	$6,90 \cdot 10^{-3}$
	Друга вісь тягача	$5,02 \cdot 10^{-4}$	$2,70 \cdot 10^{-6}$
	Вісь напівпричепа САП	$1,30 \cdot 10^{-2}$	$9,00 \cdot 10^{-4}$

Результати дослідження дозволяють визначити технічний стан пневмопривода робочої гальмівної системи (РГС) автопоїзда (САП) для кожної осі. Гальмівні камери на колесах першої осі тягача мають невеликі значення зусиль (f_y) на лівій і правій камерах - $2,20 \cdot 10^{-7}$ та $1,70 \cdot 10^{-7}$ відповідно. Однак, спостерігається надмірний перепад тисків на діафрагму через підвищений тиск у гальмівному контурі: $p_l=0,842$, $p_r = 0,842$, $p_l=0,842$ та $p_{pr}=0,844$ $p_{pr} = 0,844$ $p_{pr}=0,844$. Це вказує на засмічення регулятора тиску, що спричиняє надлишковий тиск у системі.

Незважаючи на наявний перепад тиску, тиск у гальмівних камерах залишається в межах діапазону справного технічного стану. Це можливо завдяки роботі регулятора гальмівних сил, який компенсує надлишковий тиск, забезпечуючи достатній час наповнення робочої порожнини гальмівної камери для ефективного гальмування.

Однак, для запобігання розвитку існуючих несправностей та виникнення нових, рекомендовано провести ремонт регулятора тиску для усунення засмічення та запобігання надлишковому тиску в гальмівному контурі.

Перевірку герметичності гальмівної камери колеса для забезпечення стабільної роботи системи. Експлуатація транспортного засобу в такому стані є неприпустимою, доки зазначені несправності не будуть усунені; друга вісь тягача - f_y знижує тиск в робочих порожнинах гальмівних камер, для забезпечення ефективного гальмування компресор здійснює підкачування стисненого повітря в пневмопривід другої осі, в результаті чого Δp_i на діафрагму гальмівної камери правого колеса вище гранично допустимого тиску (для гальмівної камери лівого колеса значення тиску знаходиться на межі допустимого і надлишкового), однак з огляду на дуже невеликий період часу t_i наповнення робочих порожнин гальмових камер коліс, зважаючи на значну f_y на лівій і правій гальмівних камерах $2,30 \cdot 10^{-6}$ і $5,30 \cdot 10^{-6}$ тиск в гальмівних камерах майже дорівнює атмосферному $p_{\text{л}} = 0,103$, $p_{\text{пр}} = 0,110$ і не забезпечує гальмування цієї осі, тобто гальмівні камери коліс другої осі знаходяться в діапазоні відмов, необхідний ремонт, експлуатація ТЗ неприпустима;

- аналіз технічного стану осей напівпричепа САП показує наступне: ліва гальмівна камера на осі напівпричепа має нормативне значення тиску. Невелике значення сили (f_y) та допустима різниця тисків (Δp_i) свідчать про справність камери. Час наповнення робочої порожнини є достатнім, а гальмівний привід забезпечує ефективне гальмування, технічний стан – робочий; права гальмівна камера на осі напівпричепа має значне значення сили (f_y), що призводить до низького тиску в робочій порожнині. Для забезпечення ефективного гальмування компресор змушений додатково підкачувати

стиснене повітря в пневмопривід. Це створює надмірний перепад тисків (Δp_i), що вказує на технічний стан камери у діапазоні відмов. Для відновлення працездатності необхідний ремонт правої гальмівної камери. Експлуатація САП у такому стані є неприпустимою.

Знаючи можливі несправності пневмоприводу гальмівних систем САП і фактори витоків повітря з пневмопривода РГС САП, а також можливості виявлення несправностей, можна розрахувати параметри робочих процесів функціональних елементів пневмопривода РГС САП і допустимого з БДР технічного стану за чинниками для пневмопривода кожного колеса САП.

Параметри робочих процесів РГС САП, які на сьогоднішній день контролюються можуть бути в діапазоні несправної роботи.

Для розрахунку тиску стисненого повітря при витоках необхідно визначити ефективну площу перетину витоків, яка може бути розрахована:

$$f_y dt = \frac{V_1 dp_i}{k \gamma \left(\frac{p_a}{p_i} \right) K \sqrt{RT_1 p_i}} \quad (3.1)$$

де: l_k - довжина гальмівного контуру пневмопривода РГС САП, м;

Δt_i - величина кроку інтегрування;

p_a - атмосферний тиск, МПа;

d - діаметр прохідного отвору трубопроводу, м;

T_1 - температура повітря в гальмівній камері, К.

