

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **«Підвищення ефективності роботи гальмівної системи
вантажного автомобіля на ґрунтових дорогах»**

Виконав: студент 4 курсу групи Ат-41
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Бенюк Д. В.

(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Сукач О.М.

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2025

УДК 629.114.3

Бенюк Дмитро Вікторович. Підвищення ефективності роботи гальмівної системи вантажного автомобіля на ґрунтових дорогах. Кваліфікаційна робота. Дубляни: Кваліфікаційна робота. Львів: Львівський НУВМБ ім. Степана ГЖИЦЬКОГО, 2025. 72 с.

Табл. 9; рис. 33; бібліогр. джерел 28.

На основі проведеного аналізу встановлено, що у сучасних вантажних автомобілях застосовуються як однопровідні, так і двопровідні пневматичні гальмівні системи, а також новітні пневмо-електричні комплекси.

Високий рівень ефективності гальмування досягається завдяки узгодженій роботі всіх компонентів та осей автопоїзда, причому особливе значення має підвищення тиску в найбільш завантажених осях. Автоматичне балансування гальмівних сил між осями автопоїзда забезпечується завдяки використанню регуляторів навантаження на осі та статичних датчиків осьового навантаження.

Гравійні дороги, завдяки вищому коефіцієнту зчеплення, дають змогу застосовувати помітно більші тиски, що підвищує ефективність гальмування. Горизонтальні ділянки дозволяють використовувати середні й високі значення тиску, на підйомах відбувається помірне його зниження, тоді як на спусках тиск сягає максимальних безпечних меж, забезпечуючи контрольоване сповільнення навіть на складних ділянках маршруту.

Оптимізовані значення тиску, підібрані під реальні дорожні умови, дозволяють знизити ризик втрати керованості, забезпечити рівномірне гальмування й уникнути зайвого навантаження на гальмівні механізми. Це не лише підвищує безпеку перевезень, а й збільшує загальний ресурс транспортного засобу.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	8
1.1 Класифікація гальмівних систем вантажних автомобілів.....	8
1.2 Приводи гальмівної системи.....	14
1.2.1 Підсистема розподілу гальмівних сил по осях.....	15
1.3 Допоміжна гальмівна система.....	17
Висновки за розділом.....	31
РОЗДІЛ 2	
РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	32
2.1 Визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда.....	32
2.2 Розрахунок гальмівної сили автопоїзда.....	36
2.3 Розрахунок гальмівних коефіцієнтів та їх відповідність встановленим нормативам.....	38
Висновки за розділом.....	40
РОЗДІЛ 3	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	41
3.1 Методика проведення експериментальних досліджень.....	41
3.2 Результати випробування механічного регулятора осьового навантаження для різних типів доріг і умов руху.....	46
Висновки за розділом.....	51
РОЗДІЛ 4	
БЕЗПЕКА ПРАЦІ ТА ДІЇ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	53
4.1 Аналіз небезпечних факторів, які виникають на СТОА.....	53
4.2 Вимоги з техніки безпеки ремонтних робіт.....	54
Висновки за розділом.....	59
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	60
51 Економічний ефект експлуатації автомобіля.....	60

Висновки за розділом.....	67
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

ВСТУП

Сучасний транспортний комплекс відіграє ключову роль у забезпеченні ефективної логістики та економічного розвитку. Вантажні автомобілі є основним засобом перевезення товарів на значні відстані, а їх безпека та надійність безпосередньо впливають на ефективність транспортної галузі. Одним із найважливіших компонентів вантажного автомобіля є пневматична гальмівна система, від якої залежить не лише зупинка транспортного засобу, а й безпека водія, пасажирів та інших учасників дорожнього руху.

Актуальність теми дослідження зумовлена необхідністю вдосконалення методів діагностики та налаштування пневматичних гальмівних систем. Неправильне налаштування або несвоєчасне виявлення несправностей може призвести до аварійних ситуацій, зниження ефективності гальмування та підвищеного зносу компонентів системи. В умовах інтенсивної експлуатації вантажного транспорту питання підвищення ефективності діагностування та налаштування пневматичних гальм стає особливо важливим. Метою дипломної роботи є розробка та удосконалення методів діагностування й налаштування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів для забезпечення їх надійної та безпечної роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

Аналіз конструкції та принципу роботи пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів;

Дослідження основних несправностей та причин їх виникнення;

Оцінка існуючих методів діагностування та налаштування системи;

Розробка та апробація нових підходів до діагностики та регулювання гальмівної системи;

Аналіз ефективності запропонованих рішень у порівнянні з традиційними методами.

Об'єктом дослідження є пневматична гальмівна система вантажного автомобіля, а предметом – методи її діагностики та налаштування.

Практична значущість роботи полягає у можливості використання отриманих результатів для підвищення рівня безпеки експлуатації вантажних автомобілів, зменшення витрат на обслуговування та продовження строку служби гальмівної системи.

Таким чином, проведені дослідження сприятиме підвищенню ефективності діагностування та налаштування пневматичних гальмівних систем, що в свою чергу покращить безпеку дорожнього руху та економічні показники експлуатації транспортних засобів.

При гальмуванні на колесо прикладається крутний момент, в результаті чого шина створює силу тертя з дорогою. На ділянці контакту шини з дорогою існує відносна різниця швидкостей, відома як ковзання. Проковзування при гальмуванні в поздовжньому напрямку визначається як відношення різниці між поздовжньою швидкістю транспортного засобу і локальною швидкістю шини в зоні контакту, розрахованої з використанням швидкості обертання і радіуса шини в поздовжньому напрямку. Для оптимальної ефективності гальмування можна зробити висновок, що гальма повинні спрацьовувати таким чином, щоб ковзання колеса було якомога ближче до оптимального значення. Для підвищення ефективності гальмування автомобілів протягом багатьох років розроблялися антиблокувальні гальмівні системи (ABS). Одна з перших згадок про таку систему датується 1908 роком, коли J.E. Francis представив регулятор запобігання ковзанню для залізничних транспортних засобів, але перша широко використовувана механічна ABS з'явилася на початку 1950-х років. Система ABS намагається уникнути блокування коліс під час різких гальмівних маневрів.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Класифікація гальмівних систем вантажних автомобілів

Гальмівні системи великовантажних транспортних засобів (ВТЗ) суттєво відрізняються від тих, що використовуються на легкових автомобілях та інших легких транспортних засобах. Однією з важливих відмінностей між цими системами є робоча рідина, що використовується для забезпечення гальмівного зусилля. У великовантажних автомобілях зазвичай використовується стиснене повітря, тоді як у легкових автомобілях - гідравлічна рідина.

Незважаючи на те, що інтелектуальні системи та точність електроніки продовжують користуватися попитом на арені важкого обладнання, гідравліка продовжує панувати в щільності потужності. Електричні та механічні гальмівні системи наразі не можуть конкурувати через їхні розміри та вагу. І, хоча пневматичні гальмівні системи можуть наблизитися до переваг, отриманих від повнопотужних гідравлічних версій, через їх нижчий робочий тиск накопичувачі більші, що часто важко вмістити через обмеження простору автомобіля.

Велике обладнання наприклад у будівництві, сільському господарстві та гірничодобувній промисловості, має кілька переваг від використання електронної та гідравлічної гібридної системи (електрогідравліки або ЕГ), що базується на існуючій гідравлічній платформі, яка була створена та вдосконалена протягом багатьох років. "Гідравлічна гальмівна система повної потужності використовує ту саму робочу рідину, резервуар і насос. Немає потреби додавати повітряний компресор, резервуар для повітря, осушувач або інші елементи, специфічні для потреб пневматичної системи.

"Рідина в гідравлічній гальмівній системі повної потужності практично нестислива порівняно з повітрям у пневматичній гальмівній системі. Це дозволяє дуже швидко змінювати керування гальмами шляхом модуляції тиску в гальмах. Чуйтливність гідравлічної гальмівної системи є найбільш

очевидною під час виконання контролю в антиблокувальних системах гальм (ABS), системах контролю тяги (TCS) і електронному контролі стабільності (ESC).

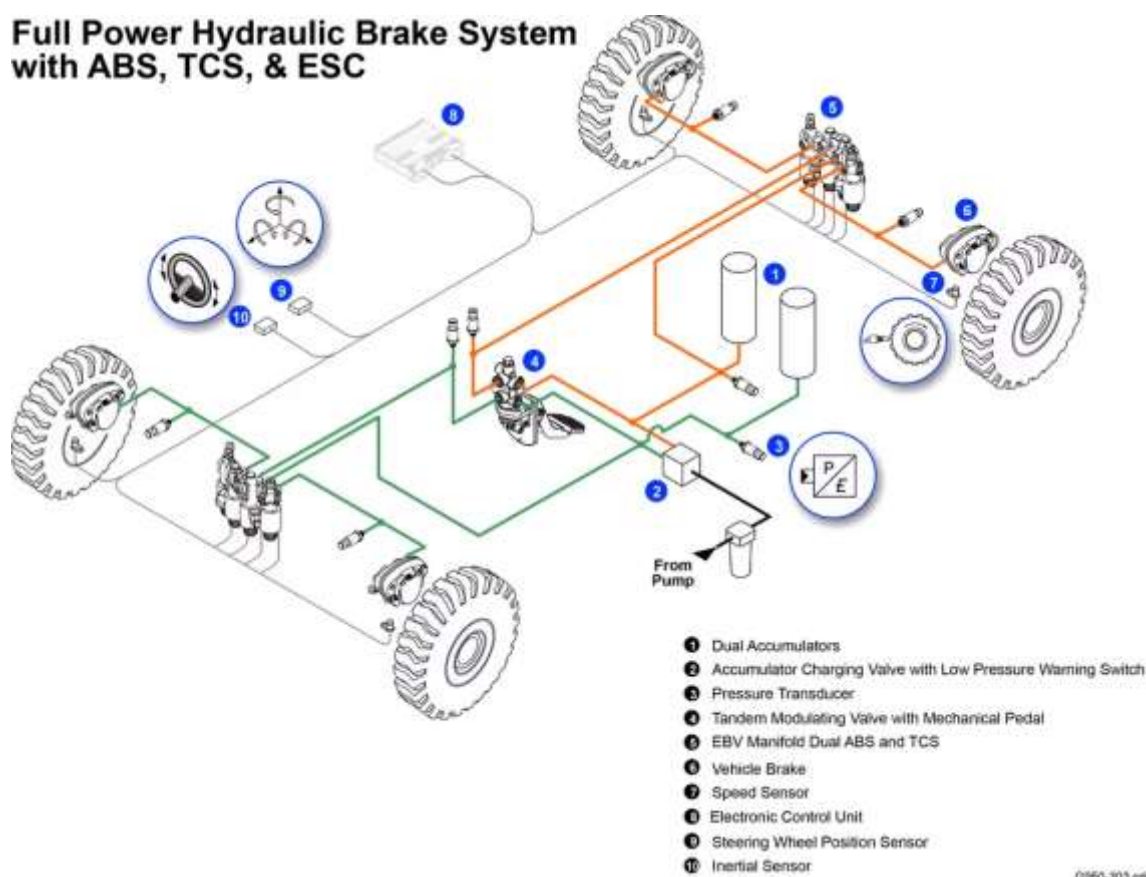


Рисунок 1.1 – Компонувачі схеми електрогидравлічної гальмівної системи

Мобільна гальмівна система електрогидравлічного використання, складається з кількох електронних і гідравлічних продуктів MICO, які містяться в повністю оптимізованій системі для забезпечення інтегрованого гальмівного пакету, який пропонує розширений контроль оператора за допомогою ABS, контролю тяги та ESC. Мета

Теорія ABS не змінилася протягом майже 30 років, хоча її застосування продовжує урізноманітнюватися, оскільки оператори важкої техніки очікують керованості та чутливості легкових транспортних засобів. У випадку з ABS мета полягає в тому, щоб запобігти блокуванню колеса, що може покращити контроль над автомобілем під час гальмування та зменшити гальмівний шлях

на слизькій (розрізаній або з низьким коефіцієнтом тертя) дорожній поверхні шляхом обмеження пробуксовки коліс і мінімізації блокування. Зменшення ковзання коліс покращує стійкість автомобіля та керованість під час гальмування. Контроль тяги покращує прискорення автомобіля за умов низького зчеплення, контролюючи надмірне обертання коліс. Контроль стабільності додає складні датчики, які детально визначають швидкість повороту, прискорення та інші орієнтації автомобіля. [див. малюнок 1, щоб побачити взаємозв'язок між ковзанням шини та використанням тертя]

Загальна теорія роботи електрогідравлічної гальмівної системи полягає в тому, що електронний блок керування (ECU) контролює швидкість коліс і тиск у гальмівній магістралі за допомогою датчиків, доданих до машини. У разі блокування коліс або пробуксовування коліс алгоритми вбудованого програмного забезпечення ECU визначають струм, необхідний для електрогідравлічних клапанів керування, щоб покращити керування транспортним засобом з боку оператора. Алгоритм контролю тяги намагається відновити зчеплення шляхом гальмування коліс, що обертаються, і іноді зменшуючи потужність двигуна через мережу зв'язку автомобіля. Вихідні дані про стан системи надаються для підсвічування ABS і індикаторів низької тяги для попередження оператора та відповідності правилам руху на шосе (FMVSS 105 і ECE R13).

Електрогідравлічна гальмівна система MOBEUS побудована на основі існуючої повної потужності гідравлічної гальмівної системи, що поставляється MICO. Система ЕГ створюється шляхом використання гальмівної системи повної потужності та додавання рівня датчиків, контролерів і клапанів і з'єднання їх усіх через дротову мережу. Власний комунікатор MICO LINC (локальний мережевий інтерфейс) забезпечує діагностику системи в польових умовах і складається з ноутбука, програмного забезпечення для діагностики та налаштування, а також адаптера USB-CAN для зв'язку з електронним блоком керування автомобіля (ECU

Базова система розвивається відповідно до застосування на основі кількості осей шляхом додавання додаткових компонентів і маніпулювання алгоритмом контролера. «Найважливіше, що стосується додавання ABS і контролю тяги до гальмівної системи, – це безпека для керованості та контролю автомобіля, особливо важкого обладнання». Конфігурації ABS описуються кількістю датчиків і кількістю клапанів модулятора на автомобілі. Наприклад, система з чотирма датчиками і двома модуляційними клапанами позначається як 4S / 2M. Якщо транспортний засіб має чотири колеса (наприклад, двовісний сільськогосподарський причіп), то це означає, що всі колеса реєструються, але деякі колеса мають спільні клапани модуляції. Опція контролю тяги MICO додає один додатковий клапан модуляції для функції TC.

Хоча систему можна модернізувати на вже існуючих системах, остаточно технологію EH слід розробити та впровадити на етапі проектування автомобіля. Якщо систему просто модернізувати, такі датчики, як датчики швидкості коліс, які було б корисно вбудувати в осі, залишають для встановлення зовні та піддають дії потенційно небезпечних і важких умов, особливо в умовах бездоріжжя. І хоча концепція вбудованих датчиків не є чужою для виробника осі, включення датчика в загальну конструкцію осі завжди краще, ніж додавання його після того, як початкова конструкція вже готова.

«Ми намагаємося створити систему, яку можна було б легко налаштувати для роботи на різних транспортних засобах, не переробляючи їх», – говорить Майерс. «Використовуючи наявні гідравлічні гальмівні продукти MICO та включаючи електронну систему, ми фактично переходимо від постачальника компонентів до постачальника систем».

ESC не покращує характеристики автомобіля на поворотах; натомість це допомагає мінімізувати втрату контролю. ESC допомагає під час надмірної та недостатньої поворотності. Надмірна поворотність може виникнути, якщо водій повертає, щоб уникнути перешкоди, змушуючи автомобіль повертати

більше, ніж було заплановано, зрештою крутячись. Задня частина транспортного засобу може занестися та повернути автомобіль у тому ж напрямку, що й напрямок керування, але з більшою швидкістю та не під контролем водія. ESC може запобігти цьому, гальмуючи окремі колеса, щоб зберегти контроль. Недостатня поворотність може виникнути, якщо автомобіль занадто швидко їде в поворот. Це призведе до втрати контролю над кермом, оскільки автомобіль продовжує рухатися по прямій траєкторії. ESC може допомогти зберегти контроль над кермом і дозволити транспортному засобу рухатися в потрібному напрямку

Оскільки електрогідравлічні системи продовжують проникати на ринок позашляховиків, переваги безпеки та ефективності додають цінності загальному дизайну та продуктивності обладнання для OEM та власника обладнання. Електрифікація транспортних засобів і інтелектуальні системи швидко адаптуються, оскільки витрати на сенсорні технології зменшуються. І, як демонструє MICO, тенденція стати системним інтегратором і пропонувати більше, ніж просто компоненти, швидко стає звичним явищем на ринку позашляховиків. Випереджаючи технологічні досягнення та дотримуючись світових стандартів, постачальники систем можуть заохочувати швидше впровадження на ринки, які підозрюють зростання витрат, демонструючи рентабельність інвестицій, продуктивність і безпеку в довгостроковій перспективі.

