

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**«Підвищення безпеки використання автомобілів в умовах
Комунального некомерційного підприємства «Авторемонтна база закладів
охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» удосконаленням контролю
технічного стану їх гальмівних систем»**



Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-20м
спеціальності
274 – Автомобільний транспорт
_____ Буньков І.О.

Керівник: д.т.н., проф., проф. каф. АТМ
_____ Кашканов А.А.
« ____ » _____ 2021 р.

Опонент: д.т.н., проф., зав. каф. ТАМ
_____ Козлов Л.Г.
« ____ » _____ 2021 р.

Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТМ
_____ к.т.н., доц. Цимбал С.В.
« ____ » _____ 2021 р.

Вінниця ВНТУ - 2021 рік

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ	7
1.1 Гальмівна система з гідроприводом, як об'єкт контролю	7
1.2 Аналіз конструкцій гальмівних систем	14
1.3 Аналіз існуючих методів контролю технічного стану транспортних засобів	19
1.4 Аналіз існуючих засобів для контролю технічного стану	23
1.5 Загальна характеристика діяльності авторемонтної бази закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради	26
1.6 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження	31
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛІВ	34
2.1 Обґрунтування та вибір методу визначення технічного стану гальмівної системи	34
2.2 Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи .	42
2.3 Уточнена модель гальмівної системи з гідравлічним приводом	47
2.4 Висновки до розділу 2	59
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	61
3.1 Задачі та етапи експериментального дослідження, комплекс використовуваних програмно-апаратних засобів	61
3.2 Характеристики гальмівних систем, обраних для експериментальної перевірки	63

3.3 Ідентифікація математичної моделі	67
3.4 Перевірка адекватності моделі	75
3.5 Випробування в динамічному режимі	81
3.6 Моделювання несправностей під час випробувань на стенді з біговими барабанами	83
3.7 Висновки до розділу 3	86
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У	
НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	87
4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи	88
4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	90
4.3 Пожежна безпека	96
4.4 Висновки до розділу 4	97
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОНАНИХ	
ДОСЛІДЖЕНЬ	98
5.1 Розрахунок техніко-економічної ефективності виконаних досліджень	98
5.2 Розрахунок рівня комерціалізації розробок	102
5.3 Висновки до розділу 5	109
ВИСНОВКИ	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	111
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання	115
Додаток Б (обов'язковий). Ілюстративна частина	119

ВСТУП

Актуальність теми. Дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) займають лідируюче положення в списку факторів, що обумовлюють рівень травматизму і загибелі людей. За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я, щороку у світі гинуть на дорогах близько 1,3 млн. людей, а кількість поранених складає близько 50 млн. Ця ж організація прогнозує, що у 2025 році дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) посідатимуть третє місце у світі серед причин втрати здоров'я після серцево-судинних захворювань та тяжких депресій. Україна за рівнем смертності від ДТП займає п'яте місце в Європі, причому смертність в результаті ДТП є головною причиною загибелі дітей та молоді віком від 5 до 29 років.

Гальмівна система (ГС) автомобіля є найважливішим елементом його активної безпеки. Від того, наскільки точно ми зможемо судити про справність та технічний стан гальмівної системи, будуть залежати життя людей, збереженість перевезених вантажів та самих транспортних засобів (ТЗ) [1, 2].

Використовуючи дорожні або стендові випробування можна визначити лише загальний технічний стан ТЗ, а вимірювані параметри є в першу чергу контрольними величинами, які підтверджують відповідність вимогам Правил дорожнього руху і стандартів [3-5]. Відхилення величини гальмівного шляху або часу спрацювання від норми свідчить про наявність несправності, але не вказує конкретну причину і місце появи. Оскільки ТЗ складається з великої кількості елементів, виникає необхідність розробити такий метод визначення несправностей, який би не використовував дорожні або стендові випробування (або застосовував їх як додаткові), але разом з тим дозволяв швидко і достовірно визначити несправність для подальшого ремонту.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р.; постанови Кабінету Міністрів

України «Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року» № 1360-р від 21.10.2020 р.; розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» № 430-р. від 30.05.2018 р. Дослідження з теми кваліфікаційної роботи належать до основних наукових напрямків кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент» Вінницького національного технічного університету та виконувались відповідно плану науково-дослідних робіт ВНТУ на 2020-2021 н.р.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки руху та випуск на лінію технічно справних автомобілів Комунального некомерційного підприємства «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» удосконаленням контролю технічного стану їх гальмівних систем.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати існуючі методи і засоби контролю технічного стану транспортних засобів та визначити перспективи їх використання для встановлення технічного стану елементів гальмівної системи;
- створити математичну модель, яка на основі вимірних параметрів робочих процесів гальмівної системи дозволяла б визначати технічний стан її елементів;
- виконати моделювання та перевірити адекватність створеної моделі експериментальним шляхом;
- розробити питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначити економічну ефективність запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – процес роботи гальмівної системи транспортного засобу, параметри якого дозволяють встановити технічний стан елементів гальмівної системи.

Предмет дослідження – визначення технічного стану гальмівної системи транспортного засобу на основі контролю вимірюваних параметрів.

Методи досліджень. Математичне, фізичне та імітаційне моделювання покладено в основу методу контролю технічного стану гальмівних систем. Метод стендових випробувань застосований при моделюванні несправностей у гальмівній системі. Цифрові методи реєстрації та обробки результатів застосовані при експериментальних дослідженнях.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримав подальший розвиток метод оцінювання технічного стану гальмівної системи транспортного засобу шляхом врахування співвідношення тиску в гальмівному механізмі та сповільнення.

Практична значимість отриманих результатів.

Розроблена методика діагностування гальмівної системи транспортного засобу дозволяє встановити технічний стан кожного елемента гальмівної системи. Це покращує якість виконання робіт з вчасного виявлення несправностей гальмівної системи АТЗ, дозволяє удосконалити технологію технічного обслуговування та поточного ремонту гальмівної системи АТЗ, і таким чином підвищити їх безпеку в експлуатації.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується строгістю постановки задач, коректним застосуванням математичних методів під час доведення наукових положень, строгим виведенням аналітичних співвідношень, порівнянням результатів, отриманих за допомогою розроблених у роботі методів, з відомими, та збіжністю результатів математичного моделювання з результатами, що отримані під час провадження експериментів.

Апробація результатів роботи. Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на XIV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 2021).

Публікації. Деякі положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в роботі [1].

РОЗДІЛ 1.

ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Гальмівна система з гідроприводом, як об'єкт контролю

Стан безпеки дорожнього руху є гострою соціальною проблемою в усіх країнах світу. Зниження рівня аварійності на автомобільних дорогах України – одне з найголовніших завдань, поставлених перед вченими і фахівцями, Урядом, Міністерством інфраструктури, МВС [6]. Відомо, що на дорогах України кожні 10 хвилин відбувається ДТП, і кожну годину гине людина [2, 7]. Незадовільний стан з безпекою на автотранспорті завдає величезної шкоди економіці країни, який за оцінкою фахівців складає щорічно 7 млрд. доларів США [8].

Основні положення і основи теорії механічної системи «автомобіль - дорога» розроблені в працях таких відомих вчених, як Е.А. Чудаков, М.А. Бухарін, В.С. Гернер, М.В. Келдиш, Д.П. Великанов, Л.Л. Афанасьєв, В.І. Іларіонов, А.С. Литвинов, Я.М. Певзнер, Г.В. Зімелєв, В.В. Осепчугов, Б.С. Фалькевич, Я.Е. Фаробін, Г.В. Максапетян, А.Б. Гредескул, Г.В. Косолапов і ін. [9-13].

У працях провідних вчених А.А. Хачатурова, В.Н. Іванова, Р.В. Ротенберга, А.Б. Дьякова, М.Я. Говорущенко, Я.Х. Закина, М.І. Лур'є та інших розроблені наукові основи безпеки руху біомеханічної системи «водій - автомобіль» [11, 14-18].

Детальне дослідження правил безпеки в експлуатації біомеханічної системи «водій - дорога» проведено в працях В.В. Амбарцумяна, Я.А. Калужького, Г.І. Клишковштейна, В.В. Сильянова, А. П. Васильєва, А.М. Редзюка, В.А. Тинькова, В.В. Каракай, А.Д. Дербаремдікера і ін [16-21].

Вдосконаленню активної і пасивної безпеки транспортних систем, методів діагностики їх технічного стану присвячені роботи таких вчених як М.Я. Говорущенко, А.М. Туренко, М.А. Подригало, В.П. Волков, В.О. Богомоллов, Г.В. Крамаренко, Б.І. Безбородов, А.Ф. Машенко А.А. Малюков, Ю.Б. Суворов, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А. Філімонова та ін.

Значні дослідження психофізіологічних особливостей діяльності водіїв і методів підготовки водіїв проведені Е.М. Лобановим, Е.А. Мілеряном, А.І. Вейсманом, І. В. Бегмою і ін.

Дослідженням впливу дорожніх умов на виникнення ДТП глибоко і всебічно займалася школа професора В.Ф. Бабкова. Великий внесок внесли також Я.В. Хом'як, А.А. Поляков, А.П. Васильєв та ін.

Комплексному вивченню проблеми безпеки дорожнього руху (БДР) присвячені роботи ряду зарубіжних дослідників – Фарлайнда Р.А., Будя Дж. Р., Грінвила Б., Сівішіна А., Ньюеля Н.А. та ін.

В ХНАДУ в дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук В.М. Варфоломєєв займався дослідженням методів діагностування гальмівних систем. Вирішив завдання, які дозволили встановити основні параметри, що володіють найбільшою діагностичною інформацією. Запропонував два методи діагностування технічного стану гальм на стенді – за величиною гальмівного шляху і за граничними значеннями кутових сповільнень. Оригінальна конструкція для стенду з біговими барабанами, представлена на рис. 1.1. Стенд дозволяє реєструвати гальмівний шлях, час спрацьовування гальмівної системи автомобіля, а також еліпсність барабанів і наявність повітря в системі гідроприводу на стрілочних приладах.

Величини кутових сповільнень, відповідні лінійним сповільненням при випробуванні технічно справних гальм задніх і передніх коліс, визначаються за формулами:

$$\varepsilon_3 = \frac{j \cdot (1 - \beta_0) \cdot m_D}{m_{CT}} ; \varepsilon_3 = \frac{j \cdot \beta_0 \cdot m_D}{m_{CT} \cdot r_0 \cdot c},$$

де j – сповільнення при гальмуванні на дорозі;

β_0 – коефіцієнт, що характеризує відношення необхідної сили на передній осі до сумарної гальмівної сили;

c – коефіцієнт коригування, що враховує особливості взаємодії шин і бігових барабанів;

$m_{ст}$ і m_d – інерційні маси автомобіля, який бере участь при гальмуванні відповідно на стенді і на дорозі.

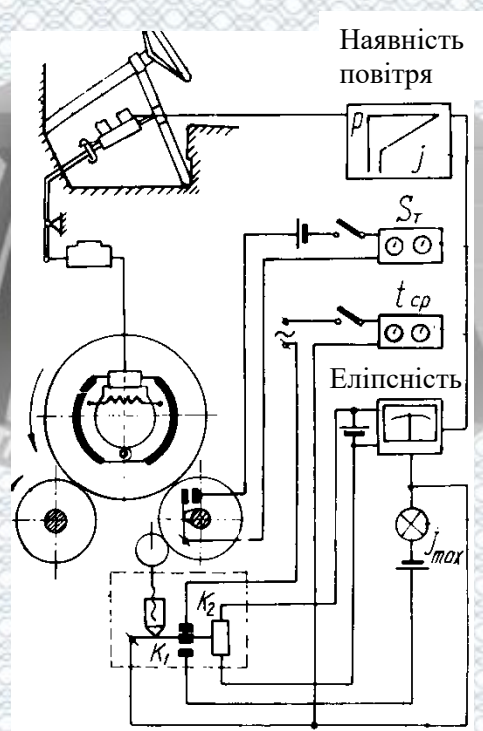


Рисунок 1.1 – Схема стенду для вимірювання кутових сповільнень

Рабинович Е.Х. займався вибором раціонального розміщення інерційної маси для стенду з біговими барабанами, що дозволило підвищити коефіцієнт використання навантаження і збільшити швидкість гальмування на стенді. А це, в свою чергу, призвело до постановки більш точних діагнозів при перевірці гальмівних систем.

Швейкі Т.В. розробив нову методику визначення нормативних значень діагностичних параметрів, яка враховує особливості стендових і дорожніх випробувань, а також особливості гальмівних систем і діагностичного устаткування [22]. Уточнив коефіцієнти приведення стендових випробувань до дорожніх. У стаціонарних умовах експерименти проводилися на інерційному стенді з біговими барабанами ХАДІ і силовому стенді німецької фірми МАНА.

Вибором правильного компоновання стенду з біговими барабанами займався І.А. Мармут [23]. Правильність його пошуків підтвердилася масовою перевіркою легкових автомобілів на спроектованому стенді. В якості діагностичного параметра для перевірки гальмівної системи ним був обраний показник сповільнення, який обчислювався безпосередньо вимірювальною апаратурою стенда. Показник сповільнення (ПС) характеризує стан гальмівних механізмів. Він являє собою час падіння швидкості від 25 до 6 км / год (ділянка стабільного сповільнення).