З урахуванням рівняння 3.1 перепад тиску в робочій порожнині гальмівної камери колеса при зовнішніх витоках пропонується визначати:

$$\dot{p}_i = \frac{k}{x_0 + x_1} \left(\frac{f_{bx} K \sqrt{RT_k}}{F} \left[p_k \gamma \left(\frac{p_i}{p_k} \right) - p_{i-1} \frac{f_y}{f_{bx}} \sqrt{\frac{T_1}{T_k}} \gamma \left(\frac{p_a}{p_i} \right) \right] - p_{i-1} \cdot \dot{x}_{i-1} \right) \cdot \Delta t_i \quad (3.2)$$

де: x_0 - вихідне положення штока діафрагми гальмівної камери i -го колеса САП.

Проінтегрувавши рівняння (3.1) за часом пропонується визначати час наповнення робочої порожнини гальмівної камери колеса при зовнішніх витоках:

$$t = \frac{V}{k f_{\text{вх}} K \sqrt{RT_1}} \int_{\sigma_i'}^{\sigma_i''} \frac{d\sigma}{p_k \gamma(\sigma) - \sigma \frac{f_y}{f_{\text{вх}}} \sqrt{\frac{T_1}{T_k}} \gamma\left(\frac{p_a}{p_i}\right)} \quad (3.3)$$

де: σ_a - безрозмірний атмосферний тиск;

p_1', p_1'' - початкове і кінцеве значення тиску в робочій порожнині гальмівної камери і-го колеса САП при гальмуванні, МПа;

σ_1', σ_1'' - відносне початкове і кінцеве значення тиску.

Запропонована методика розрахунку параметрів робочих процесів пневмопривода дозволяє виконати оцінку внутрішніх параметрів робочих процесів РГС САП: витоку стисненого повітря в пневмоприводі, перепад тисків в елементах пневмопривода РГС САП, вплив довжини гальмівних контурів, час наповнення робочої порожнини елементів, пневмопривода гальмівних систем САП при зовнішніх витоках, що викликають бортову несиметрію дії гальмівних сил на колесах САП і як наслідку ДТП в результаті їх складання. Розрахунок і оцінка важкодоступних параметрів робочих процесів функціонування пневмоприводів РГС САП і обґрунтування механізму формування гальмівних сил по бортах САП дозволить попередити причини виникнення ДТП, пов'язані з несправним технічним станом РГС САП.

Таким чином, знаючи «небезпечні» чинники, з урахуванням поточного технічного стану РГС тягача і напівпричепа, з'являється інструмент запобігання причин, що викликають складання САП.

З метою вимірювання параметрів робочих процесів функціонування та оцінки технічного стану пневмопривода РГС САП в складі тягача Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA і напівпричепа Schmitz Cargobull SPR 24 на підставі проведеного дослідження розроблена методика стендового контролю технічного стану пневмоприводів гальмівних механізмів САП і обробки експериментальної оцінки властивостей: чистий тягач та напівпричіп, з чистими і сухими шинами допускається до в'їзду на лінію технічного контролю; перед проведенням вимірів необхідно перевірити відповідність шин вимогам ДСТУ 8815:2018: перевірити тиск в кожній шині і довести до

значення, зазначеного в інструкції по експлуатації автопоїзда; перевірити щоб на першій вимірювальній осі були шини з однаковим малюнком протекторів; перевірити щоб глибина малюнка протектора відповідала вимогам ДСТУ для даного типу транспортного засобу; перевірити за манометром (рис. 3.10) РГС значення тиску в пневмоприводі гальмівної системи при працюючому двигуні; довести тиск в пневмоприводі РГС до значення, початку діапазону параметра робочого процесу, відповідного справному технічному стану РГС ТЗ; випробування на силовому роликовому гальмівному стенді кожної осі автопоїзда: встановити радіодатчики тиску (RCD 20-2) для пневматичних систем на контрольні виводи пневмопривода контурів РГС, що забезпечують тиском конкретну вісь, а також датчик P_m на контрольне виведення живильної магістралі пневмопривода (рис.3.11), а радіодатчики P_{x1} на контрольне виведення правого колеса, P_{x2} на контрольне виведення лівого колеса.

Використання розробленої методики в практиці дозволяє завчасно виявити та попередити можливі причини складання САП, забезпечуючи контроль гранично допустимої різниці гальмівних сил на всіх мостах автопоїзда. Методика також дозволяє враховувати часовий зсув максимальних гальмівних зусиль між лівою і правою сторонами, що є важливим для безпечної експлуатації автопоїзда.