Є декілька причин, які пояснюють, чому повітря є кращою робочою рідиною у конструкціях важких транспортних засобів. Зокрема, під час гальмування потрібна значно більша кількість гальмівної рідини, що є наслідком великої кількості осей у великовантажних автомобілях. Іншою важливою причиною є те, що система, яка використовує повітря як робочу рідину, має певну відмовостійкість, оскільки у випадку можливого витоку, вона все ще буде здатна реагувати на системні вимоги з дещо зниженою продуктивністю, до повного виходу з ладу, що значно підвищує активну безпеку. Ще однією важливою причиною є те, що повітря може

використовуватися для роботи інших допоміжних систем, таких як підвіска, а також причіп, який легко приєднується за допомогою пневматичного з'єднання. Крім того, повітря є екологічно чистим, оскільки має необмежену доступність і його використання не спричиняє жодного забруднення навколишнього середовища. Єдиним недоліком використання повітря замість гідравлічної рідини в гальмівних системах (рис. 1.2) є те, що час спрацювання пневматичної системи значно вищий, ніж у гідравлічній системі. Коли мова йде про роботу гальмівних систем на вантажних транспортних засобах, повітря стискається і зберігається в ресиверах тягача. При натисканні на педаль гальма, повітря розподіляється з резервуара до гальмівних камер, щоб ініціювати процес гальмування.

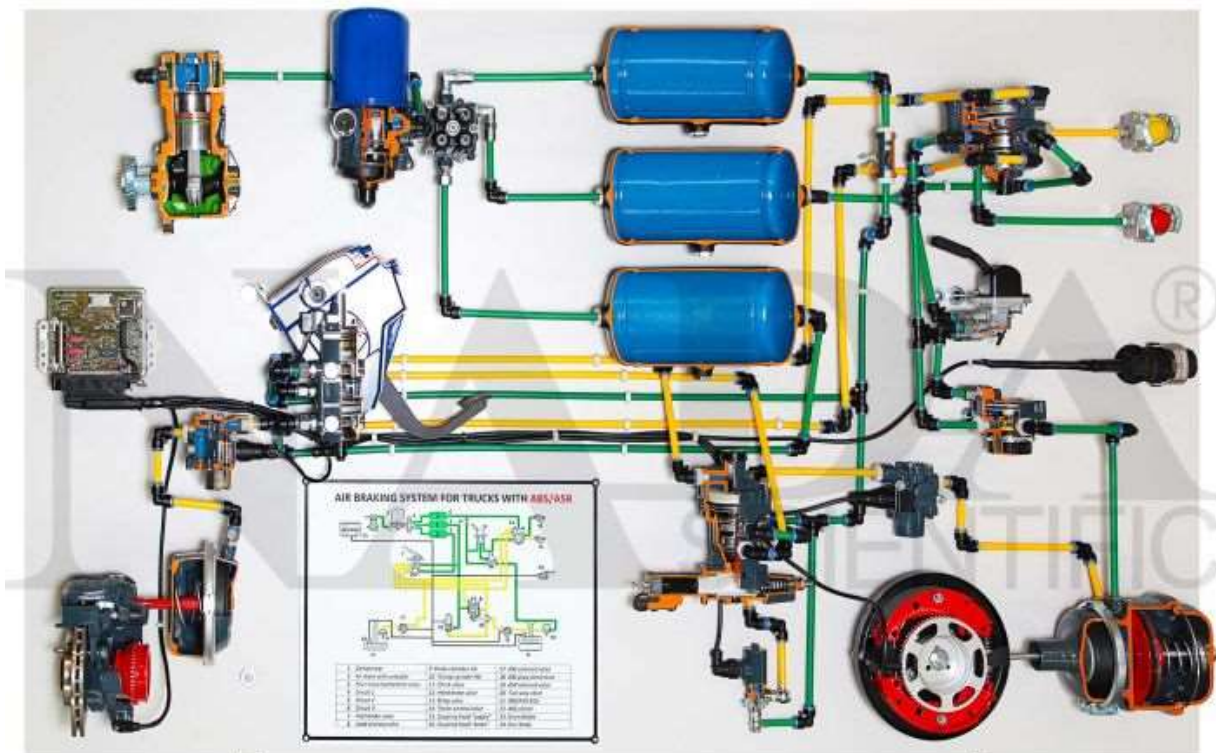


Рисунок 1.2 – Компоновочна схема пневматичної гальмівної системи

Враховуючи зазначене вище, можемо зробити наступні висновки:

Гідравлічна система. Такий тип гальмівної системи найбільш поширений в легкових автомобілях. Для гідравлічних гальм потрібна гальмівна рідина для передачі зусилля від педаль гальма на колеса. Плюси гідравлічної системи – забезпечення миттєвої та швидкої зупинки. У

гальмівній рідині не може бути компресії, тому зусилля передається безпосередньо від педалі гальма до коліс. Гідравлічні гальма також простіші за пневматичні та зазвичай дешевші.

Однак, незначні витіки можуть вивести гідравлічну систему з ладу. Наявність бульбашок повітря в гідравлічній гальмівній системі також може призвести до її повної несправності. Однак цих проблем можна уникнути за допомогою належного регулярного обслуговування.

Пневматична система. У цьому типі гальмівної системи стиснене повітря використовується для додавання гальмівної сили до коліс. Після натискання на педаль гальмівна камера наповнюється повітрям, і гальмівні колодки притискаються до гальмівного барабана, зупиняючи автомобіль.

Пневматичні гальма підходять для великих транспортних засобів, оскільки вони можуть передавати величезну механічну потужність на велику відстань за допомогою простих частин. Крім того, пневматичні гальма все ще можуть працювати навіть з незначним витіком, що неможливо з рідинними гальмами.

Пневматичні гальма зазвичай коштують дорожче, ніж гідравлічні. Волога також може накопичуватися в середовищах зі стисненим повітрям, для видалення якого можуть знадобитися осушувачі повітря.

1.2. Приводи гальмівної системи

Як вже було сказано, основним недоліком пневматичної гальмівної системи є більший час спрацьовування порівняно з гідравлічною гальмівною системою. Зокрема, затримки між початковою вимогою водія щодо тиску та зміною тиску в гальмівній камері причепа, у випадку зчленованого транспортного засобу, можуть становити до 300 мс. Для того, щоб зменшити ці затримки, повітряний сигнал, який надсилається педаллю гальма для активації гальм, може бути замінений електронним сигналом, який використовує електроніку для управління гальмівною системою

транспортного засобу. Така гальмівна система називається гальмівна система з електронним керуванням (EBS), а її схема показана на рис. 1.3. Впровадження EBS на важких транспортних засобах є вигідним, оскільки вона передбачає кращий контроль гальмування, а отже, сприяє скороченню гальмівного шляху. Крім того, вона покращує стійкість транспортного засобу, а також зменшує кількість компонентів гальмівної системи та повітряних магістралей. Оскільки EBS - це система з електронним управлінням, існує ймовірність того, що вона не зможе працювати в разі відмови електрики. З цієї причини загальноприйнятою практикою є встановлення EBS разом з резервною(пневматичною) системою.

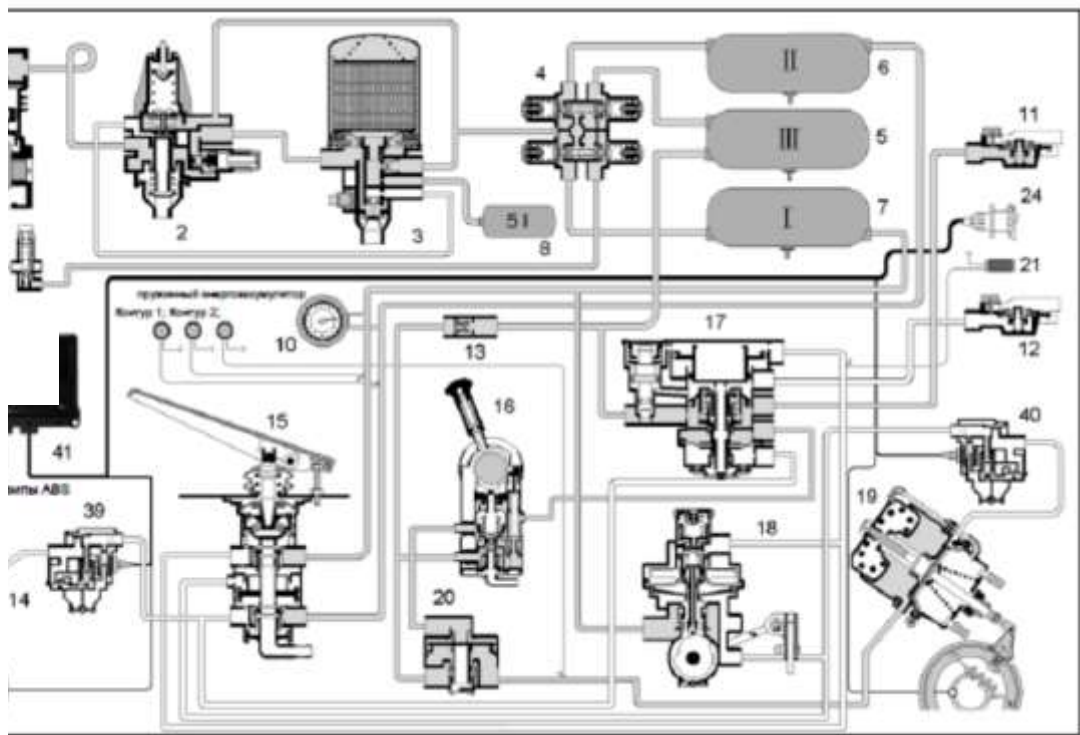


Рисунок 1.3 - Пневматична гальмівна система з електронним керуванням (EBS)

1.2.1. Підсистема розподілу гальмівних сил по осях

Механічні регулятори розподілу гальмівних сил є найпростішими за конструкцією. Вони працюють на основі важільного механізму, який змінює тиск у задньому гальмівному контурі залежно від навантаження на задню вісь.

Зазвичай такі регулятори мають жорсткий зв'язок із підвіскою, що дозволяє їм реагувати на зміну висоти кузова під впливом навантаження. Коли автомобіль завантажений, регулятор збільшує тиск у задніх гальмівних механізмах, а коли автомобіль розвантажений, тиск зменшується, запобігаючи блокуванню задніх коліс під час різкого гальмування. Незважаючи на простоту та надійність, механічні регулятори мають певні обмеження, оскільки їхня робота залежить від налаштувань і вони не можуть адаптуватися до швидких змін дорожніх умов.

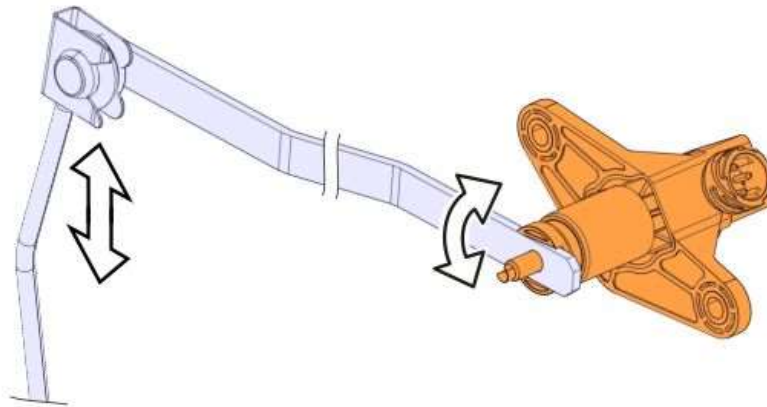


Рисунок 1.4 - Механічні регулятори розподілу гальмівних сил по осях

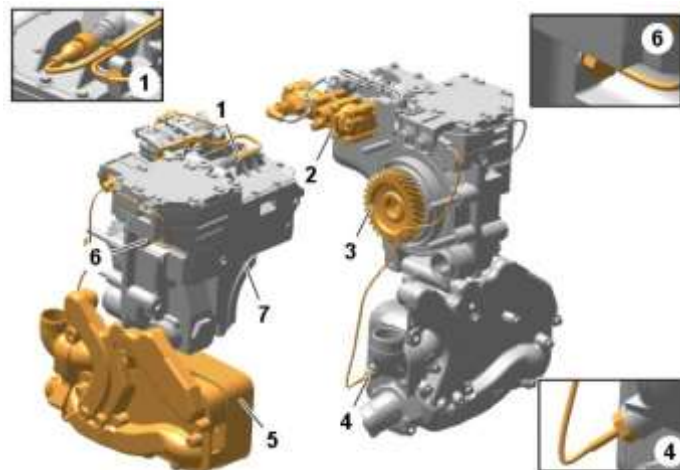
Пневматичні регулятори застосовуються переважно у вантажних автомобілях і автобусах, де використовується пневматична гальмівна система. Вони працюють за принципом зміни тиску в пневматичних контурах залежно від навантаження на вісь. Основний компонент такого регулятора – пневматичний клапан, який реагує на зміни в пневматичній підвісці або на сигнали з інших систем автомобіля. Перевага пневматичних регуляторів полягає у високій точності регулювання, що важливо для важкого транспорту, де правильний розподіл гальмівних сил допомагає запобігти втраті керованості та зменшує ризик заносу або перекидання.



Рисунок 1.5 - Пневматичні регулятори розподілу гальмівних сил по осях

1.3. Допоміжна гальмівна система

Гальмо-сповільнювач, або ретардер, – це спеціальний пристрій (рис. 2.6), який створює гальмівне зусилля без використання тертя, що нехарактерне для стандартних дискових чи барабанних гальм. Його основна функція полягає в уповільненні руху автомобіля та підтримці сталої швидкості на спусках, що запобігає перегріву і зносу основної гальмівної системи.



- 1 – датчик тиску; 2 – керуючий клапан; 3 – шестірня приводу статора і ротора;
 4 – датчик температури ОР; 5 – теплообмінник; 6 – датчик температури масла;
 7 – корпус сповільнювача

Рисунок 1.7 – Ретардер-сповільнювач

Сповільнювач встановлений на коробці передач і складається зі статора і ротора, які чинять взаємну протидію за допомогою масла. Сповільнювач контролюється і керується системою АСМ (Модуль управління системою доочищення вихлопних газів), яка взаємодіє з системою ЕСМ (Модуль управління двигуном) та іншими блоками управління, підключеними до системи CAN (Контролерна локальна мережа). Сповільнювач узгоджений з вихлопним гальмом двигуна, що забезпечує високу загальну гальмівну силу і обмежений знос звичайних гальм вантажного автомобіля. Ретардер задіюється важелем допоміжного гальма під кермовим колесом. Коли сповільнювач активований, це показується на інформаційному дисплеї водія.

Коли ретардер діє, кінетична енергія перетворюється на теплову енергію, яка переноситься мастилом на охолоджувальну рідину двигуна в теплообміннику.

Моторне гальмо, або компресійне гальмування, є ще одним ефективним засобом уповільнення вантажного автомобіля, який використовує для цього сам двигун. Воно працює шляхом зміни режиму роботи двигуна, що створює внутрішній опір у циліндрах і уповільнює обертання колінчастого вала. Головним принципом моторного гальмування є перекриття подачі пального та блокування випускних клапанів. Це спричиняє накопичення стисненого повітря в циліндрах, що протидіє руху поршнів і створює ефект гальмування. Такий спосіб сповільнення є дуже ефективним при русі під ухил, оскільки дозволяє водієві контролювати швидкість автомобіля без перегріву основної гальмівної системи.

Розглянемо на прикладі яким чином реалізована система гальмування двигуном в вантажних автомобілях Volvo.

Двигун може бути обладнаний одним із трьох різних типів гірського гальма, залежно від необхідних характеристик гірського гальма:

- Гірське гальмо EPG
- Моторне гальмо Volvo Engine Brake +
- Гірське гальмо EPGC (Компресія регулятора тиску вихлопних

газів)

Характеристики гірського гальма визначаються налаштуваннями водія. Характеристики різняться для різних комбінацій гірського гальма.

Гірське гальмо EPG. Система EPG складається з корпусу дросельної заслінки (1) і заслінки (2), керованої пневматичним циліндром (3) (рис. 1.8). AVU (4) регулює подачу стисненого повітря з пневматичної системи автомобіля. EPG виконує три функції:

1. Підтримує двигун у прогрітому стані під час роботи на холостому ходу або за низького навантаження шляхом створення протитиску у випускному колекторі.
2. При відпусканні педалі акселератора діє як гірське гальмо.
3. Підвищення температури під час регенерації.