Умова справного стану гальмівної системи:

$$ПЗ_i^{\phi} \leq ПЗ_i^н,$$

де $ПЗ_i^{\phi}$ – вимірне значення показника сповільнення, с;

де $ПЗ_i^н$ – нормативне значення показника сповільнення, с;

$$j_i^c = 5,833 / ПЗ_i.$$

У масштабах СРСР досить багато робіт, присвячених вдосконаленню методів і технологічного обладнання для діагностування гальмівних систем автомобілів.

С.С. Селіванов присвятив свою дисертацію дослідженню і оцінці стендів для діагностування гальм автомобілів. Розробив методуку, за якою можна було кількісно оцінювати стенди з допомогою деяких показників.

Часткові показники якості стендів розраховувалися за формулою:

$$K_i = K_{ци} \cdot K_{ei},$$

де $K_{ци}$ – коефіцієнт цінності, що виражає абсолютне значення кожної i -ї властивості в балах;

K_{ei} – коефіцієнт вагомості, що виражає важливість кожної i -ї властивості серед інших властивостей.

Коефіцієнт цінності найгіршого показника оцінювався нулем балів, а найкращого – 10-ма балами. Вибір проміжних значень коефіцієнтів проводився із застосуванням методу пропорційного обчислення. Для визначення коефіцієнтів вагомості був застосований експертний метод. На основі думки фахівців, що займаються питаннями конструювання, експлуатації та діагностування гальмівної системи було дано оцінки різних стендів.

На думку автора, силові стенди перевершують інерційні. Гальмівні діаграми отримували на самописці, використовуючи фільтри з високим коефіцієнтом згладжування, що не могло не відбитися на точності їх відтворення.

М.К. Корольов розробив інерційний барабанний гальмівний стенд, з встановленими на барабанах датчиками шляху. Для реєстрації параметрів використовувалися перерахункові прилади типу ПС-100 і тахогенератори ТЕ-45. Застосував автоматичний пристрій для натискання на педаль гальма. Для відпрацювання результатів використовувався осцилограф і ультразвуковий генератор.

Діагностуванням гальмівних систем вантажних автомобілів на стендах з біговими барабанами займався А.І. Зелік [24]. У своїй роботі він приділив увагу вибору методів вимірювання та аналізу групи діагностичних параметрів. Результати його роботи були використані для модернізації стендів СДА-68 і СДА-70. Зазначив, що результати вимірювань, отриманих на інерційних стендах, більш точні і наочні. Показав, що найбільший вплив на параметри гальмівної ефективності надають замавлені або мокрі накладки і збільшені зазори в гальмівних механізмах.

Інший підхід до діагностики гальмівних систем з пневмоприводом був запропонований Ю.А. Долгополовим. Він заснований на використанні інформації, що міститься в часовій характеристиці процесу гальмування (гальмівний діаграми). На підставі аналізу статистичних даних було встановлено перелік найбільш ймовірних несправностей у гальмівній системі і складена діагностична матриця. Застосовуючи спеціально розроблений алгоритм для її аналізу, автоматичний пристрій видає діагноз.

Е.П. Воронов в результаті своїх досліджень розробив вимірювальний комплекс, який дозволив на осцилографах реєструвати загальний гальмівний шлях, зусилля на педалі гальма, визначати момент притиснення колодок до барабана. Для аналізу гальмівної діаграми запропонував використовувати коефіцієнт форми гальмівної діаграми, що є відношенням часу наростання швидкості педалі до максимального значення до часу її спадання до нуля. І коефіцієнт форми гальмівної діаграми тиску в приводі, що є відношенням часу наростання тиску до максимального значення до часу усталеного тиску до зупинки колеса. Встановив значення цих коефіцієнтів для автомобіля ЗІЛ-130.

Підвів підсумки досліджень активної безпеки автомобілів на стендах А.А. Малюков в своїй докторській роботі [25]. Він розробив математичну модель гальмування автомобіля на стенді з біговими барабанами. Ця модель дозволяє вивчати робочий процес гальмування з використанням інерційного і силового, одно- і двобарабанних стендів. Сформулював основні вимоги до

засобів вимірювання. Вказав на недоліки стрілочної апаратури. Запропонував для вимірювань прилад власної розробки. Як первинний перетворювач для крутного моменту ним був обраний тензодатчик, який встановлювався на валу приводу барабана інерційного стенду.

Подальші дослідження в області діагностування гальмівних систем на стендах з біговими барабанами продовжив В.О. Білецький. У своїй дисертаційній роботі він займався удосконаленням методики діагностування на силових стендах. Для проведення експерименту використовував датчик пройденого шляху, встановлений на «п'яте колесо», сигнал з якого надходив через плату АЦП в ноутбук.

У Іркутському державному технічному університеті проводяться дослідження з розробки методів діагностування гальмівної системи з пневмоприводом на силових стендах. За результатами досліджень були написані дисертації А.В. Бойко і А.А. Смоліна.

Робіт, присвячених удосконаленню методів дорожніх випробувань, не так багато. Це роботи по розробці пристроїв реєстрації і запису сповільнення автомобіля на дорозі і дисертаційні роботи Кашканова А.А. [26], Н.В. Костіна і М.Ю. Баженова.

Дисертаційна робота Г.В. Осипова відрізняється від інших тим, що він пропонує метод визначення стану фрикційних накладок барабанного механізму як в умовах стаціонарного діагностичного стенда, так і поза ним. При цьому він використовує такі діагностичні параметри як відносна різниця тисків в пневмоприводі і відносну різницю часу запізнювання.

Більш нова робота Е.М. Портнягина присвячена діагностиці систем ABS на стендах з біговими барабанами. Вказується, що таку діагностику необхідно проводити на інерційних стендах.

Дослідження Fisher, D. K., Bogdevicius M., Vladimirov O. присвячені дослідженню динамічних процесів в гідравлічній гальмівній системі і моделювання робочих процесів [27, 28].

Розробкою математичної і комп'ютерної моделі займаються вчені Gerdes J. C., Maciucă D. B., Devlin P. E., Hedrick J.K., Khan, Y., Kulkarni P., Youcef-Toumi K. та інші [16, 29-31].

1.2 Аналіз конструкцій гальмівних систем

Гальма призначені для ефективного сповільнення автомобіля аж до зупинки та для утримання його в нерухомому стані. Гальмування забезпечується гальмовими системами, що складаються з гальмових механізмів і приводів.

Гальмова система складається з енергопостачального пристрою; керувального пристрою; гальмового приводу для передавання гальмового зусилля і для приведення в дію допоміжної та стоянкової гальмових систем; додаткового устаткування тягача для гальмування причепа; колісних гальмових механізмів. Кожний з компонентів впливає на сили, що визначають ефективність гальмування автомобіля.

Більшість легкових автомобілів мають передні дискові гальмівні механізми і задні барабанні. Однак останнім часом все більше виробників оснащують автомобілі дисковими гальмівними механізмами, як на передніх, так і на задніх колесах [16, 32].

Всі компоненти гальмівної системи взаємодіють один з одним, і нормальна робота кожного з них забезпечує безвідмовну роботу всієї системи в цілому [16, 26, 33-36].

Гальмівні накладки виконують зі спеціального матеріалу, що не піддається швидкому зносу, і який витримує високі температури, не втрачаючи при цьому своїх властивостей. Гальмівна накладка повинна мати високий коефіцієнт тертя під час зіткнення з барабаном або диском в різних умовах: при самій низькій температурі (взимку, в мороз, на початку гальмування) і при

самій високій температурі (влітку, в спеку, в кінці процесу гальмування, при різкій зупинці автомобіля, що рухається на високій швидкості). У той же час, знос поверхні барабана або диска, що стикається з гальмівними накладками, повинен бути мінімальним. Коефіцієнт тертя гальмівних накладок більшості легкових автомобілів дорівнює приблизно 0,37 ... 0,4 одиниці. Даний коефіцієнт тертя дозволяє гальмувати з такою силою, щоб машина не втратила управління [32].

Стан гальмівних накладок впливає на силу тертя і, як наслідок, на гальмівну силу. А від цього залежить гальмівний шлях автомобіля [16].

Барабанне гальмо на легкових автомобілях зараз застосовується досить рідко і встановлюється, в основному, на задні колеса. В експлуатації зношуються не тільки гальмівні накладки, а й гальмівний барабан. Через надмірний знос барабан стає тоншим і при гальмуванні втрачає свою жорсткість. Через надмірний знос барабан стає тоншим, втрачає свою жорсткість і при гальмуванні може розтягуватися, повторюючи форму накладок. Водій при цьому відчуває пульсацію педалі. Ця деформація барабана знижує ефективність гальмівної системи і може викликати заклинювання колодок. Знижується площа контакту з колодками, що веде до зниження гальмівної сили і збільшення гальмівного шляху [32].

Дискові гальма. На автомобілі, оснащеному дисковими гальмами, можна різко гальмувати з меншою небезпекою втратити над ними контроль. Крім того, гальмівний диск менше псується від впливу води, пилу або бруду, ніж гальмівний барабан. Відцентрові сили викидають забруднення з диска, тоді як шорстке внутрішнє покриття гальмівного барабана накопичує їх. До того ж дискові гальма нагріваються менше, ніж колодкові (барабанні), тому що в них більший простір продувається повітрям. І нарешті, робота гальмівних колодок деформує диск, тоді як колодки барабанного гальма з часом змінюють його форму, роблячи її овальною. Основні несправності дискових гальм, які призводять до збільшення гальмівного шляху, є знос колодок і диска,

забруднення або замащення колодок і диска. При неправильному регулюванні супорта або деформованому диску колодки будуть зачіпати диск, що призведе до підвищеного зносу накладок, перегріву гальма, підвищеного опору руху [16].

Головний гальмівний циліндр. Всі сучасні гальма оснащені гідравлічною системою приводу гальм. Гідравлічні значно збільшують зусилля водія при натисканні на педаль гальма і передають збільшене зусилля до гальмівних колодок. Крім того, гідросистема має важливу перевагу: вона передає однакову силу двом і більше виконавчим механізмам в системі (в нашому випадку колісним циліндрам осей автомобіля) одночасно, що для ефективної і безпечної роботи гальмівної системи дуже важливо. Головний гальмівний циліндр (ГГЦ) – найважливіший механізм гідравлічної гальмівної системи.

При попаданні повітря в систему або виток гальмівної рідини знижується швидкість спрацьовування гальм, що неминуче призводить до збільшення гальмівного шляху.

Вакуумний підсилювач. Несправність вакуумного підсилювача гальм не призводить до повного виходу робочої гальмівної системи з ладу, але ускладнює керування автомобілем. При недостатньому зусиллі, прикладеному на педаль, знижується гальмівна сила на колодках гальмівних механізмів. Підсилювач не працюватиме при пробитій мембрані або недостатньому розрідженні у впускному колекторі.

Система ABS є активною системою безпеки, яка запобігає блокуванню коліс при гальмуванні, що зберігає можливість керування автомобілем в критичних ситуаціях. ABS не є системою, призначеною для зменшення довжини гальмівного шляху, але дозволяє домогтися оптимальної ефективності гальмування при різному стані дорожнього покриття.

Примітно, що у деяких автомобілів головний гальмівний циліндр виконаний заодно з блоком ABS, що істотно ускладнює діагностування

гальмівної системи. Якщо вийшла з ладу система ABS, гальмування відбувається в звичайному режимі [4, 16, 26-34].

Електронна програма стабілізації автомобіля ESP є активною системою безпеки ходової частини для стабілізації автомобіля під час будь-яких дорожніх ситуацій. Система працює шляхом гальмівного впливу на одне або кілька коліс і шляхом впливу на двигун, дозволяючи робити гальмування двигуном. ESP стабілізує автомобіль при розгоні і гальмуванні, при русі по прямій, в поворотах і при вільному коченні, утримуючи його в межах заданої водієм траєкторії.

У порівнянні з ABS ESP має додаткові датчики, які служать для визначення виходу автомобіля з-під контролю (втрати керованості). До них відносяться: датчики, що визначають бажання водія: датчик кута повороту керма, датчик положення педалі газу; і датчики, що визначають фактичну поведінку автомобіля: датчик швидкості обертання автомобіля навколо вертикальної осі, датчик поперечних прискорень; датчик тиску в гальмівній системі; датчики числа обертів коліс. Вихід з ладу будь-якого датчика, що входить в систему ESP, означає неможливість використовувати так само систему ABS.

Електронна протибуксовочна система ASR так само є автоматичною системою для запобігання пробуксовки ведучих коліс в різних режимах руху і стабілізації автомобіля на дорозі. ASR включає в себе всі функції ABS. Система працює шляхом впливу на дві інші системи: за допомогою гальмівної системи пригальмовує одне або обидва пробуксовує провідних колеса (аналогічно ETS) і / або регулює роботу двигуна, дозволяючи робити з його допомогою гальмування. Вихід з ладу будь-якого елемента ASR не впливає на роботу гальмівної системи [37].