Запропоноване застосування розробленої методики стендового контролю технічного стану пневмоприводів РГС САП і обробки експериментальної оцінки його властивостей дозволяє реалізувати усунення несиметрії дії гальмівних сил по бортах з урахуванням реального технічного стану РГС, показує її високу ефективність при контролі якості регулювання гальмівних механізмів при ТО, виявленні дефектів, що зароджуються в пневмоприводах РГС САП. Так, застосування даної методики вказало на необхідність проведення у двох САП регулювальних робіт, а один спрямовано в ремонт - визначено дефект, що зароджується: витоки стисненого повітря.

ВИСНОВКИ

На основі проведених досліджень було розроблено та обґрунтовано розрахункову модель для аналізу процесу екстреного гальмування автопоїздів (САП). Встановлено ключові фактори, які викликають несиметрію гальмівних сил по бортах САП і впливають на ймовірність складання автопоїзда під час гальмування, що може стати причиною ДТП. До таких факторів належать параметри робочих процесів функціональних елементів пневмопривода РГС САП, зокрема: час наростання тиску стисненого повітря у приводах гальмівних механізмів кожного колеса до максимального значення, часовий зсув пікових значень тиску між різними колесами, який може призвести до асиметрії дії гальм, витoki стисненого повітря у пневмоприводі, що знижують ефективність гальмування, перепад тисків у різних елементах пневмопривода РГС САП, що впливає на синхронність гальмування.

Обґрунтовано механізм формування гальмівних сил по бортах САП, який враховує "небезпечні" фактори виникнення ДТП за допомогою експериментальних досліджень параметрів процесу складання автопоїзда. Виявлено, що різниця пікових значень тиску (P_t) між колесами осей САП становила від 12% до 17%.

Порівняння графіків (осцилограм) тиску в гальмівних камерах і гальмівних сил коліс підтверджує, що вихід деяких параметрів за допустимі межі призводить до несиметрії дії гальмівних механізмів по бортах. Часові зсуви максимумів тиску в гальмівних камерах коліс можуть проявлятися як у паралельному, так і діагональному напрямку між бортами САП, що здатне призвести до складання автопоїзда під час гальмування.

Таким чином, розроблена модель дозволяє ефективно визначати і контролювати ці критичні параметри, що є необхідним для забезпечення безпеки експлуатації САП та зниження ризику ДТП.

Дослідження гальмівної системи автопоїзда (САП) показало значну різницю сумарного тиску в гальмівних камерах коліс по бортах, яка становила 37%, тоді як різниця сумарної гальмівної сили складала 7,67%. Це підкреслює

вплив несиметрії тиску на загальний розподіл гальмівної сили та можливість складання САП при гальмуванні.

Аналіз параметрів процесу гальмування в РГС САП дозволив оцінити вплив несиметрії гальмівних сил на ризик складання САП. Встановлено, що такі "небезпечні" фактори можуть спричиняти технічні несправності в елементах пневмопривода, за яких експлуатація САП стає неприпустимою. Практичні результати дослідження підтверджують існуючу залежність між несиметрією гальмівних сил і потенційними причинами ДТП.

Для забезпечення технічної точності дослідження було використано силовий роликовий гальмівний стенд IW 7 Eurosystem, який дозволив відстежувати зміну параметрів робочих процесів у пневмоприводах кожного колеса САП у реальному часі. Використання високоточних пневматичних радіодатчиків тиску забезпечило можливість фіксації параметрів з мінімальним кроком дискретизації, що дозволяє отримати надзвичайно детальну картину динаміки гальмування. Це значно підвищує точність і надійність оцінки технічного стану РГС САП, допомагаючи ідентифікувати критичні несправності, які можуть призвести до аварійних ситуацій.

Розроблено методику для попередження причин ДТП, пов'язаних з несправностями автопоїздів (САП) при гальмуванні. Вона дозволяє розраховувати параметри робочих процесів пневмоприводів робочої гальмівної системи (РГС) САП, контролювати динаміку "небезпечних" факторів, які можуть призвести до виникнення ДТП. Здійснюючи моніторинг і контроль цих факторів, методика сприяє виявленню та усуненню потенційних першопричин несправностей, що можуть спричинити аварійні ситуації.