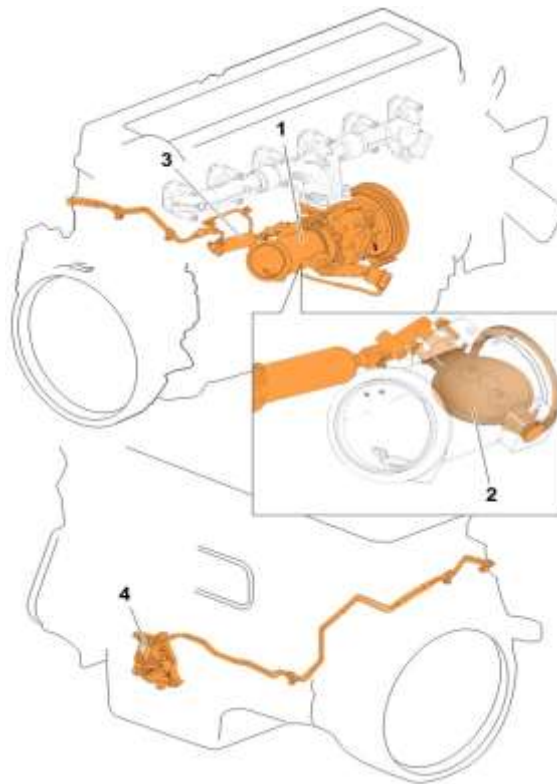


Рисунок 1.8 – Моторне гальмо-сповільнювач EPG

Моторне гальмо-сповільнювач EPG і перепускна заслінка турбокомпресора управляються стисненим повітрям. Стиснене повітря надходить із пневматичної системи, а AVU виконує його регулювання.

Клапан AVU складається з електромагнітного клапана, повітряного

клапана та електронної плати. Він регулює тиск і має вбудований редуційний клапан, щоб видавати різні рівні тиску для отримання відповідних гальмівних зусиль. ЕСМ керує клапаном AVU.

Клапан AVU не активований під час звичайної роботи. Залежно від типу турбокомпресора клапан AVU може бути з одним або двома портами.

Клапан з одним портом - для турбокомпресора без перепускного клапана. Керує тільки EPG.

Один порт клапана AVU отримує повітря з пневматичної системи через шланг (1). Подає повітря в EPG через шланг (2).

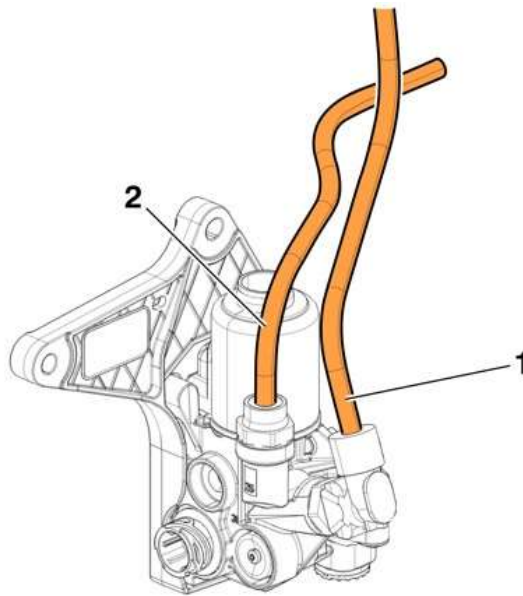


Рисунок 1.9 – Клапани управління моторним гальмами-сповільнювача EPG

Клапан із двома портами - для турбокомпресора з перепускним клапаном. Керує системою EPG і перепускним клапаном турбокомпресора.

Подвійний порт клапана AVU отримує повітря з пневматичної системи через шланг (1). Він подає повітря в EPG через шланг (2) і перепускний клапан турбокомпресора через шланг (3).

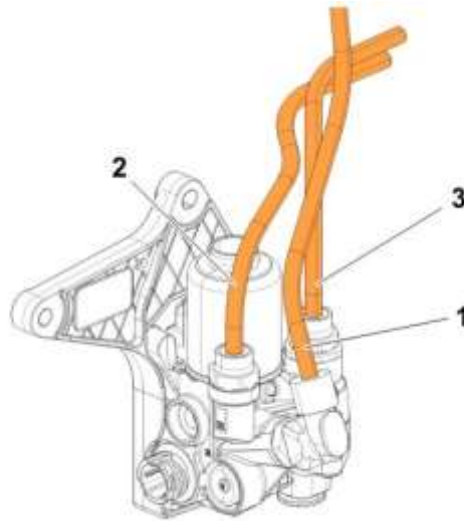


Рисунок 1.10 –Моторне гальмо Volvo Engine Brake +

Моторне гальмо Volvo Engine Brake + складається з двох систем:

- EPG
- VCB з двома спеціальними рукоятками рокера випускних клапанів, спеціальний розподільчий вал з додатковим кулачком і керуючий клапан (VCB для подачі оливи під тиском у вісь рукоятки рокера).

Принцип дії: випускний клапан відкривається і пропускає повітря на вхід під час такту впуску, завдяки чому впускається більше повітря для стиснення під час такту стиснення.

Випускний клапан відкривається прямо перед ВМТ (Верхня мертва точка) на такті стиснення, і компресія «проколюється» для зниження потужності під час робочого такту. EPG створює протитиск у випускній системі. Цей протитиск посилює дію VCB.

Функціонування Volvo Engine Brake + (Режим «Не активировано»)

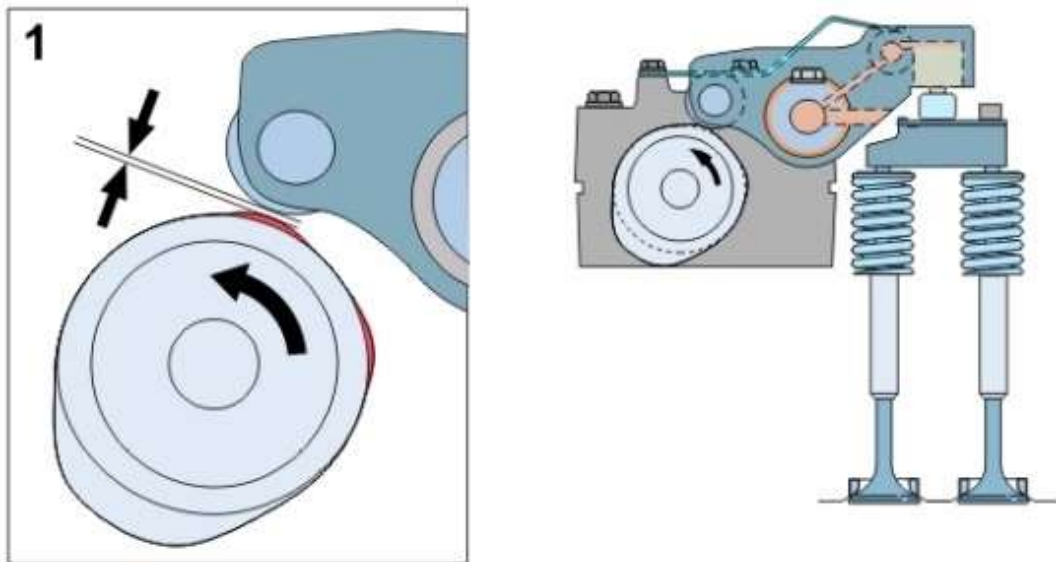


Рисунок 1.11 – Зміна фаз газорозподілу моторного гальма Volvo Engine Brake +

На гідравлічний поршень не впливає тиск, коли двигун працює, і на осі коромисла низький тиск масла. Зазор випускного клапана трохи більше одного міліметра, і оскільки висота кулачка менша, і пластинчаста пружина утримує коромисло на мосту клапана, ролик коромисла не притискається до розподільчого вала. Кулачки розподільчого вала не впливають на відкриття клапана.

Функціонування Volvo Engine Brake + (Режим «активовано»)

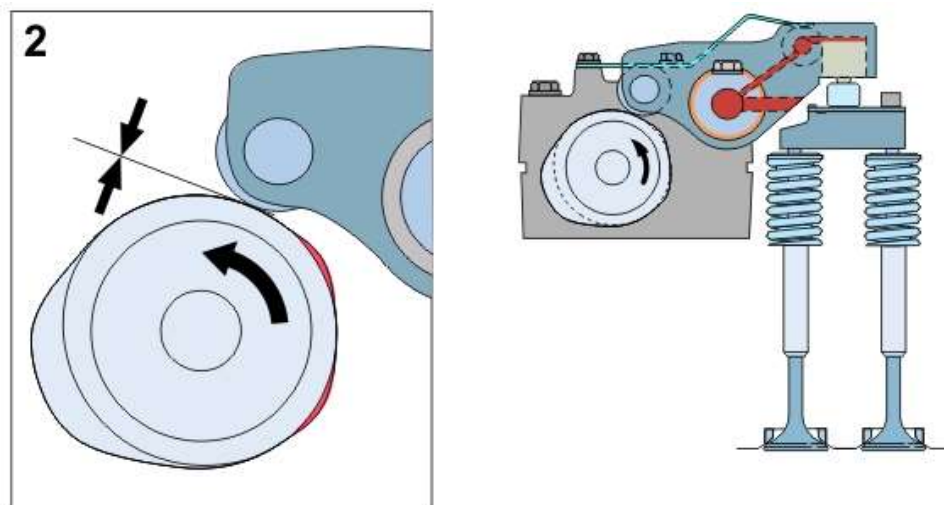


Рисунок 1.12 – Зміна фаз газорозподілу моторного гальма Volvo Engine Brake +

У цей момент активується моторне гальмо Volvo Engine Brake +. Тиск масла притискає гідравлічний поршень і вибирає зазор клапана. Тепер ролик коромисла торкається розподільчого валу.

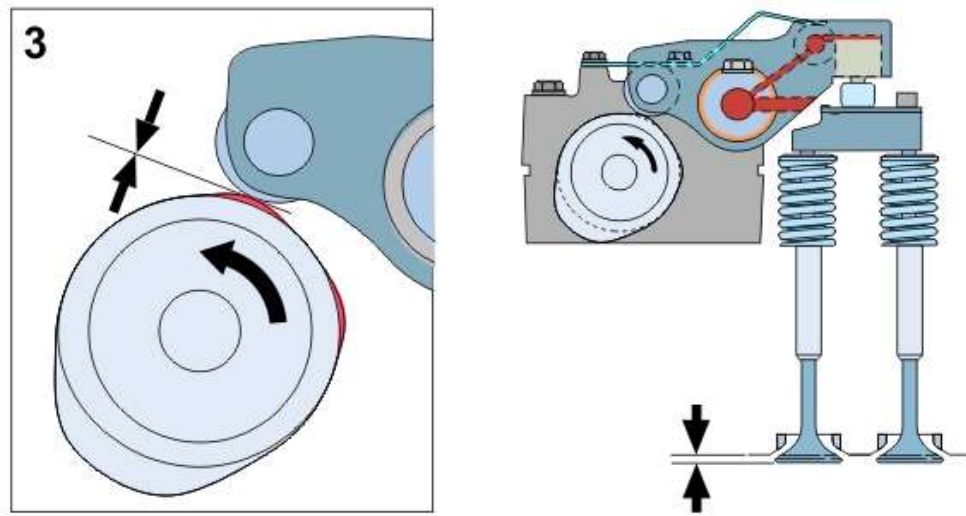


Рисунок 1.13 – Зміна фаз газорозподілу моторного гальма Volvo Engine Brake +

Кулачок розподільчого валу розташований під роликом коромисла. Кулачок піднімає ролик і викликає швидке мінімальне відкриття клапана.

Варіант гірського гальма EPGC використовується на автомобілях із коробкою передач I-Shift за відсутності гірського гальма VEB або Volvo Engine Brake +.

EPGC ідентичний EPG щодо функції гірського гальма. Буква С в позначенні вказує на те, що двигун обладнано компресійним гальмом VCB – такий ж розподільчий вал, коромисла, VCB - але використовується тільки для зниження обертів двигуна під час перемикування передач.

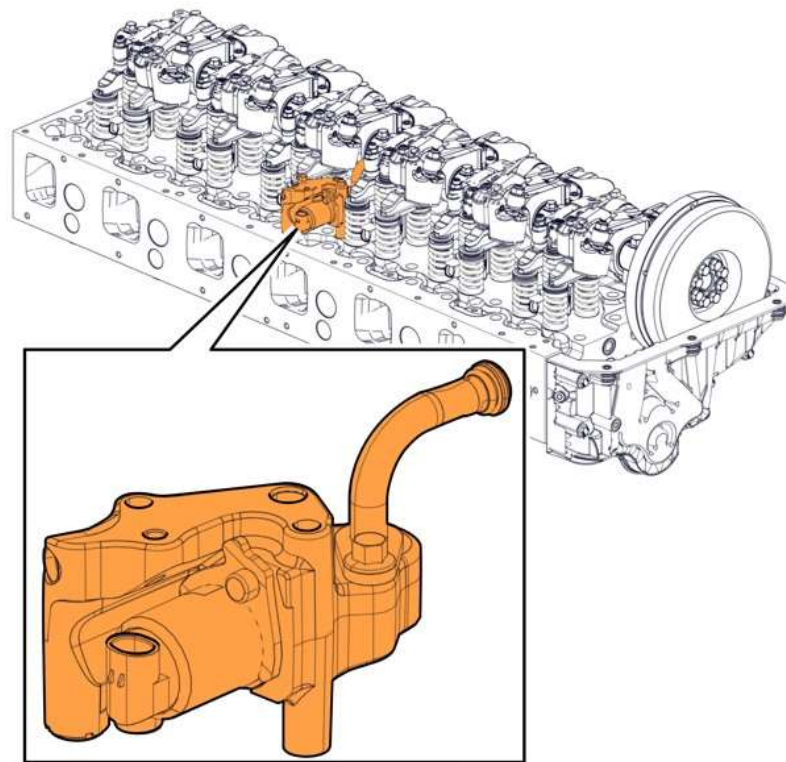


Рисунок 1.14 – Розташування клапана VCB

На клапан VCB подається повний тиск оливи з масляної системи, і він з'єднаний з віссю коромисел. Клапан VCB регулює тиск оливи на механізм коромисел і керується блоком ЕСМ за допомогою електромагнітного клапана управління в VCB. За звичайної роботи клапан VCB подає оливу на вісь коромисла за зниженого тиску, якого достатньо для змащування підшипників розподільчого валу і клапанного механізму. Коли активізується VEB, клапан VCB подає масло на вісь коромисла під повним тиском, і компресійне гальмо активізується.

3

Виконавчі механізми гальмівних систем

Гальмівні камери оснащені приводами, які перетворюють тиск повітря, що надходить від клапана, в гальмівний момент, що прикладається до коліс. Зокрема, повітря під високим тиском, що надходить з резервуара, штовхає поршень, і завдяки площі поперечного перерізу поршня створюється механічне зусилля. Дальше створюється ще більше механічне зусилля в

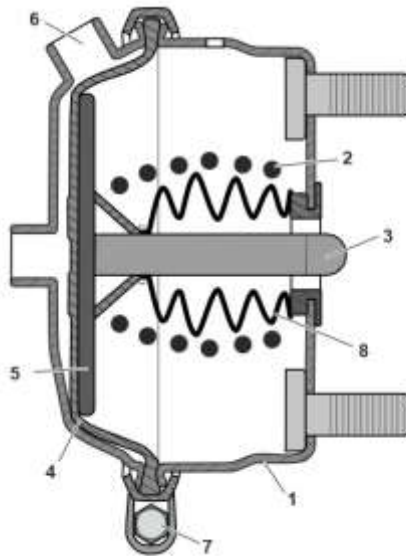
механізмі гальмівного супорта або барабана і передається на гальмівні фрикційні накладки перетворюючи механічне зусилля на зусилля гальмування.

Усередині гальмівної камери є дві зони, розділені рухомою діафрагмою. В одній зоні дуже високий тиск, а в іншій – низький. В гальмівній камері з низьким тиском розміщена пружина, щоб повертати діафрагму в початкове положення(рис.1.15). Крім того, гальмівні камери також встановлюються з пружинними гальмами, які застосовують гальмівне зусилля, коли тиск в системі відсутній (наприклад, коли транспортний засіб стоїть на стоянці), або коли тиск в системі низький.