Електронна система регулювання тягового зусилля ETS є автоматичною системою для запобігання пробуксовки ведучих коліс під час початку руху, розгону, руху по прямій і в поворотах. Вона служить, для досягнення

оптимального розгону при різному стані дорожнього покриття при підтримці стійкого положення автомобіля на дорозі. Система працює шляхом гальмівного впливу на одне або обидва прослизують провідних колеса. У гідравлічному і електронному блоках ETS скомбіновані всі функції ABS і функції ETS [16, 37].

EBV – електронний розподільник гальмівних сил (РГС). Основне призначення даного вузла – розподіл гальмівних сил в момент початку гальмування автомобіля, коли, згідно із законами фізики, під дією сил інерції відбувається частковий перерозподіл навантаження між колесами передньої і задньої осі. Працює за наступним принципом. Коли основне навантаження при гальмуванні з руху переднім ходом лягає на колеса передньої осі, на них може бути реалізований більший гальмівний момент, в той час як колеса задньої осі, навпаки, розвантажуються, і, при застосуванні до них великого гальмівного моменту, можуть заблокуватися. Щоб уникнути цього РГС, обробивши дані, одержувані від датчиків ABS і датчика, що визначає положення педалі гальма, впливає на гальмівну систему і перерозподіляє гальмівні сили на колесах пропорційно чинним на них навантаженням.

РГС вступає в дію до початку роботи ABS або при неспрацьовуванні ABS через її несправності. Електронна система розподілу гальмівних сил забезпечує оптимальне гальмівне зусилля на осях, змінюючи його залежно від конкретних дорожніх умов (швидкість, характер покриття, завантаження автомобіля і т.п.) [16, 37].

Електронна система розподілу гальмівних зусиль EBD, яка оптимально розподіляє гальмівні зусилля між колесами в залежності від розподілу ваги автомобіля по осях і зчеплення коліс з дорожнім покриттям. Забезпечує оптимальне гальмівне зусилля на осях, змінюючи його залежно від конкретних дорожніх умов (швидкість, характер покриття, завантаження автомобіля і т.п.), головним чином, для запобігання блокуванню коліс задньої осі [32, 37].

Гальмівний асистент BAS. Гальмівний асистент BAS є активною системою безпеки автомобіля і призначений для зменшення гальмівного шляху

при екстреному гальмуванні. В екстремальних ситуаціях при необхідності різкого і швидкого гальмування більшість водіїв досить швидко реагує і натискає на педаль гальма, але не з максимальним зусиллям. При цьому тиск в гальмівній системі теж не буде максимальним, і гальмівний шлях автомобіля збільшується. Для таких випадків була розроблена система BAS. BAS примусово підвищує тиск в гальмівній системі при різкому гальмуванні, тобто допомагає водієві і зменшує гальмовий шлях до мінімально можливого при наявному стані дорожнього покриття.

Крім розглянутих систем, існує ще безліч інших, які не тільки полегшують водієві водіння, але і доповнюють їх, дозволяючи водієві не звертати увагу на те, чи слизька дорога, чи рушає він в гору, чи пробуксовує одне колесо і т.д. Більшість цих систем використовують сигнали з пристроїв гальмівної системи.

1.3 Аналіз існуючих методів контролю технічного стану транспортних засобів

В Україні з 1.07.2011 введений в дію стандарт ДСТУ 3649: 2010 «Колісні транспортні засоби: вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання [3]. Цим документом передбачено два види перевірки робочої гальмівної системи (РГС): дорожні та стендові випробування. Методи діагностування гальм наведені на рис. 1.2.

Згідно ДСТУ допускається оцінювати працездатність РГС за критерієм значення усталеного сповільнення (j_{ycm}) ДТЗ, яке повинно бути не менше $5,0 \text{ м/с}^2$ для ДТЗ категорії М1, М2, М3, N1; при цьому необхідно контролювати час спрацювання гальмівної системи, який повинен бути не більше 0,8 с. Час спрацювання гальмівної системи визначається стандартом України ДСТУ 2886-94 як проміжок часу від початку гальмування до моменту часу, коли сповільнення (гальмівна сила ДТЗ) приймає стале значення. При

діагностуванні можна виділити структурні, поелементні і загальні діагностичні параметри (рис. 1.3). Зі схеми видно, що при діагностуванні визначаються лише загальні діагностичні параметри.

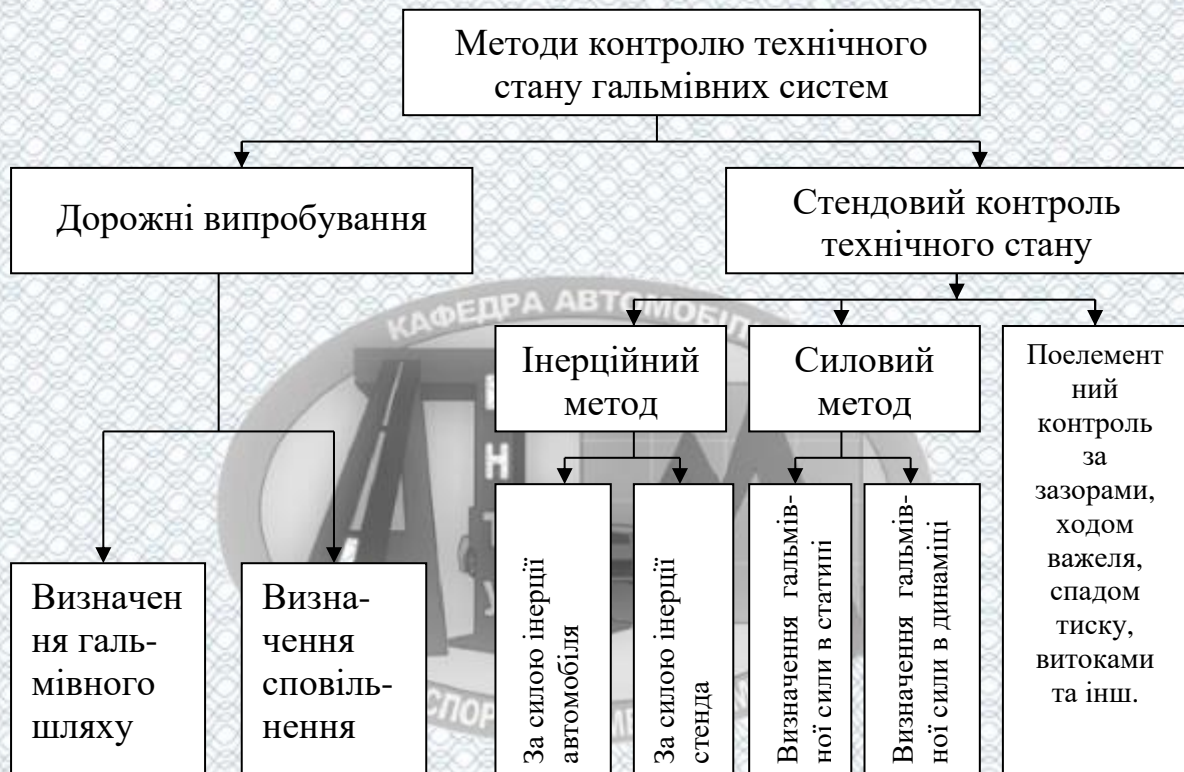


Рисунок 1.2 – Методи контролю технічного стану гальмівних систем

Дорожні випробування РГС виконуються з водієм і засобами вимірювання (в разі потреби і з оператором-випробувачем) при "холодних" гальмівних механізмах (РГС не використовувалася протягом 30-40 хв). Початкова швидкість гальмування V_0 повинна знаходитися в межах від 35 до 45 км/год. Зусилля на педалі гальма (або іншому органі управління) не повинно бути більше 490 Н для дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ) категорій М1 та N1, 686 Н для ДТЗ інших категорій. У процесі гальмування не допускається коригування водієм траєкторії руху ДТЗ, якщо це не потрібно для забезпечення безпеки руху. У разі коригування траєкторії результат випробувань не зараховується [4, 16, 32].

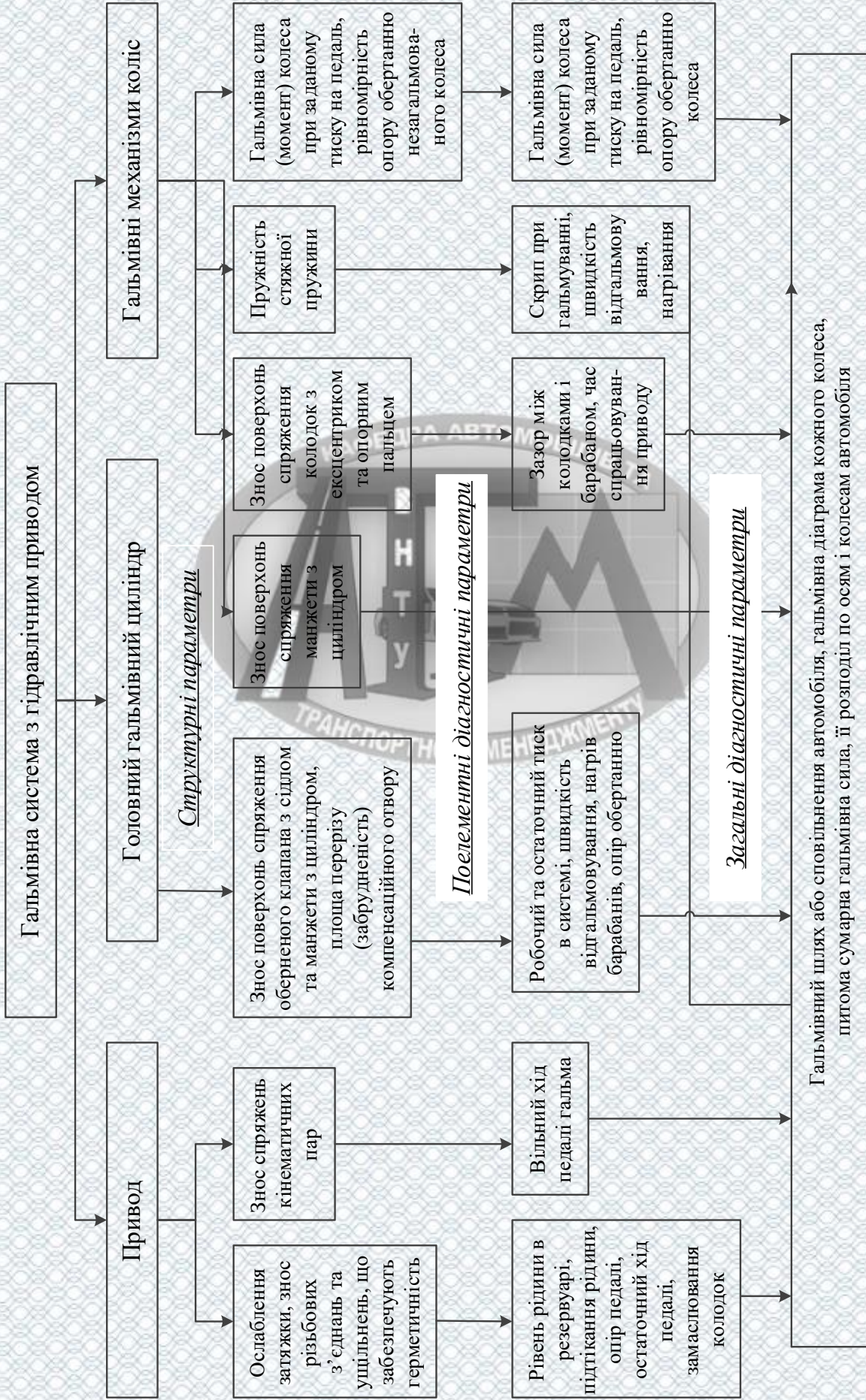


Рисунок 1.3 – Схема визначення технічного стану гальмівної системи з гідравлічним приводом

В силу цього основним недоліком таких випробувань, які обмежують їх застосування, є залежність від погодних умов: при нашому кліматі виконувати перевірку гальм методом дорожніх випробувань можна, в кращому випадку, близько ста днів в році. Крім того, з міркувань безпеки дорожні випробування можна проводити тільки на автополігоні або ділянках дороги, закритих для загального руху, причому з підвищеною шириною проїзної частини (близько 12 м). Ці два фактори виключають можливість масового застосування дорожнього методу перевірки ТЗ.

При стендових випробуваннях критеріями технічного стану РГС є загальна питома гальмівна сила і час спрацьовування гальмівної системи (ГС) на стенді, а також осьовий коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил для кожної осі. Загальна питома гальмівна сила (γ_z) повинна бути не менше 0,5 для одиночних ДТЗ категорії М1, М2, М3 і 0,45 для всіх інших. При цьому максимальне значення коефіцієнта нерівномірності будь-якої осі (K_n) не повинно перевищувати 20% в діапазоні гальмівних сил від 30% до 100% максимальних значень.

$$\gamma_z = \frac{\sum P_{n \max i}}{M_a \cdot g}, \quad (1.1)$$

де $P_{n \max i}$ – максимальне значення гальмівної сили на i -м колесі, Н;

M_a – споряджена маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільног падіння, $g=9,80665 \text{ м/с}^2$;

$$K_n = \frac{|(P_{mi} - P_{mn})|}{P_{n \max}} \cdot 100 \%, \quad (1.2)$$

де P_{ml} , P_{mr} – значення гальмівної сили на лівому і правому колесі однієї осі, відповідно, Н;

$P_{m\ max}$ – найбільше з цих значень гальмівних сил, Н.