Також розроблено методику стендового контролю технічного стану пневмоприводів РГС САП, яка дозволяє з високою достовірністю локалізувати несправності та оцінювати ступінь розвитку дефектів у пневмоприводах конкретного транспортного засобу. Таким чином, застосування цих методик дозволяє забезпечити високий рівень безпеки САП під час гальмування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Паладійчук Ю.Б. Методи та засоби при експлуатаційній обкатці машин та механізмів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Серія: Технічні науки. Вінниця: ВНАУ, 2012. Випуск 10 (59). Т. 2. С. 110-113.
2. Пришляк В.М. Аналіз показників роботи двигуна Д-240 за розрахунками комп'ютерної програми DIESEL-RK. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця : ВНАУ, 2015. Випуск 2 (90). С. 28-32.
3. Гулько І.В. Транспорт - актуальні проблеми та сьогодення. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця : ВНАУ, 2015. Випуск 2 (90). С. 98-103.
4. Пришляк В.М. Визначення ефективності роботи автотракторних двигунів адаптованих для часткових режимів навантаження. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця : ВНАУ, 2016. Випуск 3 (95). С. 57-62.
5. Барановський В.М. Роль і місце технічного діагностування в системі технічної експлуатації автомобілів в сільському господарстві. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця : ВНАУ, 2018. Випуск 1 (100). С. 24-28.
6. Анісімов В.Ф. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Вінниця: РВВ ВНАУ, 2010. 41 с.
7. Паладійчук Ю.Б. Методичні вказівки до виконання курсового проекту і розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Ремонт машин та обладнання» для студентів денної та заочної форми навчання зі спеціальностей 7.091902. та 8.091902 «Механізація сільського господарства» ОКР «Спеціаліст», «Магістр». Вінниця: ВЦ ВДАУ, 2007. 43 с.
8. Дем'янюк В. А. Науково-прикладні основи системного аналізу та оптимального проектування гальмових керувань автобусів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.22.02 ««Автомобілі та трактори». Львів: Політехн. політех., 2005. 40 с.
9. Кашканов А. А. Математична модель гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні з АБС. *Міжвузівський збірник "Наукові нотатки"*. Луцьк, 2012. Вип. № 36. С. 131-136.

10. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів. Київ: Либідь, 2000. 399 с.

11. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Офіц. вид. К. : Держспоживстандарт України, 2011. 28 с. (Національний стандарт України).

12. Кравчук П. М. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування. *Автошляховик України*. 2008. № 2. С. 22-23.

13. Кузнецов Р. М. До питання стійкості сидельно-причіпного автопоїзда у гальмівному режимі. Наукові нотатки: міжвуз. зб.. Луц. нац. техн. ун-т.. Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. Вип. 32. С. 197-199.

14. Наказ Міністерства транспорту України “Про затвердження Експлуатаційних норм середнього ресурсу пневматичних шин колісних транспортних засобів, використаних на колісних шасі” від 20.05.06, № 489: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z 0695-06>

15. Наказ Міністерства транспорту України “Про правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автомобільних транспортних засобів” від 11.11.2002 р., № 792: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0122-03>

16. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля. *Автомобільний транспорт*. Збірник наук. праць. Харків : ХНАДУ, 2009. № 24. С. 33-36.

17. Поляков В. М. Обладнання для експериментального дослідження маневреності та стійкості руху автопоїздів. *Вісник НТУ, ТАУ*. 2002. № 7. С. 326.

18. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда. *Автошляховик України: Науково-виробничий журнал*. № 4 (246). 2015. С. 16-21.

19. ДСТУ 3649-2010. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. [Чинний від. 2010-28-12].

К.: Вид-во стандартів, 2011. 28 с. (Національний стандарт України).

20. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і О стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT). К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2002. 180 с.

21. Кашканов В. А. Необхідність вдосконалення методики діагностування гальмівних систем. Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи. Вінниця. ВНТУ, 2019. Інтернет ресурс. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2019/schedConf/presentations>

22. Кашканов В. А. Удосконалення методу визначення коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП. Автореф. дис.... к. т. н.: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / В. А. Кашканов. Харків, 2008. 22 с.

23. Статистика ДТП в Україні за період з 01.01.2019 по 31.12.2019 – [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> Назва з екрана. Шеїн В. С. Удосконалення методів і засобів сертифікаційних випробувань фрикційних пар гальмівних механізмів автомобілів [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Шеїн Віталій Сергійович ; ННЦ "Ін-т метрології". - Харків, 2017. 20 с.

24. Henryk Maciejewski, «Reliability Centered Maintenance of Repairable Equipment», Proc. of the 4th International Conference on Dependability of Computer Systems, 2009.

25. Техноекоекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навч. посіб. В.С. Стручок. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.

26. Безпека в надзвичайних ситуаціях : навч. посібник для студентів ЗВО України : у 2 ч. Ч. 1: Надзвичайні ситуації. М. Л. Лисиченко, В. В. Вамболь, О. Вамболь, М. М. Кірієнко, І. А. Черепньов, В. М. Власовець; за ред. М. Л. Лисиченка ; ХНТУСГ. Харків : ТОВ "ПромАрт", 2021. 202 с.