Приводи, які в основному використовуються в вантажних транспортних засобах - це дискові гальма або гальма з S-кулачковим барабаном. Використання дискових гальм на вантажних автомобілях має кілька переваг. Наприклад, дискові гальма є більш стійкими до зменшення гальмівного зусилля при нагріві і краще охолоджуються завдяки своїй відкритій конструкції на відміну від баранних гальм. Також дискові гальма зручніші в обслуговуванні, а їхній гальмівний момент пропорційний силі натискання на педаль. Основним недоліком дискових гальм є те, що вони вимагають великого зусилля прикладання. Очевидно, що існують вагомі причини, чому дисковим гальмам надають перевагу перед барабанними, коли йдеться про вибір правильних приводів на вантажних автомобілях.

Виконавчі механізми гальмівних систем вантажних автомобілів мають складну конструкцію та працюють за допомогою пневматичних або комбінованих систем, що забезпечують ефективне гальмування важкої техніки. Через велику вагу таких транспортних засобів традиційні гідравлічні системи, які використовуються в легкових автомобілях, не можуть створювати достатню силу для гальмування. Тому вантажні автомобілі оснащуються пневматичними механізмами, які працюють завдяки стисненому повітрю, створюючи потужний тиск для ефективного задіювання гальмівних колодок. Одним із головних виконавчих механізмів у пневматичних гальмівних

системах є гальмівна камера (рис. 1.15). Це деталь, що складається з корпусу, всередині якого знаходиться гумова діафрагма або поршень. Коли водій натискає педаль гальма, стиснене повітря надходить у гальмівну камеру і зміщує діафрагму в сторону направлення штоку. Цей рух передається через шток на гальмівні механізми, притискаючи колодки до гальмівного барабана або диска. Гальмівні камери мають різні розміри, що визначає силу, яку вони можуть створити. Чим більший розмір камери, тим більше зусилля вона здатна розвинути.

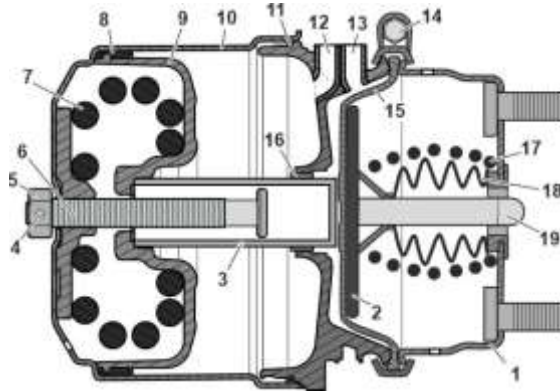


1- циліндр; 2 – зворотня пружина; 3 – стержень штовхач (шток); 4 – мембрана; 5 – нажимний диск; 6 – з'єднювач стиснутого повітря; 7 – гвинт з'єднювального хомута; 8 – резиновий сільфон;

Рис. 1.15 – Гальмівна камера

Другим важливим елементом виконавчих механізмів вантажного автомобіля є енергоакумулятор, який забезпечує функціонування гальм навіть у випадку втрати тиску в пневматичній системі (рис. 1.16). Енергоакумулятор – це пристрій, що поєднує в собі гальмівну камеру та додаткову пружину, яка стискається під дією повітряного тиску. У нормальному режимі, коли система працює справно, стиснене повітря утримує пружину в стиснутому стані, дозволяючи автомобілю рухатися. Однак, якщо тиск у системі падає, пружина розпрямляється, активуючи гальмівний механізм і змушуючи автомобіль зупинитися. Це є важливим механізмом безпеки, який запобігає

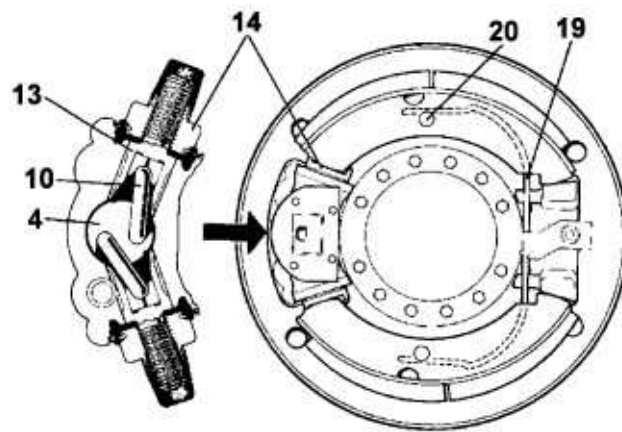
неконтрольованому руху транспорту у випадку виходу з ладу гальмівної системи.



1 циліндр; 2 – натискний диск; 3 – направляюча трубка; 4 – штопорний штифт; 5 – гайка; 6 – розгальмовуючий гвинт; 7 – пружина; 8 – ущільнення; 9 – мембрана; 10 – циліндр; 11 – ущільнення; 12, 13 – з'єднуючі стиснутого повітря; 14 – гвинт; 15 – мембрана; 16 – втулка; 17 – пружина; 18 – гумовий сильфон; 19 – штовхач

Рис. 1.16 – Енергоаккумулятор

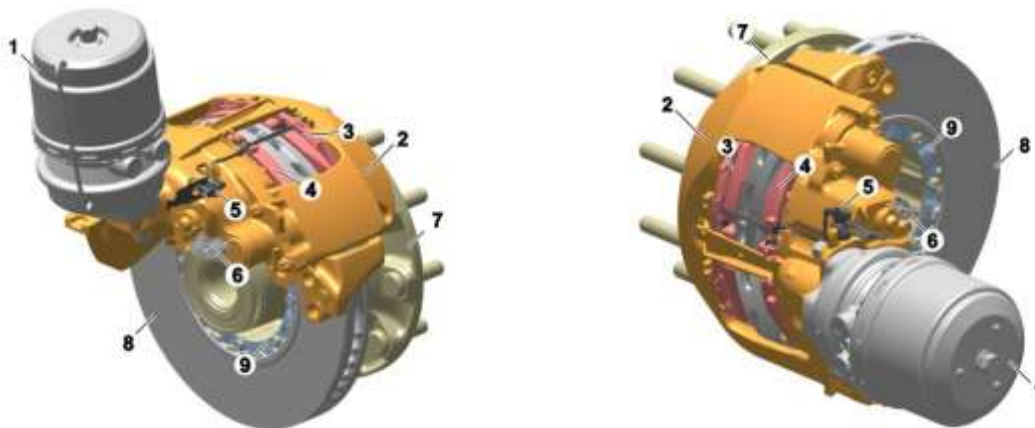
Ще одним виконавчим механізмом є гальмівний вал або кулачковий механізм (рис. 1.17), який використовується в барабанних гальмах вантажних автомобілів. Коли шток гальмівної камери рухається, він обертає гальмівний вал, на кінці якого розташований кулачок або механізм з штовхачами. Кулачок або штовхачі розсувають гальмівні колодки всередині барабана, притискаючи їх до його внутрішньої поверхні та створюючи гальмівну силу. Така конструкція забезпечує потужне та надійне гальмування, що є критично важливим для вантажних автомобілів, особливо при перевезенні важких вантажів або під час спусків з крутих схилів.



4 - гальмівний кулачок; 10 – штовхачі; 13 – регулювальні болти; 14 – регулювальні гайки; 19 – пружина; 20 – штифти.

Рис. 1.17 – Механізм барабанних гальм

У вантажних автомобілях також використовуються дискові гальмівні механізми, які мають свої виконавчі елементи. Основним з них є супорт – пристрій, що містить надійний ричажний механізм з регулюванням, який передає зусилля від гальмівної камери до колодок (рис. 1.18). Дискові гальма мають переваги перед барабанними, оскільки вони краще відводять тепло та забезпечують стабільніше гальмування при високих навантаженнях.



1 - енергоаккумулятор; 2 – гальмівний супорт; 3,4 – гальмівні колодки; 5 – електричний індикатор зносу гальмівних колодок; 6 – механічний індикатор зносу гальмівних колодок; 7 – ступиця; 8 – гальмівний диск; 9 – пружина гальмівного диска.

Рис. 1.18 – Дискові гальмівні механізми;

Таким чином, виконавчі механізми гальмівних систем вантажних автомобілів мають складну та багатокомпонентну конструкцію, що включає пневматичні гальмівні камери, енергоаккумулятори, гальмівні вали, супорти, розподільчі клапани та додаткові системи гальмування. Всі ці механізми працюють у комплексі, забезпечуючи безпечне гальмування навіть при великих навантаженнях та складних умовах експлуатації.

Гальмівний диск (1) (рис.1.19) є важливим компонентом гальмівної системи. Гальмівний диск виготовлений суцільнолитим із сірого чавуну, що витримує високі температури та передає великий гальмівний момент. Гальмівний диск має внутрішні вентиляційні канали, що робить його легшим.

Чотири дискових пружин (2) використовуються для встановлення гальмівного диска на колісну маточину.

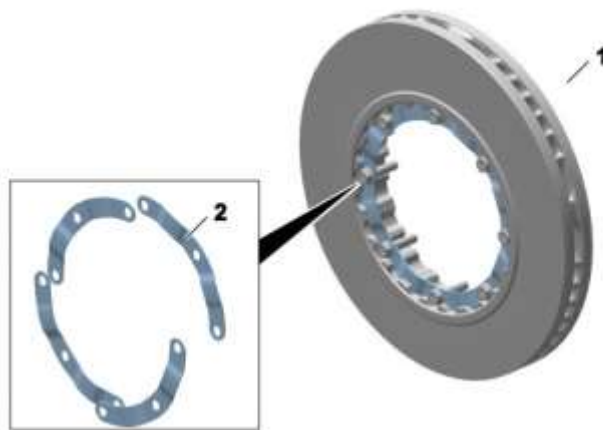
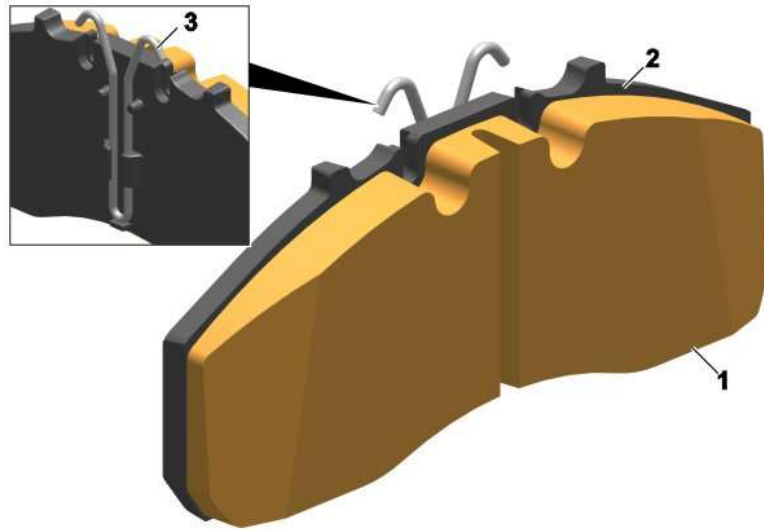


Рис. 1.19 – Гальмівний диск

Гальмівні колодки складаються із задньої пластини (2) і фрикційного матеріалу (1). Основне призначення фрикційного матеріалу полягає в тому, щоб перетворити зусилля з гальмівного механізму в силу тертя між накладкою і диском. Коли гальмо натиснуто, гальмівні колодки притискаються до гальмівного диска, який уповільнює або зупиняє автомобіль. Фрикційні накладки витримують великі зусилля зсуву, затиснення, і високі температури.

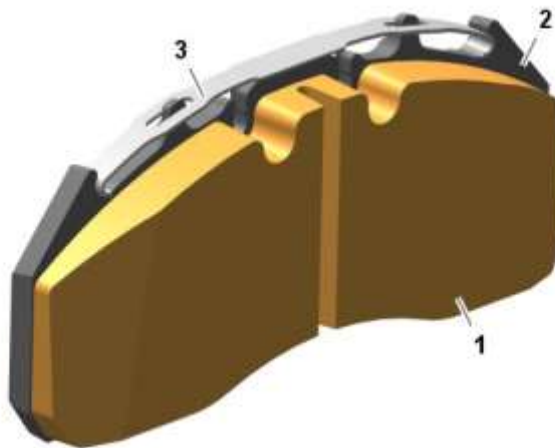
П-подібна пружина (3) на стороні поршня супорта використовується для того, щоб утримувати гальмівну колодку на відстані від гальмівного диска, щоб не допустити переміщення, коли гальма не використовуються.



1 – фрикційний матеріал; 2 – задня пластина; 3 – П – подібна пружина.

Рис. 1.20 – Внутрішня гальмівна колодка.

Пружина підвісної колодки (3) (рис. 1.21) на гальмівній колодці використовується для того, щоб утримувати гальмівну колодку на відстані від гальмівного диска, щоб не допустити переміщення, коли гальма не використовуються.



1 – фрикційний матеріал; 2 – задня пластина; 3 – пружина підвісної колодки;

Рис. 1.21 – Зовнішня гальмівна колодка

Висновки за розділом

1. На основі проведеного аналізу встановлено, що у сучасних вантажних автомобілях застосовуються як однопровідні, так і двопровідні пневматичні гальмівні системи, а також новітні пневмо-електричні комплекси.

2. Високий рівень ефективності гальмування досягається завдяки узгодженій роботі всіх компонентів та осей автопоїзда, причому особливе значення має підвищення тиску в найбільш завантажених осях.

2. Автоматичне балансування гальмівних сил між осями автопоїзда забезпечується завдяки використанню механічних регуляторів навантаження на осі та статичних датчиків осьового навантаження.

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1. Визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда

На сучасному етапі розвитку автомобільної галузі підвищені вимоги до безпеки руху зумовили впровадження у всіх дорожніх транспортних засобах, що відповідають міжнародним стандартам (зокрема, Правилам № 13 ЄЕК ООН), обов'язкової роздільності гальмівних контурів на передній і задній осі. Такий підхід дозволяє не лише підвищити загальну ефективність гальмування, але й забезпечити стійкість транспортного засобу при різних навантаженнях та в складних дорожніх умовах.

Аналіз компоновочних схем гальмівних систем свідчить, що у легкових автомобілях, як правило, використовують схеми з незалежними приводами для передньої і задньої осей, що забезпечує більш рівномірний розподіл гальмівних сил. У вантажних автомобілях і автопоїздах поширеними є варіанти з акцентом на підвищення гальмівної сили на перевантажених задніх осях, що обумовлено особливостями експлуатації та значними динамічними навантаженнями (рис. 2.1) [10], [27].

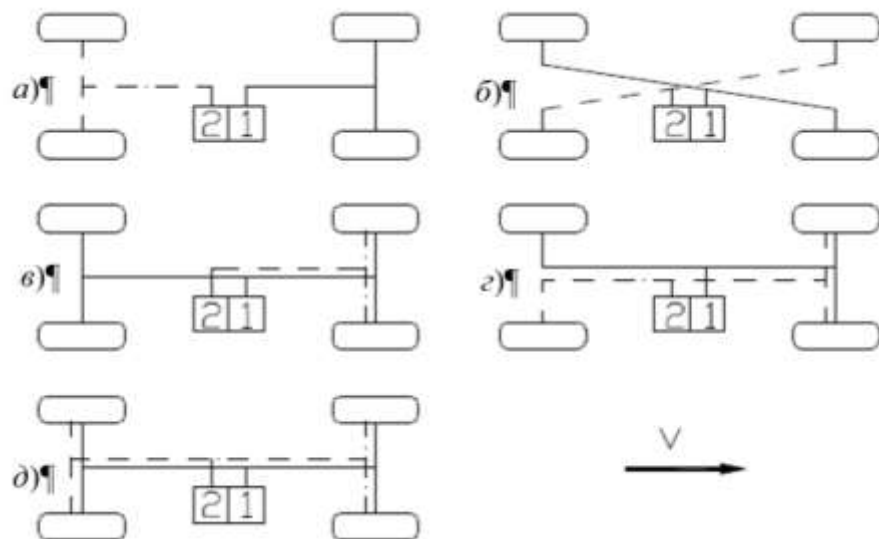


Рисунок 2.1 – Розподіл контурів у гальмівних системах автомобілів

Для коректного визначення гальмівних сил на осях автопоїзда, важливо враховувати нормальні реакції дороги, які залежать від розподілу маси по

осях, положення центра маси, довжини бази та поточних динамічних навантажень під час руху і гальмування. Запропоновані у розділі аналітичні формули дозволяють деталізовано розрахувати ці реакції, беручи до уваги масу тягача, напівпричепа, відстані до осей, висоту центра маси та характер розташування навантаження.