Час спрацювання гальмівної системи на стенді ($\tau_{ст}$) – це проміжок часу від початку гальмування до моменту часу, коли гальмівна сила колеса ДТЗ, яке знаходиться в гірших умовах, досягає сталого значення (ДСТУ 2886-94).

Автомобіль на стенді обов'язково випробовується при повній масі. Допускається проводити випробування ДТЗ з пневмоприводом в спорядженому стані. В цьому випадку максимальні гальмівні сили коліс і час спрацювання повинні бути перераховані. Загальна питома гальмівна сила і час спрацювання на стенді повинні визначатися як середнє арифметичне значення за результатами трьох випробувань, округлене до десятих. Якщо різниця між якими-небудь з цих значень і середнім більше 5%, випробування необхідно повторити. Як і на дорозі, випробування слід проводити при "холодних" гальмівних механізмах.

Більшість досліджень в області методів діагностування проводилися для методів стендового діагностування. Як видно з вищесказаного, для дослідження параметрів гальмівних систем використовувалися стенди з біговими барабанами. Деякі дослідники, намагаючись отримати більш точні результати, займалися удосконаленням стендів, а інші намагалися автоматизувати процес постановки діагнозу. У роботах не згадується про тиск в гідравлічному приводі як про діагностичний параметр, хоча для пневматичних приводів використовується різниця тиску повітря в гальмівному приводі.

1.4 Аналіз існуючих засобів для контролю технічного стану

Оснащення гальмівних систем автомобілів додатковими пристроями (гідровакуумними і вакуумними підсилювачами, антиблокувальними

пристроями, пристроями для автоматичного регулювання зазорів між колодками і гальмівними барабанами) і підвищення вимог до гальмівних якостей автомобілів роблять неефективними традиційні дорожні методи і засоби їх перевірки [16-18, 26]. Ефективність перевірки гальмівних систем автомобілів забезпечується застосуванням спеціалізованих стендів (рис. 1.4) [38].

У роботах ряду авторів [14, 16, 22-25] були порівняні дані типи стендів і показані переваги випробувань ТЗ на інерційному стенді. Такі висновки зроблені на основі масових перевірок автомобілів, які показали, що на високих швидкостях повніше проявляються приховані несправності. Цей метод більш продуктивний, дозволяє виявити практично всі несправності ТЗ. Перевірка на інерційному стенді необхідна для автомобілів з ABS, гальмом-сповільнювачем. Випробування в даній роботі проводилися на стенді ПДС-Л, конструкції ХАДІ.



Рисунок 1.4 – Засоби контролю технічного стану гальм автомобілів

Деякі методики з розрахунку і вибору параметрів роликового інерційного стенду викладені в роботах вчених ХНАДУ (ХАДІ): д.т.н. Говорущенко М.Я. [14, 17, 18], к.т.н. Рабиновича Е.Х., а також в роботах д.т.н. Варфоломєєва В.М. Скорегував ці рекомендації з урахуванням специфіки використання для пересувної станції Мармут І.А. [23].

Діагностування гальм автомобілів на дорозі за сповільненням автомобілів виконують за допомогою деселерометрів (рис. 1.5) і деселерографів на рівній, сухій, горизонтальній ділянці дороги [21, 33]. Деселерометри призначені для оцінки ефективності дії автомобільних гальм шляхом вимірювання величини максимального сповільнення руху автомобіля при гальмуванні [33].

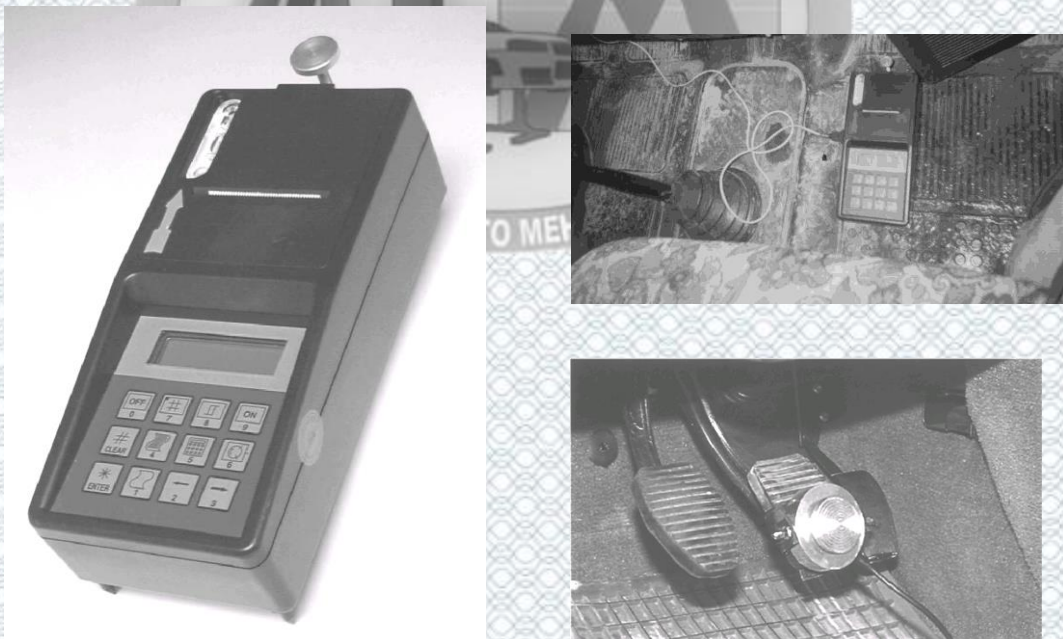


Рисунок 1.5 – Деселерометр AVZM-100

Перевірити стан гідравлічного приводу можна за допомогою манометрів (рис. 1.6), які встановлюються замість штуцерів прокачування системи. Межі вимірювань манометрів складають 0 ... 25 МПа.



Рисунок 1.6 – Манометри для перевірки тиску в гальмівній системі

Недоліком механічних пружинних манометрів є їх інерційність і неможливість вимірювання швидкозмінних тисків та відеозйомки процесу на сучасні носії інформації, наприклад, за весь період гальмування.

Тестери призначені для діагностування гальмівної системи автомобіля та гідравлічного зчеплення. За допомогою таких тестерів можна зробити вимірювання тиску не тільки в трубопроводі гальмівної системи автомобіля, а також і зняти показання тиску в головному гальмівному циліндрі. Манометр забезпечений випускним клапаном для швидкого скидання тиску. У комплектацію тестера входять різні адаптери для підключення до гідравлічної системи автомобіля. Манометр в прогумованому кожусі зі шкалою (0-21 МПа) проводить вимірювання з точністю до 4%.

1.5 Загальна характеристика діяльності авторемонтної бази закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради

КУ «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» (м. Вінниця) забезпечує надійну роботу та безпеку руху автотранспортних засобів, які закріплені за нею та обласними лікувальними закладами. Цей автотранспорт використовується для виконання потрібного обсягу робіт щодо надання екстреної медичної допомоги у Вінницькій області.

Переважна більшість АТЗ є спеціальними автомобілями, що потребують підвищеного рівня конструктивної безпеки. Ця обставина визначає актуальність виконуваного дослідження та доцільність вибору даного підприємства в якості базового.

Авторемонтна база (надалі підприємство) є спільною власністю ряду територіальних громад Вінницької області. Управління підприємством здійснює Вінницька обласна Рада (надалі «Орган управління майном» чи «Засновник»), яка є правонаступником Державного Авторемонтного підприємства управління охорони здоров'я.

Адреса підприємства: 21010, Вінницька обл., м. Вінниця, вул. Салтикова-Щедрина, 112-А.

Основні види діяльності підприємства:

- виконання усіх видів технічного обслуговування АТЗ, які закріплені за підприємством і знаходяться на балансі лікувальних закладів, їх поточного та капітального ремонтів;
- реєстрація в органах МВС та військкоматі автотранспорту придбаного лікувальними закладами;
- облік АТЗ медичних закладів за вимогами органів МВС та військкомату;
- технічний контроль закріплених для обслуговування АТЗ;
- облік та списання шин та акумуляторів АТЗ;
- забезпечення роботи АТЗ, які необхідні для виробничих потреб підприємства;
- ведення документації щодо списання непридатних для експлуатації АТЗ, які закріплені на обслуговування і ремонт;

Права підприємства на виконання функцій:

- участь в дослідженні обставин дорожньо-транспортних пригод, які скоєні водіями обласних лікувальних закладів;
- навчання та інструктаж водіїв лікувальних установ з питань забезпечення безпеки руху;

- контроль питань щодо дотримання правил експлуатації та зберігання АТЗ лікувальних закладів обласного підпорядкування;
- контроль правильності ведення технічної документації (дорожніх листів, журналів тощо) при експлуатації АТЗ лікувальних закладів;
- інформування Засновника щодо виявлених порушень в експлуатації АТЗ медичних установ для прийняття рішень для їх усунення;
- здійснення внутрішніх перевезень вантажів та пасажирів автомобільним транспортом;
- застосування прогресивних методів та форм організації ремонту, впровадження нових технологій підтримки та відновлення працездатності АТЗ.

Дані стосовно авторемонтної бази наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Дані про підприємство

Показник	Значення
Форма власності	Комунальна
Юридичний статус	Юридична особа
Форма фінансування	Господарський розрахунок (обласний бюджет)
Право щодо зовнішньоекономічної діяльності	Не має права
Реєстраційний орган	Вінницька обласна Рада
Керівництво:	Директор - Вічковський Вадим Вячеславович тел.: (0432) 56-22-26, ел.пошта: vin.kuabzoz@ukr.net
Код ЄДРПОУ	21724802

Станом на 30.10.2021 р. за звітністю бухгалтерського обліку КУ «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» мала вартість основних виробничих фондів подану у табл. 1.2.

Аналіз даних таблиця 1.2, дає можливість зробити висновок про структуру ОВФ підприємства: інструменти та прилади становлять 2.26% від

загальної вартості, транспортні засоби – 6.61 %, машини та обладнання – 12.97 %, будівлі, споруди, передавальні пристрої – 77.47 %.

Таблиця 1.2 – Вартість основних виробничих фондів підприємства, тис. грн.

Групи основних засобів	Рік		Темп росту, %
	2016	2017	
1. Будівлі, споруди, передавальні пристрої	4453	4463	0.22
2. Машини та обладнання	653	747	14.39
3. Транспортні засоби	357	381	6.29
4. Прилади, інструмент, інвентар тощо	80	130	38.46
Разом	5580	5761	3.14

В структурі ОВФ рухомий склад (6.61 %) входить до активної частини, бере участь у наданні транспортних послуг.

Остальні фонди (93.39%) призначені для забезпечення діяльності підприємства. Вони утворюють виробничо-технічну базу.

Порівняємо вартість основних виробничих фондів у 2019-му та 2020-му роках:

- вартість будівель, споруд, передавальних пристроїв збільшилась на 0.22%;
- вартість транспортних засобів – на 6.29%;
- вартість машин і обладнання – на 14.39%;
- вартість інструменту, приладів, інвентарю і т. ін. – на 38.46%;
- загальна вартість ОВФ – на 3,14%.

Таким чином, маємо уявлення про роботи з оновлення, ремонту та підтримання в потрібному стані ОВФ: підприємство стабільно збільшує вартість основних виробничих фондів з кожної групи основних засобів. Це є позитивним моментом розвитку підприємства.

Характеристика виробничої діяльності підприємства за останній період наведена в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Роботи, виконувані підприємством за 2020-2021 рр.

Перелік робіт	Разом одиниць	
	2020	2021
1. Капітальний ремонт двигунів	42	40
2. Капітальний ремонт передніх мостів	53	72
3. Капітальний ремонт задніх мостів	13	16
4. Капітальний ремонт коробок передач	20	35
5. Капітальний ремонт рульових керувань	18	18
6. Виконання ТО-1	996	1072
7. Виконання ТО-2	351	384
8. Капітальні ремонти автомобілів	12	8
9. Поточні ремонти	110	370
10. Ремонт електрообладнання	112	285
11. Фарбування і підфарбовування	56	69

Авторемонтна база Вінницької обласної Ради обслуговує 62 автомобілі (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 – Наявність автотранспорту на кінець 2021 року

Найменування показників	Наявність автомобілів, од.
Автомобілі: всього	62
Легкові автомобілі	26
Вантажні автомобілі, включаючи пікапи і фургони на шасі легкових автомобілів	36
В тому числі за призначенням та конструкцією кузова:	
бортові	28
самоскиди	8
за вантажопідйомністю:	28
до 1499 кг	
1500-4999 кг	8
5000-6999 кг	-
7000-9999 кг	-
Пасажирські автобуси	-
Спеціальні автомобілі	-

Підприємство обслуговує різномарочний рухомий склад, який можна сформувати в такі технологічно сумісні групи (таблиця 1.5).