Розподіл ваги автопоїзда між його осями є фундаментальним чинником, що визначає як стійкість руху, так і ефективність гальмування транспортного засобу. У конструкціях сучасних автопоїздів розподіл навантаження залежить від таких параметрів, як маса тягача, маса напівпричепа, довжина бази, положення центра маси, а також реальний вантаж, розміщений у кузові чи на платформі. При проектуванні системи гальм важливо враховувати, що під час руху та особливо під час гальмування виникає динамічне перерозподілення навантажень: частина ваги переноситься із задньої осі на передню внаслідок інерційних сил. Точний розрахунок нормальних реакцій на кожній осі дозволяє оптимально підібрати параметри гальмівної системи, запобігти блокуванню коліс і забезпечити рівномірний знос шин. Відповідні формули дають змогу визначити реакції для різних умов завантаження та схем компоновки, враховуючи вагу G , положення центра мас, відстані a , b і L , а також висоту центра мас h_g . Таким чином, аналіз розподілу ваги є основою для побудови безпечної та ефективної конструкції автопоїзда.

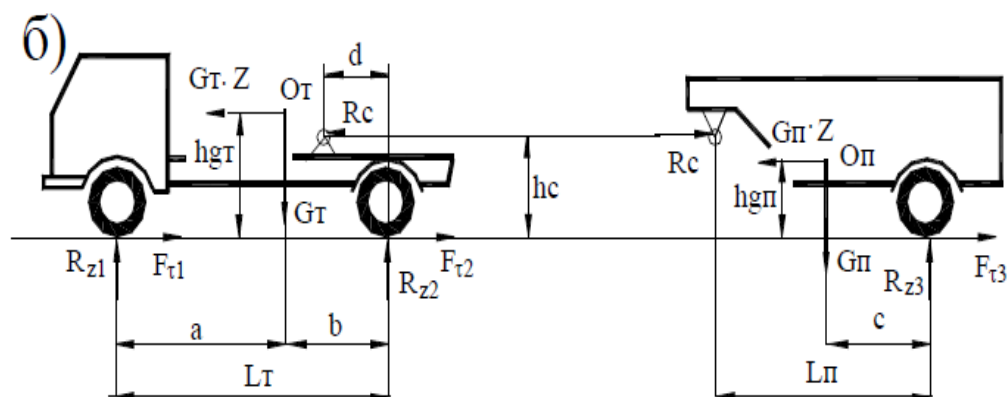


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема автопоїзда

Розподіл ваги автопоїзда між його осями визначає як стійкість транспортного засобу, так і ефективність гальмування та керованість у динаміці. У реальних умовах навантаження може змінюватися в залежності від розміщення вантажу, типу причепа, положення центра маси та характеру дорожнього покриття.

Гальмівні сили й моменти M_{τ}^e мають відповідати реальній силі зчеплення – якщо гальмівний момент більший, колеса блокуються, а машина втрачає керованість. Якщо – менший, гальмівний шлях зростає, а ефективність зменшується.

Для автопоїзда розрахунок нормальних реакцій R_{zi} на осях ґрунтується на таких основних формулах [3], [5], [6]:

$$R_{z_1} = G(1 - \psi + \chi \cdot Z). \quad (2.1)$$

Для задньої осі автопоїзда:

$$R_{z_2} = G(\psi - \chi \cdot Z). \quad (2.2)$$

Реакція на центральній осі візка напівпричепа автопоїзда:

$$R_{z_3} = \frac{G}{2}(\psi - \chi \cdot Z), \quad (2.3)$$

де $\psi = \frac{a}{L}$; $\chi = \frac{h_g}{L}$ - коефіцієнти;

В цьому випадку вирази 2.1, 2.2 та 2.3 набудуть наступних перетворень [1], [3], [7]:

$$R_{z_1} = G_1 + \chi \cdot G \cdot Z, \quad (2.4)$$

$$R_{z_2} = G_{21} - \chi \cdot G \cdot Z, \quad (2.5)$$

де G_1 і G_2 , – дія сили ваги на осях.

Для обґрунтування гальмівної динаміки автопоїзда та забезпечення відповідності нормативним вимогам вводять поняття відносного сповільнення. Відносне сповільнення є одним із ключових показників, що дозволяє порівнювати ефективність гальмування різних транспортних засобів незалежно від їхньої маси.

Цей показник характеризує, яку частку від гранично можливої сили (що визначається вагою автопоїзда) фактично використано для гальмування. Вимоги нормативів (наприклад, Правила № 13 ЄЕК ООН) встановлюють мінімальні значення Z для різних категорій транспортних засобів. Наприклад, для автопоїздів мінімально допустиме відносне сповільнення під час робочого гальмування зазвичай не менше 0,45–0,5.

Відносне сповільнення (Z) – це відношення фактичного сповільнення автопоїзда під час гальмування до прискорення вільного падіння (g):

$$Z = \frac{j}{g} = \frac{F\tau}{Rz} \quad (2.6)$$

Відповідні реакції на осях:

$$Rz_1 = G_{\delta}(1 - \psi_{\delta} + \chi_{\delta} \cdot Z), \quad (2.7)$$

$$Rz_2 = G_{\delta}(\psi_{\delta} - \chi_{\delta} \cdot Z), \quad (2.8)$$

$$Rz_3 = G_n(1 - \psi_n + \chi_n \cdot Z), \quad (2.9)$$

$$Rz_4 = G_n(\psi_n + \chi_n \cdot Z), \quad (2.10)$$

де $\psi_{\tau} = \frac{a}{L_{\tau}}$, $\psi_n = \frac{c}{L_n}$; $\chi_{\tau} = \frac{h_{g\tau}}{L_{\tau}}$; $\chi_n = \frac{h_{gn}}{L_n}$ коефіцієнти.

Підставимо коефіцієнти у відповідні рівняння й вони набудуть вигляду:

$$Rz_1 = G_1 + \chi_m \cdot Gm \cdot Z, \quad (2.11)$$

$$Rz_2 = G_2 - \chi_m \cdot Gm \cdot Z \quad (2.12)$$

$$Rz_3 = G_3 + \chi_n \cdot G_n \cdot Z, \quad (2.13)$$

$$Rz_4 = G_4 - \chi_n \cdot G_n \cdot Z. \quad (2.14)$$

Розв'язавши відповідні рівняння нормальні реакції матимуть вигляд вигляді [14], [16], [18]:

$$Rz_1 = G_T(1 - \psi_T + \chi_T \cdot Z) + G_n(\psi_c + \chi_c \cdot Z) \frac{\psi_n + \chi_n}{\gamma + \chi_c \cdot Z}, \quad (2.15)$$

$$Rz_2 = G_T(\psi_T - \chi_T \cdot Z) + G_n(1 - \psi_c - \chi_c \cdot Z) \frac{\psi_n + \chi_n \cdot Z}{\gamma + \chi_c \cdot Z}, \quad (2.16)$$

$$Rz_3 = Gn \left(\frac{\gamma - \psi_n + (\chi_c - \chi_t)Z}{\gamma + \chi_c \cdot Z} \right), \quad (2.17)$$

Спростивши рівняння отримаємо:

$$G_1 = G_t \cdot \psi_t, \quad (2.18)$$

$$G_2 = G_t(1 - \psi_t). \quad (2.19)$$

2.2 Розрахунок гальмівної сили автопоїзда

При аналізі процесу гальмування автопоїзда основною задачею є визначення тих сил, які виникають на колесах під час зупинки транспортного засобу. Для цього використовують поняття так званої еталонної гальмівної сили, яка є теоретичним значенням, що розраховується без врахування втрат або змін дорожніх умов. Зазвичай еталонна гальмівна сила визначається як добуток загальної ваги автопоїзда та заданого коефіцієнта сповільнення. Така сила розраховується за формулою:

$$F \tau^e = Rz_i \cdot Z. \quad (2.20)$$

Однак у реальних дорожніх умовах гальмівна дія коліс залежить від сили зчеплення з покриттям, яка може змінюватися в залежності від стану дороги, типу шин, погодних умов тощо. Тому реальна гальмівна сила визначається як добуток сили реакції опорної поверхні та коефіцієнта зчеплення::

$$F \tau_i = Rz_i \cdot k_{\phi i}, \quad (2.21)$$

де $k_{\phi i}$ – коефіцієнти зчеплення колеса з дорожнім покриттям певного типу.

Величина гальмівного моменту на колесах (який безпосередньо впливає на силу зупинки) розраховується як добуток гальмівної сили та динамічного радіуса колеса:

$$M \tau_i^e = F \tau_i^e \cdot r_{di}, \quad (2.22)$$

де r_{di} , – середній динамічний радіус відповідного колеса.

Для того, щоб кількісно охарактеризувати, яку частку від загального гальмівного зусилля розподілено між осями автопоїзда, вводять коефіцієнти пропорційності (індекс Φ). Вони показують, яка частина гальмівної сили припадає на кожну вісь відносно повної сили, що необхідна для ефективної зупинки: [3]:

$$\Phi = \frac{F\tau_2}{F\tau_\Sigma} \text{ та } \frac{F\tau_2}{F\tau_\Sigma} = 1 - \Phi. \quad (2.23)$$

Максимальні значення гальмівних сил на кожній осі визначаються з урахуванням реальних нормальних реакцій та умов зчеплення. Якщо для передньої осі:

$$D\tau_{\varphi_1}^e = \frac{F\varphi_1^e}{G} = \left(\frac{1-\psi}{\chi} + D\tau_{\varphi_2}^e \right) \frac{\varphi \cdot \chi}{1 - \varphi \cdot \chi}, \quad (2.24)$$

для задньої:

$$D\tau_{\varphi_2}^e = \frac{F\varphi_2^e}{G} = \left(\frac{\psi}{\chi} - D\tau_{\varphi_1}^e \right) \frac{\varphi \cdot \chi}{1 + \varphi \cdot \chi}. \quad (2.24)$$

Відносне сповільнення за значень вищих за 0,4 визначається критичне (за екстрених гальмувань):

$$Z_{кр} = \frac{\psi - \Phi}{\chi}. \quad (2.25)$$

Важливим критерієм ефективності роботи гальмівної системи є значення відносного сповільнення. Коли цей показник перевищує 0,4, говорять про режим інтенсивного (аварійного) гальмування, при якому всі системи працюють на межі можливостей.

Розрахунок гальмівних сил у динаміці дозволяє адаптувати схеми розподілу гальмівних моментів залежно від стану завантаження, швидкості, дорожніх умов. Наприклад, на слизькому покритті або при нерівномірному навантаженні розподіл сил змінюється, тому надважливо регулярно перевіряти як справність гальмівних механізмів, так і тиск у шинах та стан дорожнього покриття. За потреби, у сучасних автопоїздах використовують

електронні системи розподілу гальмівних зусиль (EBD), які в реальному часі перераховують ці параметри.

2.3 Розрахунок гальмівних коефіцієнтів та їх відповідність встановленим нормативам

Ефективність гальмування автопоїзда визначається здатністю досягати необхідного сповільнення під час зупинки у відповідності до встановлених стандартів без втрати стійкості чи керованості. Одним із ключових показників є відносне сповільнення, що позначає ступінь гальмування відносно прискорення вільного падіння. Саме цей параметр встановлюють у нормативних документах як мінімально допустимий для різних категорій транспортних засобів.

Відповідно до Правил №13 ЄЕК ООН та ДСТУ, значення відносного сповільнення Z для автопоїздів повинно бути не меншим за певний поріг (наприклад, для вантажних автопоїздів – не менше 0,45 у робочому стані). Це забезпечує гарантію того, що автопоїзд зможе зупинитися на визначеній відстані навіть за несприятливих умов [3], [5]:

$$k_{\varphi 1} = \frac{F \tau_1}{G_1^{\text{ст}} + \frac{Z \cdot h_g \cdot G}{L}}, \quad (2.26)$$

$$k_{\varphi 2} = \frac{F \tau_2}{G_2^{\text{ст}} + \frac{Z \cdot h_g \cdot G}{L}}, \quad (2.27)$$

Для аналізу ефективності гальмування вводиться поняття коефіцієнта реалізованого зчеплення $k_{\varphi i}$ для кожної осі (або навіть кожного колеса), який характеризує, наскільки повно використовується потенціал зчеплення колеса з дорогою під час гальмування.

Розрахунок цього коефіцієнта проводиться за формулами:

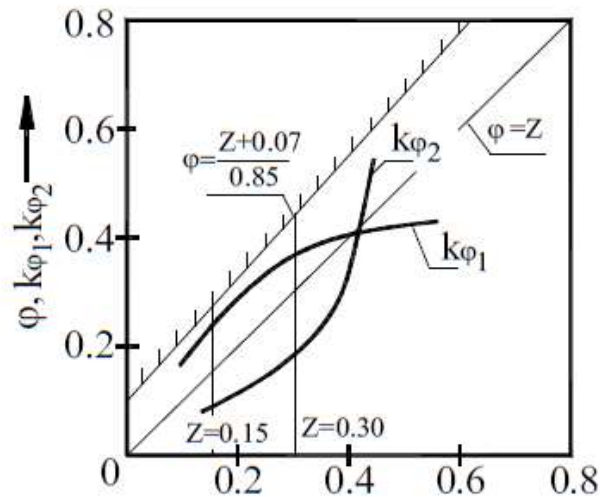


Рисунок 2.3 – Закономірності зміни гальмівних сил за різних умов сповільнення

Для оцінки ефективності гальмування та роботи системи розподілу гальмівних сил будують графіки, що показують, як коефіцієнти реалізованого зчеплення $k_{\phi i}$ (для кожної осі) змінюються залежно від відносного сповільнення Z .

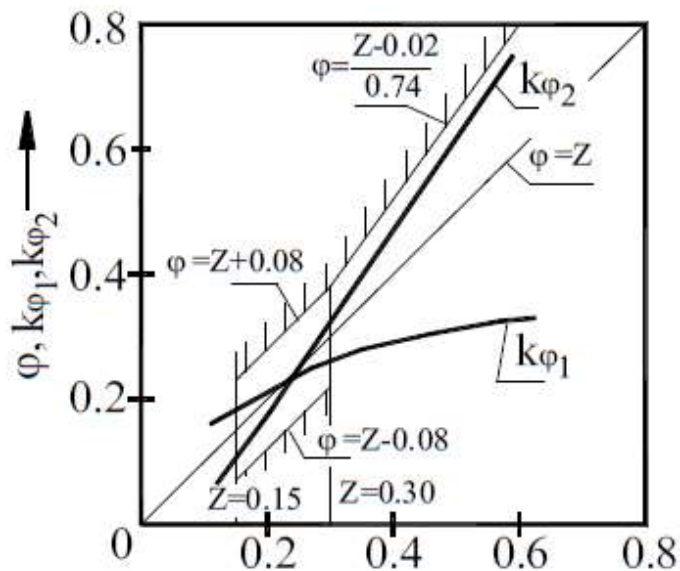


Рисунок 2.4 – Закономірності зміни гальмівних сил за різних умов сповільнення

Передня вісь – $k_{\varphi i}$ різко зростає при малих значеннях Z (0,1–0,25), що вказує на швидке використання ресурсу зчеплення передніх коліс при незначному гальмуванні. За більших Z спостерігається насичення ($k_{\varphi 1} \rightarrow 1$).

Задня вісь – $k_{\varphi i}$ нарастає плавніше, і лише при більших Z (0,4–0,7) досягає максимальних значень. Це пов'язано з меншим навантаженням на задню вісь у незавантаженому стані.

Вісь напівпричепа – $k_{\varphi 3}$ (якщо є) залишається нижчим через ще менше навантаження, часто не досягає максимального значення навіть при $Z \rightarrow 0,8$.

При малому сповільненні передні колеса ефективно використовують своє зчеплення (бо гальмівне зусилля на них більше), але з підвищенням Z швидко досягають межі, коли гальмівна сила не може рости без ризику блокування.

Задня вісь та вісь напівпричепа починають відставати за ефективністю, і, якщо гальмівна система не регулюється, це призводить до зниження стійкості або навіть юзу передніх коліс.

Найкращий розподіл гальмівних сил забезпечує таке співвідношення $k_{\varphi i}$, при якому всі осі досягають значень близьких до 1 одночасно при максимальному допустимому Z .

Висновки за розділом

1. Проведені розрахунки демонструють важливість правильного розподілу гальмівних зусиль для підвищення стійкості автопоїзда на гальмуванні. У незавантаженому стані ризик блокування передніх коліс зростає при різких зупинках, тому сучасні системи регулювання гальмівних зусиль мають враховувати цю особливість та автоматично знижувати навантаження на передню вісь або ж підвищувати його на задній/напівпричепі (наприклад, шляхом зміни налаштувань регулятора гальмівних сил)..

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика проведення експериментальних досліджень

Механічні регулятори гальмівних сил, такі як Wabco (475710), Knorr-Bremse (BR4429) і Haldex (602005001), використовуються на багатьох сучасних вантажівках і автобусах, а також на напівпричепях. Вони реалізують автоматичне коригування тиску повітря, який подається до гальмівних механізмів задньої осі, залежно від фактичного навантаження. У більшості конструкцій цей регулятор встановлюється на рамі, а зміна геометрії від ресор або пневмопідвіски передається на золотник через важіль і регулювальну тягу.