Таблиця 1.5 – Технологічно сумісні групи АТЗ

Технологічно-сумісні групи за типами і марками рухомого складу	Тип автомобіля	К-сть
1	Легкові (ЗАЗ-1105, ВАЗ 2107, 21213, М-21412, ГАЗ-24-13, ІЖ-27156, УАЗ-3152)	20
2	Легкові (Skoda Octavia, Toyota Corolla , Suzuki Swift, Deowoo Nexia, Cherry Elara A-21, Skoda Felicia)	6
3	Фургони (РАФ-22031, Toyota Hi ACE , УАЗ-3962, ГАЗ-33021)	14
4	Вантажні (САЗ-3507, ГАЗ-53, 5204, САЗ-36-08)	22

На території підприємства розташовані: адміністративна будівля, зона поточного ремонту автомобілів, зони ТО-1, ЩО, АЗС, приміщення складів, бокси зберігання спеціальної техніки та відкриті площадки для зберігання АТЗ.

Виробничий корпус містить необхідні дільниці для ТО і ремонту автомобілів. ТО-1 виконується поточним методом, ТО-2 і ПР на тупикових постах.

Майстерні, бокси, естакади, насосна станція, відстійник, огорожі, навіс та інші будівлі і споруди разом складають комплекс забезпечення виробничих завдань. Альтанка використовується для відпочинку працюючих. Площадка де розміщений комплекс є асфальтованою, обмеженою огорожею із залізобетонних панелей, має власні шляхи для під'їзду. Ворота металеві.

Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Гальмівна система автомобіля з гідравлічним приводом є ланцюжком послідовно з'єднаних пристроїв, в яких натискання на педаль привода

перетворюється в тиск робочого тіла. Так як кожен елемент гальмівної системи в даний момент часу має певний, характерний тільки для нього технічний стан, то тиск робочого тіла в колісному гальмівному механізмі, від якого залежить ефективність гальмування, є найважливішим діагностичним параметром. При цьому тиск робочого тіла пов'язаний з переміщенням педаль приводу і ГГЦ. Всі діагностичні параметри, передбачені нормативними документами (сповільнення, гальмівний шлях, час гальмування), одержувані при дорожніх та стендових методах діагностування, дозволяють визначити лише загальний технічний стан системи і не дозволяють вказати місце передбачуваної несправності.

Електронні системи ABS, ASR і ін., що набули широкого поширення і мають бортові системи діагностування також не можуть виявити механічні несправності і порушення герметичності приводу, а лише контролюють цілісність електричних ланцюгів. Наявність гідравлічного блоку ABS / ESP не впливає на можливість діагностування, оскільки при випробуваннях на барабанах він не втручається в роботу системи і при необхідності його можна відключити. Розбирання, і повузлова перевірка займає час, після розгерметизації з системи необхідно видаляти повітря, а органолептичним методом визначити стан елементів важко. Перевірка тиску в системі аналоговим манометром відрізняється невисокою точністю і інерційністю самого приладу. Для проведення точних вимірювань пропонується використовувати датчики тиску, сигнал з яких можна записувати через АЦП в персональний комп'ютер.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– проаналізувати існуючі методи і засоби контролю технічного стану транспортних засобів та визначити перспективи їх використання для встановлення технічного стану елементів гальмівної системи;

- створити математичну модель, яка на основі виміряних параметрів робочих процесів гальмівної системи дозволяла б визначати технічний стан її елементів;
- виконати моделювання та перевірити адекватність створеної моделі експериментальним шляхом;
- розробити питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначити економічну ефективність запропонованих рішень.



РОЗДІЛ 2.

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛІВ

2.1 Обґрунтування та вибір методу визначення технічного стану гальмівної системи

В процесі експлуатації автомобіля мають місце деякі фізико-хімічні необоротні процеси, найчастіше випадкового характеру, які викликають порушення працездатності вузлів і елементів гальмівної системи. Тому кожен елемент гальмівної системи, як об'єкт діагностування, в даний момент часу має певний, характерний тільки для нього стан. У цьому полягає складність вибору уніфікованої номенклатури діагностичних операцій і послідовності їх виконання [14, 16-18].

Як показано в розділі 1, основними вимірювачами гальмівних властивостей автомобіля, регламентованими нормативними документами [3-5], є сповільнення j_a при гальмуванні, час τ гальмування і гальмівний шлях S_2 . Контролю підлягає зусилля F_g , що створюється водієм на педалі гальма, яке не повинно перевищувати встановлений рівень.

Найбільш важливим з точки зору безпеки руху параметром є гальмівний шлях S_2 . Крім того, гальмівний шлях дає більш наочне уявлення про ефективність дії гальмівної системи, ніж величина сповільнення. Але сповільнення є більш об'єктивним параметром, оскільки величина гальмівного шляху залежить не тільки від конструкції гальмівної системи і якості дорожнього покриття, а й від швидкості реакції водія. Тому вважають, що усталене сповільнення характеризує ефективність гальмування і зазвичай його вводять в розрахунки гальмівного шляху [9-21, 26-36].

Завданням діагностики є визначення виду технічного стану, місця передбачуваної несправності і прогнозування технічного стану.

Розглянуті вище діагностичні параметри дозволяють визначити лише вид загального технічного стану гальмівної системи і не дозволяють вказати місце передбачуваної несправності [14, 17].

Складність діагностування гальмівної системи полягає в тому, що робочі процеси одночасно відбуваються в восьми основних вузлах системи, а нормативними документами передбачено лише два вимірювача: зусилля на педалі і сповільнення автомобіля. Час τ гальмування і гальмівний шлях S_g не мають кінематичного зв'язку з вузлами гальмівної системи і є непрямими. Тому для діагностування гальмівної системи доцільно шукати інші підходи, що дозволяють збільшити кількість інформації про технічний стан вузлів системи [22-25].

Розглянемо схему (рис. 2.1) формування приводної сили в гальмівній системі з гідравлічним приводом і підсилювачем гальмівного приводу, який встановлюють на сучасних автомобілях для полегшення керування гальмовою системою і забезпечення такої чутливості гальмівного моменту до керуючого впливу, щоб водій міг найбільш точно коригувати напрямок і швидкість руху.

У гальмівній системі виділимо два основних функціональних блоки: гідравлічний гальмівний привід і виконавчий гальмівний механізм.

До гідравлічного гальмівного приводу відносяться такі функціональні вузли, які беруть участь у формуванні приводної сили:

ГП - гальмівна педаль;

ПГПП - підсилювач гідравлічного гальмового приводу;

ГГЦ - головний гальмівний циліндр;

РГТ - регулятор гальмівного тиску.

При цьому регулятор гальмівного тиску (при наявності його в системі) виконує тільки функцію управління гальмівним тиском задніх коліс.

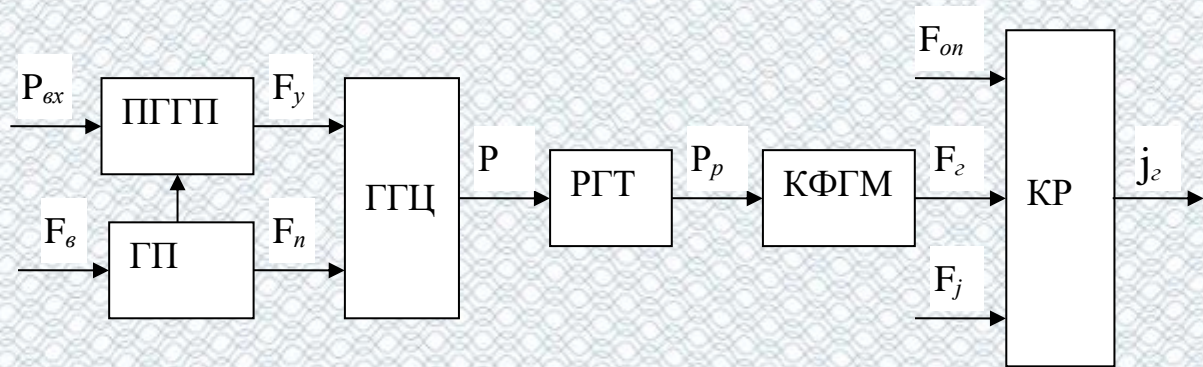


Рисунок 2.1 – Схема формування гальмівної сили в системі з гідравлічним приводом і підсилювачем гальмівного приводу.

Виконавчий гальмівний механізм, позначений на схемі КФГМ - колісний фрикційний гальмівний механізм, є кінцевим вузлом аналізованої гальмівної системи. Однак створений в ньому гальмівний момент при гальмуванні врівноважується моментом штовхальної сили інерції. Тому в структурну схему включений колісний рушій (КР), на якому замикається силова ланцюг.

При розрахунку основних вузлів гальмівної системи автомобіля, завданням якого є визначення основних розмірів приводу, застосовують спрощений метод. Наприклад, розрахунок гідравлічного гальмівного приводу без підсилювача [16, 32, 35, 36] зводиться до визначення діаметрів колісних і головного циліндрів і відношення плечей педалі гальма.

Виходять з того, що розтискне зусилля F_p в колісному механізмі і тиск p в магістралі пов'язані залежністю

$$F_p = s_k \cdot p, \quad (2.1)$$

де $s_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ – площа поперечного перерізу колісного циліндра,

d_k – діаметр колісного циліндра.

Діаметр d_k знаходять виходячи з необхідного розтискного зусилля F_p і заданого максимального тиску p в магістралі (в межах 5 ... 8 МПа):

$$d_k = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi \cdot p}}. \quad (2.2)$$

Щоб максимальний тиск в магістралі досяг заданої величини, необхідно до педалі гальма докласти зусилля

$$F_g = (m/l)(\pi d_2^2 / 4) \cdot p \cdot (1/\eta_{np}), \quad (2.3)$$

де m і l – плечі педалі;

d_2 – діаметр головного циліндра;

η_{np} – ККД гідравлічного привода; $\eta_{np} = 0,92$ [16, 32].

Повний хід h_n педалі гальма встановлюється об'ємом рідини, що витісняється з головного циліндра при гальмуванні. Його визначають за формулою

$$h_n = \{ [2 \cdot (d_1^2 \cdot x_1 + d_2^2 \cdot x_2) / d_2^2] + \Delta \} \cdot (l/m), \quad (2.4)$$

де d_1 і d_2 – діаметри передніх і задніх колісних циліндрів;

x_1 і x_2 – відстань, на яку розходяться поршні тих же циліндрів при гальмуванні;

Δ – зазор між штовхачем і днищем поршня головного циліндра.

Для барабанного гальмівного механізму відстань x , на яку розходяться поршні, залежить від конструкції механізму і визначається за формулою

$$x = 2 \cdot \delta \cdot (a + c) / c, \quad (2.5)$$

де δ – нормальний зазор між фрикційним накладкою колодки і гальмівним барабаном;

a і c – координати прикладання нормальної і розтискної сили в барабанному гальмівному механізмі.

Для дискового гальмівного механізму відстань x визначають з рівняння

$$x = 2 \cdot \delta, \quad (2.6)$$

де δ – нормальний зазор між фрикційною накладкою колодки і диском;

$$h_n = 0,15 \dots 0,18 \text{ м.}$$

Зусилля і хід педалі задають в таких межах: $F_g = 500 \dots 600 \text{ Н.}$

Потім, вирішуючи спільно рівняння (2.3) і (2.4), знаходять d_z і передавальне число педального приводу як відношення l до m .

З урахуванням того, що передавальне число педального приводу і площа поршня головного циліндра відповідно рівні:

$$i_n = \frac{l}{m} \text{ та } s_z = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4},$$

то рівняння (2.3) можна представити в наступному вигляді:

$$F_g = \frac{s_z}{i_n \cdot \eta_{np}} \cdot p. \quad (2.7)$$

Як зазначено вище, це відповідає схемі гідравлічного гальмівного приводу без підсилювача. Так як зусилля від гальмівної педалі

$$F_n = i_n \cdot F_6, \text{ то } F_n \cdot \eta_{np} = s_2 \cdot p. \quad (2.8)$$

У виразі (2.8) добуток тиску p на площу поршня s_2 головного циліндра є реакцію, що протидіє силі F_n , яка прикладена до штоку педального приводу.

У відповідності зі схемою на рис. 2.1 при працюючому підсилювачі і натисканні на гальмівну педаль на поршень ГГЦ діє сумарна сила

$$F_c = F_n + F_y, \quad (2.9)$$

де F_n – зусилля від гальмівної педалі;

F_y – зусилля, що створюється вакуумним підсилювачем гальмівного приводу.