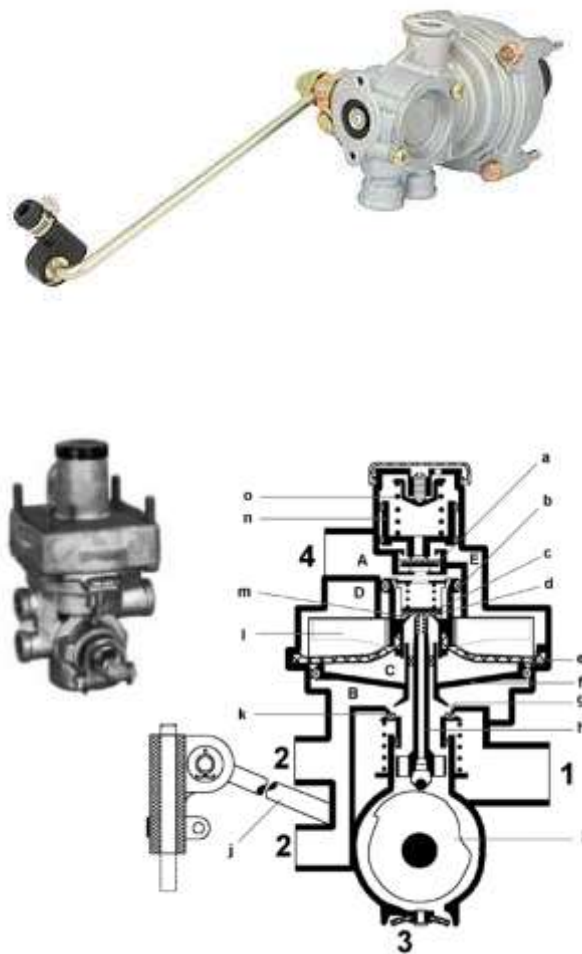


Рисунок 3.1 – Механічні регулятори гальмівних сил
вантажних автомобілів з ресорною підвіскою

Перед налаштуванням регулятора варто переконатися у справності підвіски, точності тиску в шинах і відсутності сторонніх вантажів. Автомобіль слід розмістити на рівному майданчику, аби уникнути перекосів. У випадку підвіски на ресорах основний параметр для регулювання – це висота рами над віссю (наприклад, від центра осі до нижньої точки рами), для пневмопідвіски – фактичний рівень балона.

Процес налаштування зазвичай починається з вимірювання висоти підвіски в двох станах: без навантаження ($H_{\min}$) і при повному навантаженні ($H_{\max}$). Наприклад, для регулятора Wabco або Knorr-Bremse ці значення вказані в заводській інструкції, типовий діапазон – 110...190 мм. Регулювальна тяга приєднується до важеля і задньої осі. Її довжина або положення регулюються ексцентриком, гайками чи спеціальною різьбою.

На практиці це виглядає так: підвіска автомобіля піднімається до висоти $H_{\min}$, після чого тяга кріпиться у положенні “без навантаження” (в деяких моделях важіль регулятора повинен бути у початковій позиції, яка позначена на корпусі міткою MIN або “N”). Далі автомобіль завантажують до $H_{\max}$, перевіряючи переміщення важеля до мітки MAX або “B”. При цьому стежать, щоб не було заклинювань і важіль рухався плавно по всьому ходу. Якщо рух недостатній, змінюють довжину тяги.

Найважливіший етап – перевірка на стенді або з використанням манометрів, які під’єднуються до вихідного штуцера регулятора. За відсутності навантаження при подачі на вхід 6 бар, на виході має бути не більше 1,2–1,4 бар. При повному навантаженні тиск має зростати відповідно до таблиці (наприклад, 4,5 бар для Wabco або Haldex Typ 109000X). Якщо вихідні тиски не відповідають, тягу регулюють ще раз, злегка змінюючи її довжину або переміщуючи ексцентрик.

Для моделей із комбінованими підвісками (ресора + пневмобалон) Knorr-Bremse пропонує двосекційні LSV-регулятори (наприклад, LLV003), у яких додатково враховується підвищення рівня кузова за рахунок балона. Тут регулювання тяги виконується для обох осей, причому потрібно контролювати

синхронність спрацьовування обох контурів.



Рисунок 3.2 – Механічні регулятори гальмівних сил вантажних автомобілів з пневмобалонною підвіскою

У системах з електронною підвіскою (наприклад, у нових модифікаціях Knorr-Bremse або Haldex) використовуються електропневматичні регулятори ALB-EP, проте в багатьох країнах ще поширені саме механічні версії, які потребують ручної тарування.

Типові проблеми при некоректному налаштуванні – або надмірний тиск на порожній машині (задні колеса починають блокуватися при слабкому гальмуванні), або недостатня сила гальмування під навантаженням (погане сповільнення і перегрів передніх гальм). Особливо часто це спостерігається після заміни ресор чи втручання в підвіску, коли забувають виконати повторну тарування регулятора.

Варто враховувати особливості для різних марок. Так, у Wabco для напівпричепів конструкція дозволяє швидко змінити діапазон регулювання через зміну кріплення тяги, а Knorr-Bremse LLV оснащено шкалою налаштувань, яка спрощує калібрування. Для Haldex Тур застосовується власна система ексцентриків для плавного налаштування.

Контроль роботи регулятора проводять не лише за допомогою манометра, але й під час реального тестування гальмування: машина повинна залишатися стійкою навіть при різкому гальмуванні на мокрій або слизькій

дорозі. Регульовальна тяга повинна бути без люфтів, а шарніри – змащені. Всі мітки заводського положення мають бути чітко видимими, а після будь-яких втручань – перевірка та повторна тарування є обов’язковими.

Налаштування механічних ALB-регуляторів Wabco, Knorr-Bremse, Haldex – це не просто технічна процедура, а ключ до безпечної експлуатації автомобіля на різних дорогах і з різним навантаженням. Тільки правильне налаштування гарантує оптимальний розподіл гальмівних сил і мінімізацію ризиків при екстрених ситуаціях (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Налаштування механічних ALB-регуляторів

Налаштування регуляторів Wabco/Knorr-Bremse проводять у декілька етапів.

- Фіксація крайніх положень підвіски.

Вимірюють і фіксують висоту від певної точки рами до осі колеса (або заднього моста) у двох станах:

Порожній автомобіль: (H_{min}) — споряджена маса, відсутність вантажу.

Максимально завантажений: (H_{max}) — повне навантаження, до допустимої маси.

Ці висоти зазначені в інструкції заводу-виробника або паспорті ALB-регулятора.

- Встановлення регулювальної тяги.

До регулятора через важіль приєднується тяга, другий кінець якої кріпиться до задньої осі або рессори. Довжина тяги визначає, при якій висоті рами регулятор починає відкривати подачу повітря.

Для деяких модифікацій Wabco застосовується ексцентрик або різьбове регулювання тяги — це дозволяє плавно змінювати робочий діапазон регулятора.

- Тарування регулятора під конкретну модель чи модифікацію автомобіля.

Згідно технічної документації, виставляють регулятор у положення “мінімум” (H_{min}) та фіксують початкову довжину тяги.

Перевіряють у положенні “максимум” (H_{max}): важіль регулятора повинен перейти у граничне положення.

Затискають гайки фіксації тяги (або ексцентриків), контролюють плавність переміщення важеля у всьому робочому діапазоні.

- Випробування та перевірка роботи. До заднього гальмівного контуру підключають манометр для контролю тиску на виході ALB/LSV-регулятора. У спорядженому стані (без вантажу) - тиск на виході повинен бути мінімальним (наприклад, 0,8–1,2 бар при робочому тиску на вході 5–6 бар).

При максимальному навантаженні — тиск на виході має зрости відповідно до заводських характеристик (зазвичай 3,5–5,0 бар).

Для проміжних станів підвіски перевіряють зміну тиску на виході пропорційно навантаженню. Якщо тиск не відповідає діапазону, тоді довжину тяги підлаштовують, повертаючи ексцентрик або регулюючи різьбове з'єднання.

Для пневматичної підвіски іноді встановлюється датчик рівня замість класичної тяги. Для багатовісних причепів і напівпричепів використовують багатоточкову систему з декількома регуляторами.

3.2 Результати випробування механічного регулятора осевого навантаження для різних типів доріг і умов руху

У цьому розділі розглянуто залежність між навантаженням на вісь транспортного засобу та рекомендованим вихідним тиском у гальмівній системі для різних типів доріг і умов руху. Було побудовано порівняльні графіки для ґрунтових і гравійних доріг у трьох варіантах: горизонтальний рух, підйом, спуск.

Таблиця 3.1 – Ґрунтова дорога (горизонтальний рух)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Рекомендований вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,14	0
2	30	0,65	0,20	10
3	40	0,65	0,26	20
4	50	0,65	0,32	30
5	60	0,65	0,38	40
6	70	0,65	0,44	50

Таблиця 3.2 – Грунтова дорога (підйом)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,12	0
2	30	0,65	0,18	10
3	40	0,65	0,24	20
4	50	0,65	0,30	30
5	60	0,65	0,36	40
6	70	0,65	0,42	50

Таблиця 3.3 – Грунтова дорога (спуск)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,18	0
2	30	0,65	0,24	10
3	40	0,65	0,30	20
4	50	0,65	0,36	30
5	60	0,65	0,42	40
6	70	0,65	0,48	50

Таблиця 3.4 – Гравійна дорога (горизонтальний рух)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,20	0
2	30	0,65	0,28	10
3	40	0,65	0,36	20
4	50	0,65	0,44	30
5	60	0,65	0,52	40
6	70	0,65	0,60	50

Таблиця 3.5 – Гравійна дорога (підйом)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,18	0
2	30	0,65	0,26	10
3	40	0,65	0,34	20
4	50	0,65	0,42	30
5	60	0,65	0,50	40
6	70	0,65	0,58	50

Таблиця 3.6 – Гравійна дорога (спуск)

№	Навантаження (кН)	Вхідний тиск (МПа)	Вихідний тиск (МПа)	Кут важеля (°)
1	20	0,65	0,22	0
2	30	0,65	0,30	10
3	40	0,65	0,38	20
4	50	0,65	0,46	30
5	60	0,65	0,54	40
6	70	0,65	0,62	50

Найнижчі тиски використовуються через погане зчеплення на ґрунтових дорогах. На спусках трохи підвищують тиск, але обмежуємо, щоб не перевищити поріг пробуксовки. На підйомах тиск ще нижчий, бо основне навантаження на тягу, а не на гальмування.

Вищий коефіцієнт зчеплення на гравійних дорогах дає змогу працювати з більшими тисками. Горизонтальні ділянки використовують середній рівень тиску, на підйомах він трохи знижується, на спусках навпаки - дозволяємо більший тиск, щоб краще контролювати швидкість.

аналіз числових значень, отриманих під час моделювання залежності між навантаженням на вісь автомобіля та рекомендованим вихідним тиском крана осевого навантаження в пневматичній гальмівній системі. Було розглянуто

два типи дорожнього покриття — ґрунтова та гравійна дороги — з трьома умовами руху: горизонтальна ділянка, підйом, спуск.

За результатами розрахунків на ґрунтовій дорозі для горизонтального руху тиск при навантаженні 20 кН становить 0,14 МПа, а при максимальному навантаженні 70 кН — 0,44 МПа. Це показує помірний ріст тиску з навантаженням, адаптований під низький коефіцієнт зчеплення. При русі на підйом тиск ще нижчий: від 0,12 МПа до 0,42 МПа, що пояснюється потребою знизити гальмівні сили для уникнення пробуксовки. На спуску, навпаки, тиск дещо підвищується — від 0,18 МПа на мінімальному навантаженні до 0,48 МПа на максимальному, щоб компенсувати вплив сили тяжіння.

На гравійній дорозі, завдяки вищому коефіцієнту зчеплення, можна застосовувати більші тиски. Горизонтальна ділянка демонструє тиск від 0,20 МПа до 0,60 МПа при відповідному зростанні навантаження. При підйомі тиск становить 0,18–0,58 МПа, що лише трохи нижче стандартних значень, адже гравійна поверхня краще тримає тягове зусилля. На спуску гравійна дорога дозволяє працювати з максимальними тисками: від 0,22 МПа при 20 кН до 0,62 МПа при 70 кН. Це дає змогу забезпечити ефективне гальмування навіть на складних ділянках маршруту.

Аналіз графіків показує лінійний характер зростання тиску із навантаженням для всіх умов, але з певними коригуваннями залежно від типу дороги та напрямку руху. На ґрунтових підйомах найнижчі тиски, на гравійних спусках — найвищі. Це чітко демонструє важливість індивідуального налаштування системи під конкретні умови експлуатації, що дозволяє уникнути блокування коліс, пробуксовки та втрати керованості.

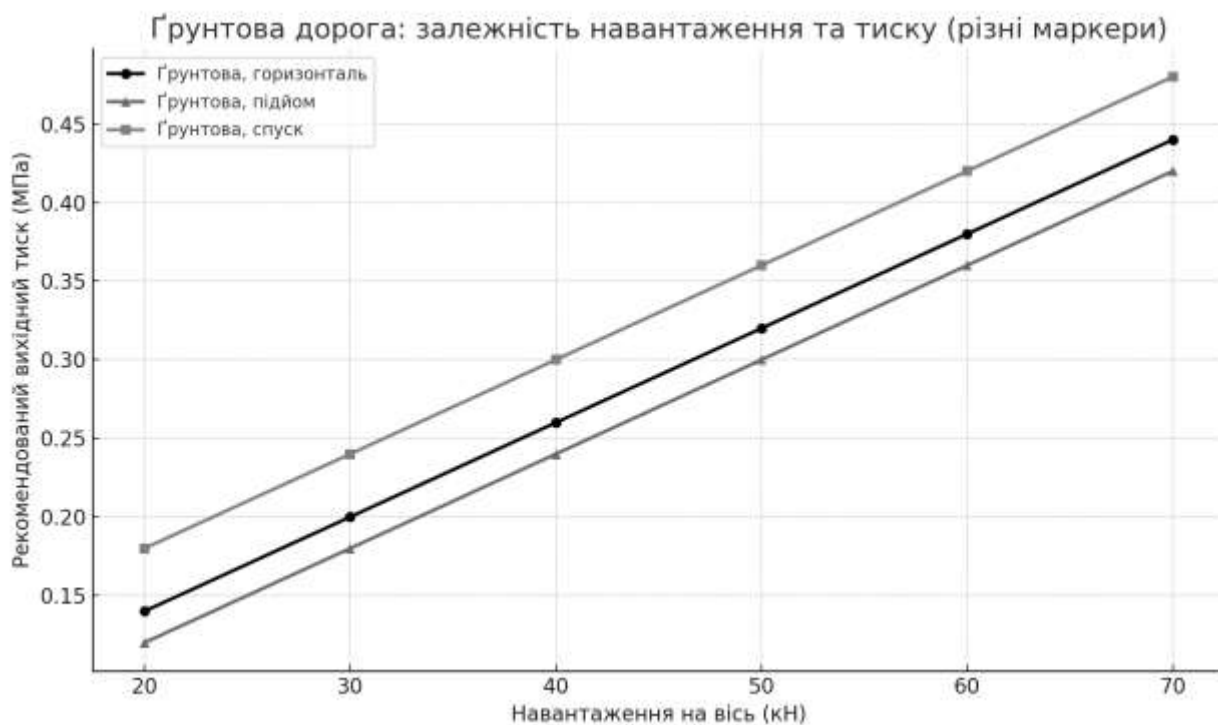


Рисунок 3.4 – Зміна тиску регулятора осьового навантаження для ґрунтової дороги

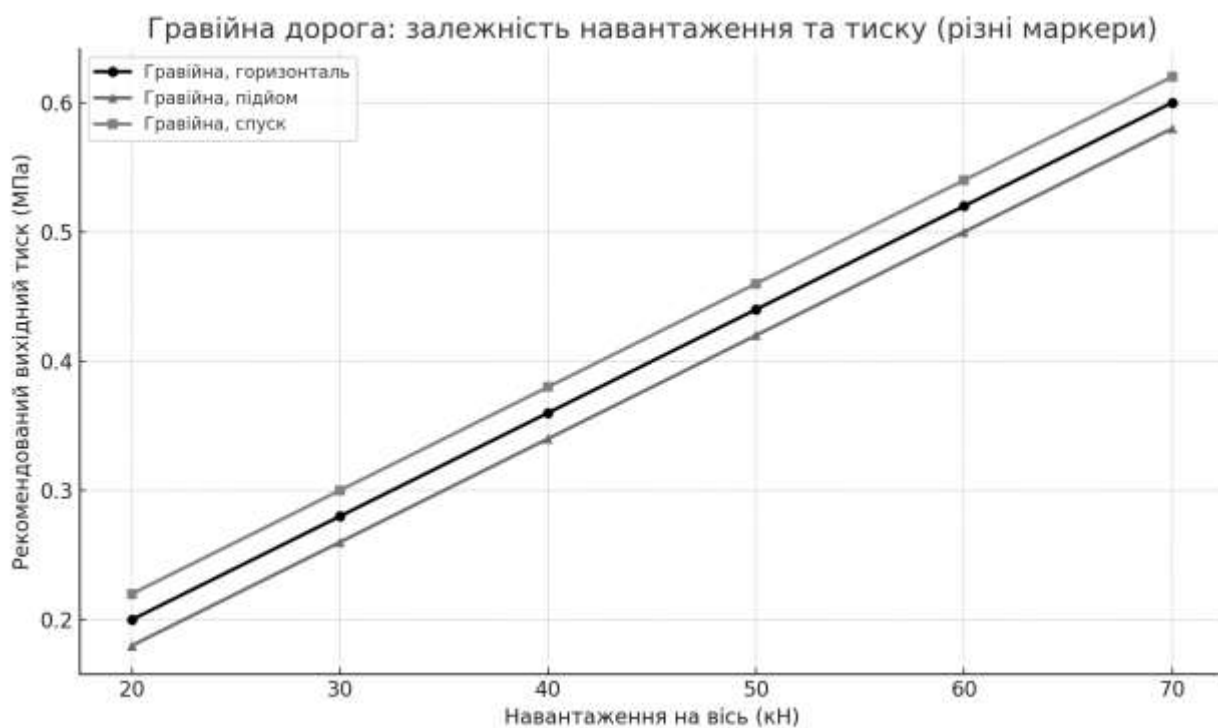


Рисунок 3.5 – Зміна тиску регулятора осьового навантаження для гравійної дороги

Аналіз даних показує, що для ґрунтової дороги застосовуються найнижчі тиски через низький коефіцієнт зчеплення. На підйомах цієї поверхні тиск додатково обмежується, оскільки основне навантаження переноситься на тягову здатність двигуна. На спусках тиск дещо підвищується для компенсації гравітаційного впливу, але залишається нижчим за асфальтові або гравійні значення, щоб уникнути пробуксовки.