Якщо прийняти, що між зусиллям, створюваним підсилювачем гальмівного приводу, і зусиллям на педалі гальма існує пропорційна залежність, можна уявити зусилля F_y як частину k_y зусилля на педалі гальма

$$F_y = k_y \cdot F_6. \quad (2.10)$$

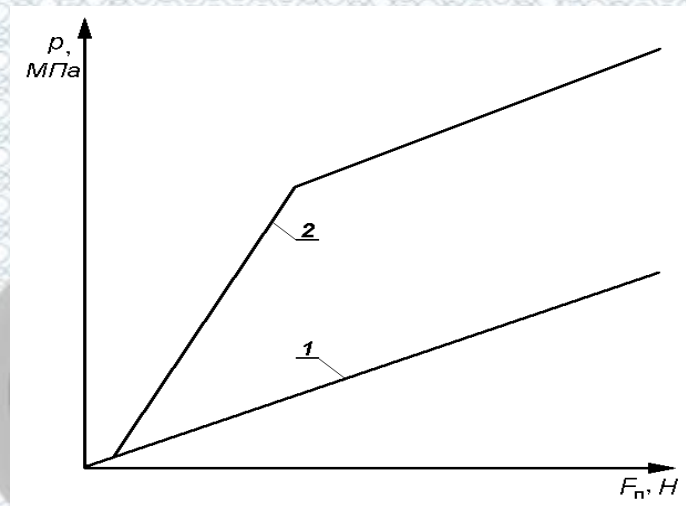
У цьому випадку в вираз (2.8) замість F_n правомірно підставити значення сумарної сили F_c , рівне

$$F_c = i_n \cdot F_6 + k_y \cdot F_6 = F_6 \cdot (i_n + k_y); \quad (2.11)$$

тоді

$$F_g = \frac{s_2}{(i_n + k_y) \cdot \eta_{np}} \cdot p; \text{ або } p = \frac{(i_n + k_y) \cdot \eta_{np}}{s_2} \cdot F_g. \quad (2.12)$$

Вираз (2.12), що представляє залежність тиску рідини в головному гальмівному циліндрі від зусилля на педалі гальма, називається статичною характеристикою гідравлічного гальмівного приводу [32, 35].



1 – робота ТЗ без включення підсилювача; 2 – робота ТЗ з підсилювачем

Рисунок 2.2 – Статична характеристика гідравлічного приводу

Вона відображає процеси в приводі як при непрацюючому (рис. 2.2 лінія 1, $k_{y_i} = 0$), так і при працюючому (рис. 2.2 лінія 2, $k_{y_i} = 2 \dots 3$) підсилювачі. Представлена на рис. 2.2 статична характеристика підсилювача містить три ділянки, на яких коефіцієнт k_{y_i} приймає різні значення. Наприклад, на першій ділянці $k_{y_i} = 0$, так як підсилювач вступає в дію після того, як зусилля на педалі гальма досягає деякої величини, відповідної початку відкриття атмосферного клапана. Потім $k_{y_i} = 2 \dots 3$ – вступає в дію підсилювач, а потім знову $k_{y_i} = 0$ – нахил характеристики такий ж, як і при непрацюючому підсилювачі.

Таким чином, вирази (2.7) і (2.10) складають діагностичну модель гідравлічного приводу з підсилювачем, в якій діагностичними параметрами доцільно вибрати тиск робочого тіла в гальмівній магістралі і зусилля на педалі гальма, а діагностованими параметрами – втрати в приводі (у вигляді ККД приводу) і коефіцієнт посилення k_y .

Так як відповідно до нормативних документів зусилля на педалі гальма контролюють, то тиск робочого тіла в гальмівній магістралі є додатковим діагностичним параметром.

При цьому гальмівний привід можна діагностувати в статичному режимі. Під статичним режимом будемо розуміти випробування гальмівного приводу, коли колеса не обертаються. Випробування проводять у два етапи шляхом натискання на педаль гальма при підключеному діагностичному обладнанні.

Перший етап – робота гальмівної системи без підсилювача (при вимкненому двигуні), другий етап – робота ТЗ з підсилювачем. Метою випробувань є отримання статичних характеристик приводу. За результатами першого етапу з рівняння (2.7) можна знайти ККД приводу

$$\eta_{np} = \frac{p}{F_g} \cdot \frac{s_z}{i_n}. \quad (2.13)$$

За результатами другого етапу з рівняння (2.12) можна знайти коефіцієнт посилення

$$K_y = \frac{p}{F_g} \cdot \frac{s_z}{\eta_{np}} - i_n, \quad (2.14)$$

хоча це робити не обов'язково, досить побудувати суміщений графік $p = f(F_g)$ за результатами двох етапів випробувань. Якщо підсилювач працює, то при меншому зусиллі на педалі досягається більш високий тиск в магістралі, як це

показано на рис. 2.2.

Вираз, що представляє залежність гальмівних сил від тиску рідини в робочих (колісних) гальмівних циліндрах є динамічною характеристикою колісних гальмівних механізмів. Ці характеристики отримують в динамічному режимі. Динамічний режим реалізується при стендових або дорожніх випробуваннях з підключеним діагностичним обладнанням шляхом службового гальмування. Метою динамічного режиму є отримання гальмівних діаграм, за якими діагностуються колісні гальмівні механізми.

Наведені залежності підтверджують, що наявність інформації про тиск робочої рідини в системі істотно полегшує вирішення завдання діагностування гальмівної системи.

Такий підхід дозволяє проаналізувати поведінку основних вузлів гальмівної системи за допомогою математичної моделі шляхом імітації типових відхилень в їх роботі. Причому в імітаційній моделі, яка розглядається нижче, можна використовувати дані, отримані безпосередньо в процесі випробувань. Порівняння результатів моделювання з результатами випробувань дозволяє швидше і більш аргументовано поставити достовірний діагноз.

Запропонований підхід можна характеризувати як метод статодинамічних випробувань.

2.2 Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи

Загальна формула для визначення гальмівного моменту, створеного колодковим барабанним і дисковим гальмівним механізмом, має вигляд [32]:

$$M_{\tau} = \mu \cdot r_{mp} \cdot K_{\Gamma} \cdot N_{\Gamma}, \quad (2.15)$$

де K_{Γ} – геометричний коефіцієнт гальмівного механізму;

$r_{тр}$ – радіус тертя;

N_{Γ} – результуюча від всіх елементарних сил, нормальних до поверхні тертя.

Для дискового гальма можна записати, що $K_{\Gamma}=2$ оскільки сила прикладається з 2-х сторін, а для барабанного гальма $K_{\Gamma} = f(e, c, a, h)$.

Для виявлення потенційних діагностичних параметрів розглянемо рівняння, що описують процеси в дисковому гальмовому механізмі як найбільш простому і широко поширеному на легкових автомобілях.

Рівнодіюча нормальних сил, що діють з боку приводного механізму через накладку колодки на диск:



$$N = p \cdot s_k, \quad (2.16)$$

де p – тиск робочого тіла,

$s_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$ – площа поршня колісного (робочого) циліндра.

Сумарна тангенціальна (гальмівна) сила тертя і гальмівний момент, створювані дисковим гальмівним механізмом:

$$T_{\tau} = z \cdot N \cdot \mu = z \cdot p \cdot s_k \cdot \mu; \quad (2.17)$$

$$M_{\tau} = z \cdot r_{cp} \cdot \mu \cdot s_k \cdot p, \quad (2.18)$$

де z – число пар тертя;

μ – коефіцієнт тертя;

r_{cp} – середній радіус тертя диска.

При випробуваннях на стенді тангенціальна сила, створювана силами інерції обертових мас, і момент сил інерції, відповідно рівні

$$T_u = (m_k + 0,5m_{cm}) \cdot j_m = m_{np} \cdot j_m ; \quad (2.19)$$

$$M_u = r_k \cdot (m_k + 0,5m_{cm}) \cdot j_m = r_k \cdot m_{np} \cdot j_m , \quad (2.20)$$

де $j_m \cdot m_{np}$ – сила інерції, що врівноважує гальмівну силу;

m_{np} – приведена маса обертових частин колеса і стенду,

r_k – радіус колеса.

Момент сил інерції (2.20) врівноважується моментом тертя (2.18). Для оцінки гальмівних механізмів застосовують критерій – коефіцієнт гальмівної ефективності, який представляє відношення гальмівного моменту, створюваного гальмівним механізмом, до умовного приводного моменту [36].

$$K_g = \frac{j_m \cdot m_{np} \cdot r_k}{r_{cp} \cdot z \cdot s_k \cdot P} . \quad (2.21)$$

Об'єднаємо частину геометричних параметрів і назвемо геометричним фактором

$$\frac{1}{z \cdot s_k} \cdot \frac{r_k}{r_{cp}} = A_2 . \quad (2.22)$$

До складу A_2 входять відомі для даного автомобіля параметри. Приведена маса обертових частин колеса і стенду m_{np} є характеристикою

конкретного стенду. Після підстановки (2.22) в (2.21) отримаємо вираз коефіцієнта гальмівної ефективності:

$$K_{\text{э}} = \frac{j_m}{p} \cdot A_2 \cdot m_{np} . \quad (2.23)$$

Як випливає з формули (2.21), коефіцієнт гальмівної ефективності можна визначити, якщо виміряти усталене сповільнення j_m і усталений тиск p .

Щоб розширити діагностичні можливості математичної моделі, скористаємося широко відомим прийомом: послідовно прологарифмуємо (2.23):

$$\ln K_{\text{э}} = \ln j_m - \ln p + \ln A_2 + \ln m_{np} , \quad (2.24)$$

а потім продиференціюємо отриманий вираз (2.22):

$$\frac{dK_{\text{э}}}{K_{\text{э}}} = \frac{dj_m}{j_m} - \frac{dp}{p} + \frac{dA_2}{A_2} + \frac{dm_{np}}{m_{np}} . \quad (2.25)$$

У виразі (2.25), замінивши нескінченно малі прирости $dK_{\text{э}}$, dj_m , dp , dA_2 і dm_{np} на скінченні прирости, $\Delta K_{\text{э}}$, Δj_m , Δp , ΔA_2 і Δm_{np} , отримаємо:

$$\frac{\Delta K_{\text{э}}}{K_{\text{э}}} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_2}{A_2} + \frac{\Delta m_{np}}{m_{np}} , \quad (2.26)$$

звідки відносна зміна коефіцієнта гальмівної ефективності визначається як відносна зміна геометричного фактора, різниці відносних змін усталеного

сповільнення і усталеного тиску робочого тіла в контурі, так як приведена маса стенду – величина постійна і $\Delta m_{np} = 0$:

$$\frac{\Delta K_{\text{э}}}{K_{\text{э}}} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_z}{A_z}. \quad (2.27)$$

Аналогічні дії зробимо над формулою (2.22), прийнявши незмінними s_k .

Тоді



$$\frac{\Delta A_z}{A_z} = \frac{\Delta r_{mp}}{r_{mp}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_k}{r_k}. \quad (2.28)$$

У дорожніх умовах гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, врівноважується моментом штовхальної сили інерції на колісному рушії, тобто

$$F_T = j_m \cdot m_i \quad \text{або} \quad j_m \cdot m_i = A_z \cdot \mu \cdot p, \quad (2.29)$$

де j_m – сповільнення автомобіля при гальмуванні;

m_i – штовхальна маса.

Застосовуючи до рівняння (2.29) той же прийом визначення відносних змін змінних, можна отримати вираз, аналогічний (2.25), який замикає весь ланцюг перетворення енергії в гальмівній системі, що дозволяє простежити вплив відносних відхилень всіх структурних параметрів на ефективність гальмування. Так дії над рівнянням (2.25) дає вираз, що зв'яже відносні відхилення: сповільнення, геометричних параметрів, коефіцієнта тертя і тиску робочої рідини.

Відомо, що у автомобілів, що знаходяться в експлуатації, спостерігається істотне зниження гальмівних властивостей через порушення регулювань і зміни структурних параметрів гальмівної системи. Несправності виникають практично у всіх основних вузлах системи.

Наведені рівняння розкривають структуру зміни гальмівного моменту (сили тертя) в гальмівних механізмах, обумовлену зміною коефіцієнта тертя і геометричних розмірів, в тому числі середнього радіусу тертя, і встановлюють взаємозв'язок між структурними і діагностичними параметрами.

Оцінка технічного стану основних вузлів гальмівної системи тільки за показником чутливості сповільнення j_m до сили F_n натискання на педаль не може дати позитивних результатів, так як вираз містить 9 невідомих. Цей показник можна застосовувати для оцінки загального технічного стану гальмівної системи, якщо вираз (2.25) розглядати як діагностичну функцію, то за вимірними діагностичними параметрами j_m і F_n можна визначити відхилення коефіцієнта k .

2.3 Уточнена модель гальмівної системи з гідравлічним приводом

Виходячи з принципу поетапного вдосконалення моделі, викладеному в п. 2.1, визначимо додаткові фактори, які суттєво впливають на технічний стан гальмівної системи.

Для цього проаналізуємо характерні несправності в гальмівній системі і причини їх породжують, на прикладі автомобілів ВАЗ.

Несправність: зменшений робочий хід педалі гальма.

Причини:

- засмічення компенсаційного отвору ГГЦ;
- перекриття компенсаційного отвору ГГЦ внаслідок розбухання ущільнювача;

– відсутність зазору між поршнем ГГЦ і штоком вакуумного підсилювача.

Несправність: збільшений робочий хід педалі гальма.

Причини:

- пошкодження гумових ущільнювачів ГГЦ;
- надмірна об'ємна деформація гнучких шлангів;
- немає автоматичного регулювання зазору в задніх гальмах;
- теплове розширення гальмівних барабанів внаслідок перегріву.

Несправність: недостатня ефективність гальмування.

Причини:

- виток гальмової рідини з колісних циліндрів;
- повітря в гальмівній системі;
- пошкоджені гумові ущільнювачі в ГГЦ;
- пошкоджені гумові шланги системи гідроприводу.

Несправність: мимовільне гальмування при працюючому двигуні або неповне розгальмовування всіх коліс.

Причини:

- підсос повітря у вакуумного підсилювача або інші несправності в ньому;
- відсутній вільний хід педалі гальма.

Несправність: пригальмовування одного з коліс при відпущеній педалі.

Причина:

- ослабла або поламалася стяжна пружина гальмівних колодок;
- заїдання поршня в колісному циліндрі;
- набухання кілець ущільнювачів колісного циліндра;
- відсутність зазору між колодками і барабаном;
- порушення положення супорта щодо гальмівного диска;
- підвищене биття гальмівного диска.

Навіть цей далеко не повний перелік характерних несправностей і причин їх виникнення свідчить про те, що більшість несправностей з'являється через порушення зазорів в сполученнях приводу, ГГЦ, робочих циліндрів, колодкових механізмів.

Тому одним з найважливіших доповнень, яке необхідно включити в уточнену модель, є зв'язок переміщень ланок гальмівної системи з тиском і силами в її вузлах.

Інша поширена причина появи несправностей – зміна фізичних властивостей гумових ущільнювачів, що несе за собою збільшення коефіцієнта тертя і втрату рухливості поршнів. Тому в уточненій моделі необхідно врахувати втрати на тертя. Оскільки структурними параметрами є розміри, то більш детально вплив технічного стану всього гідравлічного приводу можна простежити, проаналізувавши привід по параметру переміщення.

І, нарешті, об'ємне розширення системи, збільшення ходу поршнів робочих циліндрів через зростаючі в результаті зносу зазори, а також виток робочої рідини з системи – це найважливіші експлуатаційні фактори, які також необхідно врахувати в моделі.

Для складання математичної моделі, крім структурної схеми, необхідно прийняти розрахункову схему, в якій слід позначити параметри, що враховуються при моделюванні.

Педаля гальма: контрольовані параметри – вільний хід педалі; жорсткість поворотної пружини; коефіцієнт посилення (співвідношення плечей важеля);

ПГП: контрольовані параметри – коефіцієнт посилення; прорив діафрагми; підсмоктування повітря; пропуск повітря в запірному клапані; набухання манжети циліндра підсилювача (гідровакуумний підсилювач), атмосферного і вакуумного клапанів;

ГГЦ: контрольовані параметри – виток робочого тіла, збільшення коефіцієнта тертя; низький рівень робочого тіла в бачку; наявність повітря;

збільшення (зменшення) зазору між штоком і поршнем; заклинювання поршня; засмічення компенсаційного отвору;

РГТ: контрольовані параметри – різний тиск в контурах; виток робочого тіла;

КФГМ: контрольовані параметри (барабанне гальмо) – знос або замащення колодок (зниження коефіцієнта тертя); поломка або ослаблення пружини стяжної пружини; відсутність або зменшення зазору між накладками і барабаном; збільшений зазор між накладками і барабаном; зменшення товщини барабана (тріщина), виток робочого тіла;

Гальмівні магістралі: контрольовані параметри – об'ємна деформація; механічна деформація деталей системи; виток робочого тіла через нещільності з'єднання.

Розрахункова схема, показана на рисунку 2.3, містить ті ж вузли, що і схема, зображена на рисунку 2.1.

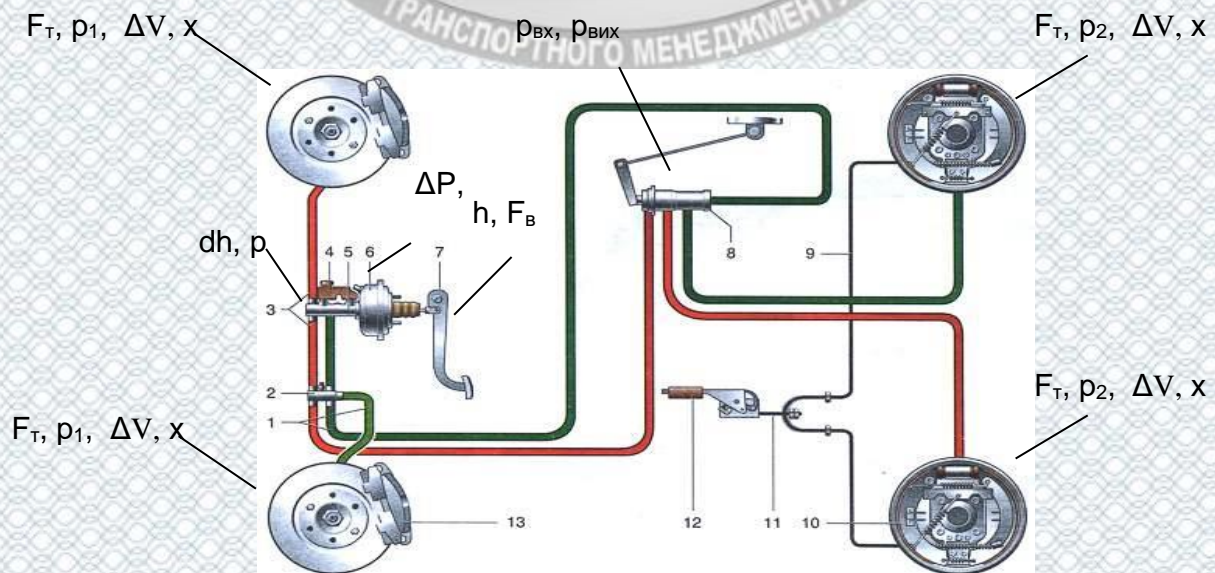


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема процесів в гальмівній системі

Математичну модель можна представити у вигляді системи диференціальних рівнянь, складених на основі балансу сил, що діють в

механізмах, рівнянь руху їх ланок і об'ємного балансу робочої рідини в системі.

2.3.1 Рівняння руху рухомих деталей приводу

Педальний гальмівний привід є першим ступенем посилення, виконаний у вигляді важеля, закріпленого на осі, із співвідношенням довжинами плечей l і m , що визначають передавальне число педального приводу $\frac{l}{m} = i_n$.

Повний хід педалі



$$h_n = h_{n0} + h_{np} + h_{nz}, \quad (2.30)$$

де h_{n0} – вільний хід педалі, при якому вибираються всі зазори в механізмах приводу;

h_{np} – робочий хід педалі, що витрачаються на створення тиску в системі;

h_{nz} – запас ходу.

Активний хід поршня головного гальмівного циліндра починається тільки при робочому ході педалі, тобто при безпосередньому впливі штока (штовхача). Тому переміщення поршня з урахуванням передавального числа педального приводу

$$h_2 = \frac{h_{np}}{i_n}. \quad (2.31)$$

Швидкість переміщення поршня головного гальмівного циліндра

$$c_2 = \frac{dh_2}{d\tau} = \frac{1}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau}, \quad (2.32)$$

де τ – час.

Диференціальне рівняння зміни об'єму головного гальмівного циліндра

$$\frac{dV_2}{d\tau} = s_2 \cdot c_2 = s_2 \cdot \frac{dh_2}{d\tau} = \frac{s_2}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau}, \quad (2.33)$$

де s_2 – активна площа поршня головного гальмівного циліндра.

У міру переміщення поршня головного гальмівного циліндра в гальмівній системі зростає тиск робочої рідини, під дією якого переміщуються поршні робочих циліндрів гальмівних механізмів. Ці переміщення поршнів не залежать від кінематичних зв'язків з приводом, а лише компенсують зазори між гальмівними накладками і дисками або барабанами.

Швидкість переміщення кожного поршня робочого циліндра

$$c_p = \frac{dh_p}{d\tau}, \quad (2.34)$$

де h_p – хід поршня робочого циліндра.

Диференціальне рівняння зміни об'ємів робочих циліндрів

$$\frac{dV_p}{d\tau} = s_p \cdot c_p = s_p \cdot \frac{dh_p}{d\tau}, \quad (2.35)$$

де s_p – активна площа поршня робочого циліндра.

2.3.2 Рівняння об'ємного балансу

Процес підвищення тиску рідини в головному циліндрі в залежності від зусилля натискання на гальмівну педаль доцільно розглянути в даній моделі з

урахуванням стисливості робочої рідини, об'ємного розширення деталей приводу і витоку робочої рідини через нещільності в головному циліндрі і в колісних робочих циліндрах.

Стисливість робочої рідини, тобто здатність зменшувати об'єм при збільшенні тиску, і деформація деталей, що утворюють гальмівну систему, впливають на даний процес.

Стисливість рідини характеризується коефіцієнтом стисливості або об'ємним модулем пружності $E_v = 1/\alpha$. Для розглянутих рідин можна прийняти $\alpha = (6 \dots 7) 10^{-4} \text{ МПа}^{-1}$.

За даними [16] коефіцієнт стисливості дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Газу, що знаходяться в рідині в розчиненому (дисперсному) стані, не роблять істотного впливу на її механічні властивості. Однак, якщо тиск в будь-якій точці об'єму рідини зменшується, газу виділяються з розчину у вигляді бульбашок, які погіршують властивості рідини, збільшуючи коефіцієнт стисливості. Відносна кількість газу, який може розчинитися в рідині до її насичення, прямо пропорційна тиску на поверхні розділу.

Оскільки кількість газу, розчиненого в рідині до насичення, прямо пропорційна тиску, то при зменшенні останнього нижче величини, при якій відбулося насичення рідини газом, надлишок газу виділиться з неї. Описана властивість рідини має велике значення для роботи гальмівної системи з гідроприводом, так як присутність нерозчиненого газу погіршує, а в багатьох випадках може повністю порушити її роботу. Крім виділення газу, що знаходиться в гальмівній рідині в розчиненому вигляді, в гальмівному приводі можливий підсос повітря через зазори, що з'являються в колісних гальмівних механізмах в результаті зносу деталей, що труться.

Оскільки стисливість повітря (газу) при невисоких тисках незрівнянно вища (в тисячі разів) стисливості рідин (модуль пружності повітря дорівнює приблизно абсолютному його тиску), наявність в них повітряних бульбашок

значно знижує модуль їх пружності. Внаслідок цього жорсткість гідравлічного приводу знижується і підвищується його податливість.

Тому дані про об'ємний модуль пружності і коефіцієнт стисливості рідини α_c , наведені вище, є орієнтовними і можуть використовуватися в розрахунках з метою порівняння реальних характеристик гідравлічного приводу з теоретичними (ідеалізованими).

Деформація трубопроводів і піддатливих деталей, що утворюють гальмівну систему, враховується коефіцієнтом β об'ємного розширення приводу, який при аварійному гальмуванні приймають рівним $\beta = 1,05 \dots 1,1$ [32].

$$s_2 \cdot c_2 \cdot d\tau = \alpha \cdot \beta \cdot V_c \cdot dp + \sum Q_j \cdot d\tau, \quad (2.36)$$

де α – коефіцієнт стисливості робочої рідини;

β – коефіцієнт об'ємного розширення деталей приводу;

V_c – сумарний об'єм гальмівної системи з урахуванням збільшення об'єму в результаті спрацювання всіх гальмівних механізмів;

s_2 – активна площа поршня головного циліндра;

c_2 – швидкість переміщення поршня головного циліндра;

p – тиск робочої рідини в гальмівному приводі;

τ – час;

$\sum Q_j \cdot d\tau$ – сума об'ємів робочої рідини, що одночасно витікають із системи;

Q_j – секундна витрата робочої рідини.

Виток робочої рідини через зазори в механізмах:

$$Q_y = \mu_y \cdot f_z \cdot \sqrt{p/\rho}, \quad (2.37)$$

де $\mu_y \cdot f_z$ – ефективне прохідний перетин зазорів;

ρ – густина робочого тіла.

$$dp = \frac{dV_2}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} - \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} \cdot (Q_{y2} + Q_{yn} + Q_{yz}) \cdot d\tau, \quad (2.38)$$

Q_{y2} – виток робочої рідини через зазори в головному гальмівному циліндрі;

Q_{yn} – виток робочої рідини через зазори в передніх циліндрах;

Q_{yz} – виток робочої рідини через зазори в задніх циліндрах.

Тиск робочої рідини в гальмівному приводі:

$$p = p_{(i-1)} + dp, \quad (2.39)$$

де $p_{(i-1)}$ – тиск в системі, обчислений на попередньому кроці;

dp – приріст тиску, обчислений за формулою (2.38).