Для гравійної дороги, яка має кращий коефіцієнт зчеплення, тиск на горизонтальній ділянці помітно вищий, що дозволяє ефективніше використовувати гальмівні сили. На підйомах знову спостерігається помірне зниження тиску, тоді як на спусках тиск досягає максимальних значень у межах безпечних для гальмування показників.

Отримані графічні залежності демонструють чітку тенденцію: збільшення навантаження на вісь пропорційно підвищує рекомендований вихідний тиск, проте цей ріст обмежується залежно від типу поверхні та характеру руху. Це дає змогу оптимізувати роботу крана осьового навантаження, уникнути перевантаження гальмівної системи й забезпечити стабільну керованість транспортного засобу навіть у складних умовах.

Висновки за розділом

1. Отримані дані досліджень показали майже лінійний ріст вихідного тиску разом із підвищенням навантаження, але з важливими коригуваннями залежно від дорожніх умов. На ґрунтових дорогах тиски залишаються найнижчими через слабкий коефіцієнт зчеплення; при русі на підйом вони ще більше обмежуються.

2. Гравійні дороги, завдяки вищому коефіцієнту зчеплення, дають змогу застосовувати помітно більші тиски, що підвищує ефективність гальмування. Горизонтальні ділянки дозволяють використовувати середні й високі значення тиску, на підйомах відбувається помірне його зниження, тоді як на спусках тиск сягає максимальних безпечних меж, забезпечуючи контрольоване сповільнення навіть на складних ділянках маршруту.

Особливо важливим є те, що налаштування крана осьового навантаження повинні враховувати не лише величину навантаження, а й тип покриття та умови руху, адже однакові значення ваги можуть потребувати різного рівня гальмівного зусилля для забезпечення безпеки. Графічні результати досліджень демонструють, що найбільші рекомендовані тиски спостерігаються на спусках гравійних доріг, тоді як найнижчі — на підйомах ґрунтових.

Таким чином, результати експериментальних досліджень показали, що налаштування механічних регуляторів є запорукою стабільної та безпечної роботи гальмівної системи. Оптимізовані значення тиску, підібрані під реальні дорожні умови, дозволяють знизити ризик втрати керованості, забезпечити рівномірне гальмування й уникнути зайвого навантаження на гальмівні механізми. Це не лише підвищує безпеку перевезень, а й збільшує загальний ресурс транспортного засобу.

РОЗДІЛ 4 БЕЗПЕКА ПРАЦІ ТА ДІЇ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Аналіз небезпечних факторів, які виникають на СТОА

До ремонту й налагоджувальних робіт пов'язаних з експлуатацією вантажних автомобілів допускають осіб, відповідного законодавству віку, що не мають медичних протипоказань та допущені до самостійного виконання роботи. Перед отриманням відповідного допуску, працівник повинен пройти відповідне стажування, або навчання протягом 2...14 робочих змін під наставництвом спеціально призначеної особи [10].

Виконання робіт, що пов'язані із застосуванням електро- і пневмо інструменту здійснюють працівники з допусками до роботи з електроінструментом I класу та II групи з електробезпеки.

Керування та буксирування транспортних засобів великої вантажопідйомності та кріплення вантажів здійснюють робітники, які пройшли навчання, інструктаж з управління автомобілями і стропування вантажів та склали відповідні іспити з перевірки знань.

Слюсар-ремонтник зобов'язаний виконувати вимоги з охорони праці та складати іспити на перевірку знань з питань охорони праці не рідше одного разу на 12 місяців, дотримуватися правил поведінки на території організації. Крім того повинен проходити обов'язковий періодичний медичний огляд в порядку встановленому Міністерством охорони здоров'я України [22].

Слюсар в ході проведення робіт повинен:

- бути ознайомленим з вимогами, що викладені в технологічних інструкціях; інструкціях з експлуатації й ремонту обладнання та інструменту наданих заводами-виготовлювачами або в інструкціях з охорони праці;
- мати ґрунтовне й чітке уявлення про небезпечні та шкідливі виробничі фактори під час роботи з великогабаритним транспортом і знати основні способи захисту від їх впливу;

- знати основні вимоги електробезпеки і пожежної безпеки при виконанні ремонтних робіт, знати порядок дії з оповіщення та ліквідації пожежі.

Працівники ремонтної дільниці повинні правильно використовувати засоби індивідуального та колективного захисту, а в разі їх виходу з ладу або відсутності негайно повідомити про це керівника підрозділу.

В негайному порядку повідомити керівника підрозділу або підприємства про будь-які позаштатні ситуації, що загрожують життю або здоров'ю працівників та оточуючих. В разі виникнення нещасних випадків на дільницях, проблем зі здоров'я, погіршення працездатності, необхідно негайно сповістити відповідні служби й керівництво, а в разі потреби надати необхідну допомогу потерпілим. Крім того необхідно повідомляти керівництво про несправності ремонтного устаткування, інструменту, пристосувань, підіймально-транспортних засобів.

Працівники зобов'язані дотримуватись вимог трудового кодексу та правил внутрішнього трудового розпорядку, правил виробничої санітарії та особистої гігієни, забороняється з'являтися на робочому місці в стані алкогольного, токсичного і наркотичного сп'яніння. Працівники несуть безпосередню відповідальність за дотримання вимог технологічних інструкцій, інструкцій з охорони праці та правил електро- і пожежної безпеки.

Вимоги з техніки безпеки ремонтних робіт

Організація та облаштування робочого місця механіка ремонту автомобілів повинна забезпечувати безпеку виконання робіт, а технологічні операції повинні проводитися в спеціально призначених для цього місцях. Ремонтну дільницю і особисте робоче місце і проходи навколо нього необхідно утримувати в чистоті, також не допускається перебування сторонніх осіб в безпосередній близькості до місця проведення робіт.

Перед тим, як приступити до виконання робіт слюсар з ремонту повинен:

- переконатись, що на робочому місці відсутні сторонні особи, предмети, перевірити та одягти засоби індивідуального захисту, переконатися в наявності і справності засобів сигналізації та пожежогасіння;

- перевірити технічну придатність обладнання, інструменту та пристосувань;

Під час перевірки справності механічного ручного інструменту необхідно звернути увагу на наступне:

- інструмент повинен бути розкладений у звичному, зручному для користування порядку;

- інструменти ударної дії повинні бути надійно закріплені, не повинні мати видимих тріщин, наклепів, сколів, бойки молотків і кувалд повинні бути надійно закріплені на рукоятках;

- напилки та інший подібний інструмент повинен бути стягнутим в рукоятках металевими бандажними кільцями;

- гайкові ключі не повинні перевищувати номінальних розмірів граней болтів та гайок більше, ніж на 0,2...0,3 мм;

Перевірка верстатів перед початком роботи:

- необхідно впевнитись в його стійкості, наявності захисного екрана, кожухів приводів, в надійності кріплення лещат струбцин, тощо;

- електроінструмент повинен бути комплектом з цілісним кабелем, та ізоляційними деталями корпусу;

- вимикачі повинні працювати чітко, без підклинювань;

- електроінструмент I класу безпеки повинен бути заземленим до справного контура.

За умови використання вантажопідйомних машин і механізмів слюсар з ремонту повинен:

- перевірити справність захоплювачів вантажів, їх інвентарні номери, клас вантажопідйомності, дати попереднього і наступного випробування;

- надійність закріплення та вкладання канату вздовж барабана лебідки, справність вимикачів гальм і електроприводу та кінцевих вимикачів;
- перевірити стан приводів та передач: розтяг ланцюгів, зминання зубів шестерень і зірочок, надійність зачеплення ланцюгів на зірочках;
- під час огляду домкратів звернути увагу на стан зубів шестерень, різьби рейок, гвинтів, храпових механізмів;
- у гідравлічних підіймачів необхідно продіагностувати стан корпусу, манжет та ущільнень [22].

Приступаючи до роботи, слюсар з ремонту повинен дотримуватися таких правил техніки безпеки:

- надійно встановити автомобіль й заблокувати колеса з двох сторін за допомогою упорів;
- важіль механічної коробки передач встановити в нейтральне положення, а сам автомобіль загальмувати стоянковим гальмом;
- під час проведення робіт на автомобілях, повинна бути вимкнена кнопка маси;
- перед демонтажем вузлів та агрегатів систем двигуна, необхідно злити паливо, мастило і охолоджуючу рідину в спеціальну тару;
- для зняття і установки вузлів і механізмів, необхідно користуватися вантажопідіймними механізмами, якщо їх маса перевищує 15 кг;
- зняття і установку елементів підвіски слід здійснювати після їх розвантаження та зняття попереднього напруження спричиненого масою автомобіля;
- вузли і агрегати вантажного автомобіля встановлюють горизонтально на стелажах

Працівникам категорично забороняється:

- виконувати ремонтні роботи на автомобілях та причіпних засобах, підвішених на будь яких підйомних пристроях окрім стаціонарно встановлених;

- підкладати під транспортні засоби в якості підставок дерев'яні бруски, цегляні, чи бетонні блоки, або інші предмети;

- переміщати автомобіль з піднятим кузовом, проводити роботи з завантаженим автомобілем, перебувати під піднятим кузовом автомобіля-самоскида без запобіжного упора;

- роботи поза межами підйомника, або естакади необхідно використовувати драбину підмостки, лежак.

Використання під час роботи ручного інструменту необхідно дотримуватися таких вимог безпеки:

- під час роботи з інструментом ударної дії, слід обов'язково одягти захисні окуляри;

- відкручувати ржаві різьбові з'єднання деталей, необхідно виключно в лещатах;

- збільшувати прикладену силу слід додатковими важелями для гайкових ключів;

- забороняється залишати не прибраним деталі або інструмент на краях естакади, або на підлозі;

- рихтувальні роботи здійснюють безпосередньо на автомобілі або на спеціальних тримачах;

- елементи з листової сталі зачищають від гострих задирок, кромek та кутів, а роботи проводити виключно в рукавицях;

- залишки листового металу складають в спеціально відведене тару.

Під час обслуговування гальмівних систем необхідно:

- забезпечити нерухоме положення автомобіля без робочої гальмівної системи;

- випробування проводять на відкритих майданчиках великих розмірів, що унеможливорює наїзд на людей або перешкоди в разі не коректної роботи, або відмови гальм;

- після перевірки і регулювання гальм автомобіля, слід починати рух тільки після того, як водій переконався, що особи, які проводили регулювання, знаходяться в безпечній зоні.

Вимог до безпеки під час шиномонтажних робіт:

- монтаж і демонтаж шин проводять тільки за допомогою призначених для цього пристроїв, а сам автомобіль повинен бути вивішений на підйомнику;
- демонтаж шини з диска колеса необхідно здійснювати після повного випуску стиснутого повітря з шини;
- накачування коліс вантажних автомобілів, що мають замкові стопорні кільця, здійснюють з застосуванням захисних екранів, які захищають при вильоті замкового кільця.

Крім того забороняється:

- вибивати диски ударними інструментами (кувалдою, молотком);
- монтувати на автомобіль колеса диски, яких не відповідають розміру шин;
- накачувати шину колеса вище норми, встановленої заводом-виробником;
- застосовувати при монтажі шини кріпильні елементи та замкові бортові кільця, що не відповідають даній моделі автомобіля.

Під час проведення ремонту, а також технічного обслуговування газомоторних автомобілів, необхідно дотримуватися таких вимог з безпеки:

- роботи по зняттю, установці газової апаратури виконувати тільки при закритому витратному регуляторі;
- газобалонне обладнання оберігати від механічних пошкоджень та ударів;
- елементи газової апаратури не слід перегрівати вище 60°C;
- при будь-якій несправності редукторів або електромагнітного запірного клапана одразу ж знімають автомобіля та ремонтують;

- регулювання та ремонт приладів електрообладнання на автомобілі з газобалонним обладнанням проводять тільки на герметичних газових системах;

- при технічному обслуговуванні та ремонті газової апаратури механічно пошкодженні деталі та магістралі системи живлення повинні бути демонтовані з автомобіля

Під час ремонту автомобілів з газобалонним обладнанням категорично забороняється:

- проводити ремонтні роботи обладнання за наявності людей в кабіні автомобіля;

- запускати двигун автомобіля, чи здійснювати рух за наявності витoku газу;

- проводити демонтаж деталей газобалонного обладнання, що перебувають під тиском;

- перевіряти наявність витоків газу за допомогою відкритого полум'я;

- виконувати ремонт газобалонного обладнання на працюючому двигуні, використовувати паяльники, проводити зварювальні роботи.

Висновки за розділом

У розділі розглянуто заходи з підвищення безпеки праці, проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час робіт з ремонту та обслуговування вантажних автомобілів.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Економічний ефект від експлуатації автомобіля

Собівартість перевезень є основним показником, за яким характеризують якість виробничої діяльності транспортного підприємства. Найчастіше собівартість транспортування під час перевезень розраховують на 1 ткм виконаної роботи або на 1 т перевезеного вантажу [21].

В транспортному процесі під час аналізу виробничої діяльності, планових завдань, звітних даних, формування тарифів зазвичай використовують перший з наведених вище показників собівартості – на 1 ткм виконаної роботи.

До змінних витрат належать усі види затрат пов'язаних перевезенням вантажів, які змінюються залежно від пробігу рухомого складу транспортного підприємства (використання палива і мастильних матеріалів, технічне обслуговування, відрахування на його капітальний і поточні ремонти рухомого складу, амортизаційні нарахування тощо).

Постійні витрати пов'язують з усіма видами затрат, які не залежать від пробігу рухомого складу підприємства. Дані витрати розраховують у співвимірних приведених одиницях відповідно до пробігу транспортних засобів – на одну годину, або час зміни його роботи (адміністративно-господарські витрати, оплата праці водіїв тощо).

Завданням аналізу собівартості перевезень вантажу полягає у встановленні впливу кожного з окремих складових на рівень собівартості, точному визначенні затрат, за рахунок яких відбувається зниження або підвищення рівня собівартості порівняно із запланованим тарифом.

За характером впливу на собівартість перевезень одного тоннокілометра, окремі експлуатаційні показники можна умовно розділити ділити на дві основні групи.

До першої з них належать не основні показники, зміна яких не супроводжується помітною зміною загального пробігу рухомого складу. До таких показників відноситься номінальна вантажопідйомність автопоїзда, динамічний коефіцієнт використання пробігу. Як було сказано вище, зміна даних показників в розрізі підвищення чи зниження змінних витрат в собівартості 1 ткм впливає несуттєво.

До другої входять основні показники, зі зміною яких відбувається суттєва зміна загального пробігу рухомого складу – технічна швидкість, тривалість рейсу, простої під час навантажувально-розвантажувальних робіт та інші технологічні простої). У випадках підвищення чи зниження даних показників відповідно збільшуються або ж зменшуються й змінні затрати. Якщо експлуатаційні показники, які відзначені основними покращуються, то це збільшує загальний пробіг рухомого складу і, відповідно, підвищує його продуктивність у ткм. В той час, як сума постійних витрат не змінюється, а розподіляється між великою кількістю ткм, завдяки чому їх частка в собівартості 1 ткм знижується.

Порядок визначення собівартості перевезення одного тонно-кілометра вантажу:

Собівартість перевезення одного ткм вантажу обчислюється для двох типів автопоїздів: базового та з удосконаленими налаштуваннями пневматичної гальмівної системи й визначається за формулою:

$$C_{пер} = \frac{(B_{нмм} + B_a + B_{ТО.р} + O_n + B_i)}{P}, \quad (5.1)$$

де $B_{нмм}$ – вартість палива і мастильних матеріалів, грн.;

B_a – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{ТО.р}$ – відрахування на ТО і ремонт, грн.;

O_n – повна заробітна плата працівників, грн.;

B_i – інші відрахування, грн.;

P – обсяг вантажоперевезень, ткм.

Собівартість перевезення одного ткм вантажу для базового варіанта автопоїзда:

$$C_{пер1} = (1938,6 + 1095,89 + 1930 + 130,42 + 509,49) / 1000 = 5,6 \text{ грн/ткм.}$$

Для удосконаленого варіанта автопоїзда:

$$C_{пер2} = (1938,6 + 1095,89 + 1904 + 130,42 + 506,89) / 1000 = 5,57 \text{ грн/ткм.}$$

Обсяг вантажоперевезень визначаємо за формулою:

$$P = L_{заг} \cdot \beta_n \cdot Q_n \cdot \gamma_v \cdot n, \text{ ткм} \quad (5.2)$$

де $L_{заг}$ – загальна відстань перевезень, км;

β_n – коефіцієнт використання пробігу; $\beta_n = l_n / L_{заг}$;

l_n – відстань перевезення з вантажем, км;

Q_n – вантажопідйомність автомобіля, т;

γ_v – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

n – кількість автомобілів даної марки.

$$P_1 = P_2 = 100 \times 0,5 \times 20 \times 1 = 1000 \text{ ткм.}$$

Вартість паливо-мастильних матеріалів $B_{пмм}$, грн., визначається за формулою:

$$B_{пмм} = n_m \cdot B_m, \quad (5.3)$$

де n_m – необхідна кількість матеріалів, л (кг) на 100 км пробігу;

B_m – вартість матеріалів, грн/л (грн/кг).

Числові показники розрахунків потреби основних видів паливо-мастильних матеріалів наведено в таблиці 6.1. Необхідна кількість бензину або дизельного пального визначаються за формулою:

$$X = X_i = \frac{H_n \cdot L_{заг} + (1...2) \cdot P}{100} \quad (5.4)$$

де H_n – витрата палива на 100 км пробігу автомобіля, л/100 км.

Таблиця 5.1 – Кількість та вартість ПММ на 100км пробігу

Назва ПММ	Необхідна кількість, л (кг)/100 км,	Вартість 1л (1кг), грн., B_m	Повна вартість, грн
Бензин	X	57,99	-
Дизельне паливо	$X_1 = 30$	55,99	1679,7
Моторна олива	1,8% (X_1)	426	230,04
Трансмісійна олива	0,3% (X_1)	176,9	15,921
Консистентне мастило	0,18% (X_1)	240	12,96
Всього			$\Sigma B_{пмм} = 1938,6$

Відрахування на амортизацію автопоїзда B_a , грн здійснюються протягом усього терміну використання транспортного засобу. Для цього використовується прямолінійний метод нарахування амортизацій:

$$B_a = \frac{B_{\delta} \cdot H_{AM}}{365 \cdot 100}, \quad (5.5)$$

де B_{δ} – балансова (залишкова) вартість автомобіля, грн.;

H_{AM} – денна норма витрат на амортизацію автопоїзда в розрахунку 10 % на рік .

$$B_{a1} = B_{a2} = (4000000 \times 10) / 100 \times 365 = 1095,89 \text{ грн.}$$

Відрахування на технічне обслуговування і ремонт $B_{то,р}$, грн. визначаємо за формулою:

$$B_{TOP} = \frac{B_{\delta} \cdot H_{TO} \cdot n}{1000} \cdot 100 + B_u \quad (5.6)$$

де $H_{то}$ – норма відрахувань на ТО і ремонт, ($H_{то} = 0,45$);

B_{δ} – балансова вартість автомобіля, грн.

B_u – витрати на ремонт і відновлення шин, грн/місяць;

Для базового варіанта:

$$B_{TOP1} = \frac{4000000 \cdot 0,45}{100000} \cdot 100 + 130 = 1930 \text{ грн/100 км;}$$

удосконаленого:

$$B_{TOP2} = \frac{4000000 \cdot 0,45}{100000} \cdot 100 + 104 = 1904 \text{ грн/100 км.}$$

Норма витрати на ремонт і відновлення шин визначається [25], [26]:

$$B_{ш} = \frac{C_{ш} \cdot K_{ш}}{H_{ш} \cdot K_{\kappa}} \cdot L, \quad (5.7)$$

де $B_{ш}$ – витрати на ремонт і відновлення шин автопоїзда, грн/100 км;

$C_{ш}$ – ціна однієї шини розміром 315/70 R22,5 154/152М, грн;

$K_{ш}$ – кількість автопоїзда, одиниць;

$H_{ш}$ – норма пробігу шин відповідно до «Норм експлуатаційного пробігу автомобільних шин» затверджених наказом Мінтрансу України №

K_{κ} – поправочний коефіцієнт залежно від умов експлуатації автопоїзда;

L – розрахунковий пробіг, км.

8 Через неправильне налаштування гальмівної системи автопоїзда, період експлуатації автомобільних шин знижується приблизно на 20...30%.

$$B_{ш1} = (26000 \times 10 / 200000 \times 1,0) \times 100 = 130 \text{ грн.}$$

Затрати на ремонт і відновлення шин удосконаленого варіанта автопоїзда, грн/100 км:

$$B_{ш2} = (26000 \times 10 / 250000 \times 1,0) \times 100 = 104 \text{ грн.}$$

Повна заробітна плата (погодинна, в перерахунку відповідно до тривалості їздки) O_n , грн., визначається за формулою:

$$O_n = O_o + O_{дод} + O_{фз} + O_{нф} + O_{сс}, \quad (5.8)$$

$$O_{n1} = O_{n2} = 79,05 + 15,81 + 1,42 + 30,35 + 3,79 = 130,42 \text{ грн/100 км.}$$

де O_o – основна оплата праці водія, грн/год;

$O_{дод}$ – додаткова оплата праці водія, грн/год;

$O_{фз}$ – відрахування у фонд зайнятості, грн.;

$O_{нф}$ – відрахування у пенсійний фонд, грн.;

$O_{сс}$ – відрахування у фонд соціального страхування, грн.

Основна заробітна плата O_o , грн., визначається за формулою:

$$O_o = T_c \cdot N \cdot T_p, \quad (5.9)$$

де T_c – тарифна ставка водія, грн/год;

N – кількість водіїв, зайнятих на перевезенні;

T_p – затрати часу на 100 км пробігу, год.

Враховуючи, що затрати на оплату праці для обох варіантів однакові, приймаємо:

$$O_{o1} = O_{o2} = 52,7 \times 1 \times 1,5 = 79,05 \text{ грн/100 км.}$$

Додаткову оплату праці $O_{\text{доп}}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{\text{доп}} = \frac{O_o \cdot P_{\text{доп}}}{100}, \quad (5.10)$$

де $P_{\text{доп}}$ – відсоток нарахування додаткової оплати, %; ($P_{\text{доп}} = 20\%$).

$$O_{\text{доп}1} = O_{\text{доп}2} = 79,05 \times 20 / 100 = 15,81 \text{ грн/100 км.}$$

Відрахування у фонд зайнятості $O_{\text{фз}}$, грн, обчислюють за формулою:

$$O_{\text{фз}} = \frac{(O_o + O_{\text{доп}}) \cdot P_{\text{фз}}}{100}, \quad (5.11)$$

де $P_{\text{фз}}$ – відсоток відрахування у фонд зайнятості, %; ($P_{\text{фз}} = 1,5\%$).

$$O_{\text{фз}1} = O_{\text{фз}2} = (79,05 + 15,81) \times 1,5 / 100 = 1,42 \text{ грн/100 км.}$$

Відрахування у пенсійний фонд $O_{\text{нф}}$, грн, обчислюють за формулою:

$$O_{\text{нф}} = \frac{(O_o + O_{\text{доп}}) \cdot P_{\text{нф}}}{100}, \quad (5.12)$$

де $P_{\text{нф}}$ – відсоток відрахування у пенсійний фонд, %; ($P_{\text{нф}} = 32\%$).

$$O_{\text{нф}1} = O_{\text{нф}2} = (79,05 + 15,81) \times 32 / 100 = 30,35 \text{ грн/100 км.}$$

Витрати на соціальне страхування $O_{\text{сс}}$, грн, обчислюють за формулою:

$$O_{\text{сс}} = \frac{(O_o + O_{\text{доп}}) \cdot P_{\text{сс}}}{100}, \quad (5.13)$$

де $P_{\text{сс}}$ – відсоток витрат на соцстрахування, %; ($P_{\text{сс}} = 4\%$).

$$O_{\text{сс}1} = O_{\text{сс}2} = (79,05 + 15,81) \times 4 / 100 = 3,79 \text{ грн/100 км.}$$

Інші, додаткові витрати встановлюють на рівні 10% до загальних витрат й визначають за формулою:

$$B_i = \frac{(O_n + B_{\text{пмм}} + B_a + B_{\text{ГО.р}}) \cdot 10}{100}. \quad (5.14)$$

Базовий варіант:

$$B_{i1} = (130,42 + 1938,6 + 1095,89 + 1930) \times 10 / 100 = 509,49 \text{ грн/100 км};$$

удосконалений:

$$B_{i2} = (130,42 + 1938,6 + 1095,89 + 1904) \times 10 / 100 = 506,89 \text{ грн/100 км}.$$

Висновки за розділом

1. Під час експлуатації багатоланкових автопоїздів їх продуктивність, в основному, визначається вантажопідйомністю та середньою технічною швидкістю. За коректного налаштуванням гальмівної системи економічний ефект досягається від збільшеного терміну експлуатації та інтервалу безвідмовної роботи гальмівної системи та пробігу пневматичних шин.

2. У випадку перевезення багатоланковим автопоїздом з ефективно працюючою гальмівною системою обсягом 800000 ткм. собівартість 1-го ткм знижується з 5,6 до 5,57 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. На основі проведеного аналізу встановлено, що у сучасних вантажних автомобілях застосовуються як однопровідні, так і двопровідні пневматичні гальмівні системи, а також новітні пневмо-електричні комплекси.

2. Високий рівень ефективності гальмування досягається завдяки узгодженій роботі всіх компонентів та осей автопоїзда, причому особливе значення має підвищення тиску в найбільш завантажених осях.

3. Автоматичне балансування гальмівних сил між осями автопоїзда забезпечується завдяки використанню механічних регуляторів навантаження на осі та статичних датчиків осевого навантаження.

4. Отримані дані досліджень показали майже лінійний ріст вихідного тиску разом із підвищенням навантаження, але з важливими коригуваннями залежно від дорожніх умов. На ґрунтових дорогах тиски залишаються найнижчими через слабкий коефіцієнт зчеплення; при русі на підйом вони ще більше обмежуються.

5. Гравійні дороги, завдяки вищому коефіцієнту зчеплення, дають змогу застосовувати помітно більші тиски, що підвищує ефективність гальмування. Горизонтальні ділянки дозволяють використовувати середні й високі значення тиску, на підйомах відбувається помірне його зниження, тоді як на спусках тиск сягає максимальних безпечних меж, забезпечуючи контрольоване сповільнення навіть на складних ділянках маршруту.

6. Особливо важливим є те, що налаштування крана осевого навантаження повинні враховувати не лише величину навантаження, а й тип покриття та умови руху, адже однакові значення ваги можуть потребувати різного рівня гальмівного зусилля для забезпечення безпеки. Графічні результати досліджень демонструють, що найбільші рекомендовані тиски спостерігаються на спусках гравійних доріг, тоді як найнижчі — на підйомах ґрунтових.

7. Таким чином, результати експериментальних досліджень показали,

що налаштування механічних регуляторів є запорукою стабільної та безпечної роботи гальмівної системи. Оптимізовані значення тиску, підібрані під реальні дорожні умови, дозволяють знизити ризик втрати керованості, забезпечити рівномірне гальмування й уникнути зайвого навантаження на гальмівні механізми. Це не лише підвищує безпеку перевезень, а й збільшує загальний ресурс транспортного засобу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Aoki Akira. Directional stability and controllability of multi-articulated vehicles / Akira Aoki, Yoshitaka Marumo, Ichiro Kageyama // Journal of Environment and Engineering. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 150 – 164.
2. Brake and Air Suspension Products for Trailers product catalogue [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : https://www.knorr-bremsesfn.biz/WCMS/Artpics/126/Bildart/Drawings/TrUZTAksI0EBhB_Y007570_1_EN_006.pdf.
3. EBS Electronically Controlled Brake System [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : [http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153\[1\].pdf](http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153[1].pdf). – Title from the screen.
4. EBS Electronically Controlled Brake System Basic Training [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/57/8150100573-22.pdf>. – Title from the screen.
5. Electronic Braking System New Generation [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.wabco-auto.com/uploads/media/Product_Brochure-EBS_Standard_Bus_System_07.pdf. – Title from the screen.
6. MIATLUK M., KAMIŃSKI Z.: Brake systems of road vehicles. Calculations. Wyd. Politechniki Białostockiej, Białystok 2005.
7. Systems for the safety of commercial vehicles of today and tomorrow / WABCO. – Hannover, 2002. 15 p.
8. Tom Gelinas. Mis Alignment: The Tire Killer / Gelinas Tom // Fleet Equipment. 1999. Vol.18. № 2. 20 p.
9. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення : ДСТУ 2886:94. [Чинний від 1996-01-01]. Київ : Держстандарт України, 1996. 28 с. (Державний стандарт України).
10. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. Львів : Світ, 1995. 288 с
11. Білявський Г.О. Основи екологічних знань. Київ: Либідь, 1993. 336 с.

12. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. Київ: Вища школа, 1991 303 с.
13. Дослідження впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах автомобіля на параметри його руху : звіт про НДР (закл.) / Львівський НДІСЕ; кер. В. Т. Придиба. Львів, 2009. 70 с.
14. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. [Чинні від 14.01.2008]. Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. 276 с.
15. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В.Ф. Кисляков, В.В.Лущик. Київ: Либідь, 2000 399 с.
16. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. – Офіц. вид. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.
17. Кравчук П. М. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування / П. М. Кравчук, О. К. Грищук // Автошляховик України. 2008. № 2. С. 22 23.
18. Крайник Л.В. Динаміка і параметрична оптимізація гальмового приводу тривісного автобуса з моноблочним кузовом. *Вісті Автомоб.-дор. ін-ту Автомоб.-дор. ін-т Донец. нац. техн. ун-ту*. Горлівка, 2009. № 2 (9). С. 33 - 36.
19. 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>
20. 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>.

21. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.

22. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Харків: ХНАДУ, 2009. № 24. С. 33 – 36.

23. Поляков В. М. Обладнання для експериментального дослідження маневреності та стійкості руху автопоїздів / В. М. Поляков, В. М. Сондак, М. І. Загороднов, О. М. Тімков // Вісник НТУ, ТАУ. 2002. № 7. С. 326 – 329.

24. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, В. М. Босенко, Д. Л. Мойся // Автошляховик України: Науково-виробничий журнал. № 4 (246). 2015. С. 16 – 21.

25. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. Київ : Арістей, 2010. 155 с.

26. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення : ДСТУ 3736:98. [Чинний від 1999-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держстандарт України, 1999. – III, 11 с. (Державний стандарт України).

27. Файчук М. І. Огляд вимог нормативних документів відносно гальмівних властивостей автопоїздів / М. І. Файчук, В. М. Поляков, А. В. Горпинюк., О. М. Тімков // Вісник НТУ. – Київ: НТУ, 2009. № 18. С. 45 – 50.

28. Шевчук В, Сукач О. Використання стенда для дослідження пневматичної гальмівної системи автомобіля. Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання. Третя Всеукраїнська науково-теоретична конференція. (м. Львів, Україна). Посвіт. Дрогобич, 2019. 20 – 21.

29. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників [Текст] / Р. С. Шевчук. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с.