Сумарний об'єм гальмівної системи можна представити як суму об'ємів сполучних трубопроводів V_{mp} , головного гальмівного циліндра V_2 і робочих гальмівних циліндрів V_p :

$$V_c = V_{mp} + V_2 + V_p. \quad (2.40)$$

Об'єм головного гальмівного циліндра складається з початкового об'єму V_{n2} і приросту dV_2 , що визначається з рівняння (2.35):

$$V_2 = V_{n2} + dV_2. \quad (2.41)$$

Об'єм робочого колісного циліндра складається з початкового об'єму V_{np} і приросту dV_p , що визначається з рівняння (2.33):

$$V_p = V_{np} + dV_p. \quad (2.42)$$

2.3.3 Баланс сил в гідравлічному гальмівному приводі

Гідравлічний гальмівний привід забезпечує передачу зусилля F_g на педалі гальма, створюваного водієм, з коефіцієнтом посилення, достатнім для отримання необхідної гальмівної сили в гальмівному механізмі.

Вхідне зусилля F_g на педалі гальма приводу, що створюється водієм, відтворюється на виході у вигляді зусилля F_n на штоку гальмівної педалі. При цьому водій долає зусилля поворотної пружини F_{np} і опір тертя $F_{mрп}$. Баланс сил у педальному приводі

$$i_n \cdot F_g - F_{np} - F_{mрп} = F_n. \quad (2.43)$$

Сила поворотної пружини

$$F_{np} = F_3 + C_{np} \cdot h_n, \quad (2.44)$$

де F_3 – сила попереднього затягування пружини;

C_{np} – жорсткість пружини.

Якщо силу тертя $F_{mрп}$ виразити через умовний коефіцієнт тертя μ_n , представивши як $F_{mрп} = \mu_n \cdot F_g$, відношення сили пружини до зусилля на педалі позначити $(F_{np} / F_g) = k_{np}$, то після перетворень:

$$F_n = (i_n - \mu_n - k_{np}) \cdot F_\epsilon \quad \text{чи} \quad \frac{F_n}{F_\epsilon} = (i_n - \mu_n - k_{np}). \quad (2.45)$$

При наявності підсилювача гальмівного приводу на поршень головного гальмівного циліндра діє сумарна сила підсилювача і приводу $F_y + F_n$, під дією якої поршень переміщається. Приймавши, як і раніше, $F_y = k_y \cdot F_\epsilon$, отримаємо

$$F_n + F_y = (i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_\epsilon. \quad (2.46)$$

Але при цьому виникає сила тертя поршня F_{mpz} , спрямована проти руху поршня. Прийемо силу тертя поршня як добуток нормальної сили, що діє на поверхню s_y ущільнювального кільця, на коефіцієнт тертя μ_y :

$$F_{mpz} = \mu_y \cdot s_y \cdot p. \quad (2.47)$$

Баланс сил в гідравлічному приводі описується рівнянням

$$(i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_\epsilon = p \cdot (s_2 + \mu_y \cdot s_y). \quad (2.48)$$

Взаємозв'язок між тиском і зусиллям на педалі гальмового приводу

$$p = \frac{i_n + k_y - k_{np} - \mu_n}{s_2 + \mu_{y2} \cdot s_{y2}} \cdot F_\epsilon. \quad (2.49)$$

2.3.4 Виконавчий гальмівний механізм

За формою поверхонь, що труться, колісні фрикційні гальмівні механізми діляться на барабанні та дискові.

Колодковий барабанний гальмівний механізм виконується за кількома схемами. Загальна формула для визначення гальмівної сили, створеної колодковим барабанним гальмівним механізмом, виконаним за будь-якою схемою, може бути представлена [16, 32]:

$$F_T = s_p \cdot \frac{r_{\bar{o}}}{r_k} \cdot (i_1 + i_2) \cdot \mu \cdot p_p \cdot \quad (2.50)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

s_p – активна площа поршня робочого циліндра;

$r_{\bar{o}}$ – радіус барабана;

i_1, i_2 – кінематичні передавальні числа механізмів першої і другої колодки, що передають зусилля від силових пристроїв до колодок;

r_k – радіус кочення колеса (радіус кочення без проковзування); $r_k = \lambda \cdot r_0$;

λ – коефіцієнт деформації шин; $\lambda = 0.94 \dots 0.96$;

r_0 – вільний радіус колеса.

Для барабанних гальмівних механізмів з рівними приводними силами $i_1 = i_2$, тому

$$F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{\bar{o}}}{r_k} \cdot i \cdot \mu \cdot p_p \cdot \quad (2.51)$$

Дисковий гальмівний механізм простіший в конструкції і широко поширений на легкових автомобілях. Формула для визначення гальмівної сили, створеної дисковим гальмівним механізмом [32]:

$$F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{mp}}{r_k} \cdot \mu \cdot p_p, \quad (2.52)$$

де r_{mp} – середній радіус тертя диска.

Відповідно до схеми, наведеної на рис. 2.1, гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, врівноважується моментом штовхальної сили інерції на колісному рушії. З балансу сил на кожному колесі в рівнянні (2.45) показано, що

$$\frac{F_T}{p_p} = K_m \quad \text{чи} \quad \frac{j_m \cdot m_i}{p_p} = K_m.$$

Для барабанних гальмівних механізмів з рівним розподілом сил

$$K_{mb} = \frac{2 \cdot s_p \cdot r_o \cdot i}{r_k} \cdot \mu, \quad (2.53)$$

для дискових гальмівних механізмів

$$K_{md} = \frac{2 \cdot s_p \cdot r_{mp}}{r_k} \cdot \mu. \quad (2.54)$$

Висновки до розділу 2

Відомо, що у автомобілів, що знаходяться в експлуатації, можуть істотно знижуватися гальмівні властивості через порушення регулювань і зміни структурних параметрів гальмівної системи. Несправності виникають практично у всіх основних вузлах системи.

Наведені рівняння розкривають структуру зміни гальмівного моменту (сили тертя) в гальмівних механізмах, обумовлену зміною коефіцієнта тертя і геометричних розмірів, в тому числі середнього радіусу тертя, і встановлюють взаємозв'язок між структурними і діагностичними параметрами.

На основі виконаного структурного аналізу для кожного функціонального вузла гальмівної системи визначена аналітична залежність, що встановлює взаємозв'язок між структурними і діагностичними параметрами, що може служити основою для побудови діагностичної моделі.



РОЗДІЛ 3.

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Задачі та етапи експериментального дослідження, комплекс використовуваних програмно-апаратних засобів

Проведенню експериментальних досліджень було підпорядковане вирішення наступних завдань:

- перевірити працездатність засобів вимірювальної техніки та ефективність програмного забезпечення;
- ідентифікувати математичну модель і перевірити її адекватність;
- перевірити інформативність електричних сигналів на виходах датчиків тиску і переміщення педалі як діагностичних параметрів;
- отримати кількісні характеристики параметрів: тиску в гідравлічному приводі і активного ходу поршня гтц при спрацьовуванні справних і несправних елементів приводу;
- визначити найбільш раціональні режими діагностування компонентів гальмівної системи;
- підтвердити правомірність пропонованих методів визначення технічного стану гальмівної системи;
- накопичити експериментальний матеріал для розробки обґрунтованих практичних рекомендацій щодо діагностування компонентів гальмівної системи.

Комплекс програмно-апаратних засобів (КПАЗ) складається з стенду з біговими барабанами, двох тахогенераторів постійного струму, датчика сповільнення, персонального комп'ютера з інтегрованим в його склад АЦП, програмного забезпечення і вимірювальних модулів.

Апаратні та програмні засоби складаються з окремих модулів, інтегрованих в структуру комплексу програмно-апаратних засобів, що забезпечує йому гнучкість, зменшує надмірність апаратних засобів, але зберігає універсальність комплексу, так як при відкритій конфігурації є можливість нарощування апаратно-програмних засобів, в залежності від розв'язуваних задач. Модулі АЦП, що сполучаються з ЕОМ, випускаються різними фірмами різної структури, швидкодії і числа каналів. При синтезі системи важливо правильно визначити структуру і технічні характеристики модуля, щоб з числа модулів, наявних на ринку, вибрати необхідний.

На рис. 3.1 приведена структурна схема комплексу програмно-апаратних засобів, орієнтована на дослідження і діагностування автомобіля на стенді з біговими барабанами.

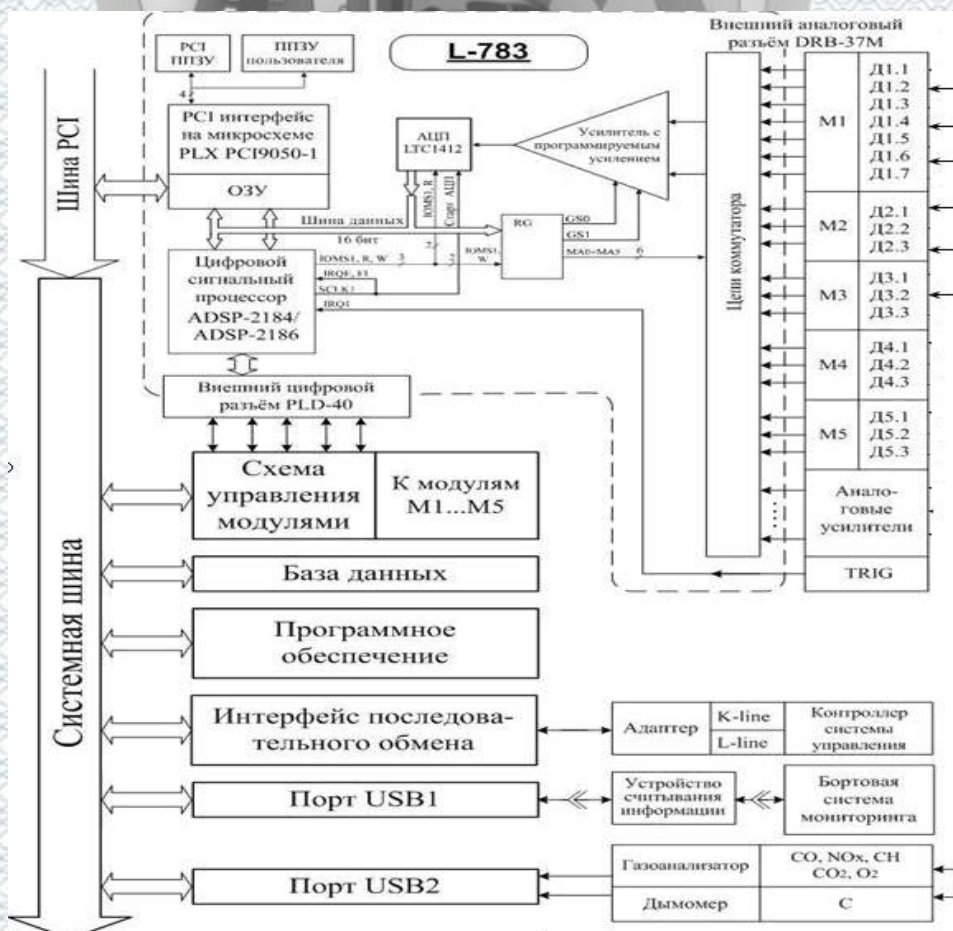


Рисунок 3.1 – Структурна схема комплексу програмно-апаратних засобів

В КПАЗ був обраний ПК і модуль АЦП L-783. Архітектура плати L-783 така, що забезпечується введення-виведення цифрових даних, необхідних, наприклад, для управління модулями в системі вимірювання. Для реєстрації даних за допомогою інтегрованого в структуру персонального комп'ютера АЦП рядом фірм розроблені програмні продукти. З їх допомогою накопичені дані у вигляді каліброваних сигналів про процеси в гальмівній системі записуються в файл, який може бути оброблений в подальшому для ідентифікації. Для роботи з платою АЦП була обрана програма «Power Graph». Програмне забезпечення (ПЗ) «Power Graph» призначене для запису, обробки та зберігання аналогових сигналів, що реєструються за допомогою аналого-цифрових перетворювачів. ПЗ «PowerGraph» дозволяє використовувати персональний комп'ютер як заміну стандартних вимірювальних та реєструючих приладів (вольтметри, самописці, осцилографи, спектроаналізатори і т.д.). Призначення ПЗ «PowerGraph»: збір даних з різних вимірювальних пристроїв і приладів; реєстрація та візуалізація даних в режимі реального часу; редагування, математична обробка та аналіз даних; зберігання, імпорт і експорт даних.

3.2 Характеристики гальмівних систем, обраних для експериментальної перевірки

Перевірку працездатності засобів вимірювальної техніки та ефективності програмного забезпечення проводили на кількох автомобілях.

Відповідно до наведеного переліку завдань для експериментальної перевірки були обрані автомобілі: Škoda Octavia 1,8 (передньопривідний автомобіль з дисковими гальмами на передній і задній осі) і «ВАЗ 2107» (задньопривідний автомобіль з дисковими гальмами на передній і барабанними на задній осі).

3.2.1 Характеристика гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia 1,8T

Автомобіль Škoda Octavia 1,8T був оснащений датчиками, необхідними для даних досліджень і використовувався сумісно з діагностичним комплексом.

Таблиця 3.1 – Характеристика гальмівної системи і ГГЦ

Характеристики гальмівної системи і головного гальмівного циліндра	Показник
Тип привода	гідравлічний з поділом по діагоналі
Спосіб регулювання тиску	по осям
Діаметр головного гальмівного циліндра, мм	23,8
Активна площа поршня головного гальмівного циліндра, см ²	4,45
Максимальний хід поршня ГГЦ, мм	17
Активний хід поршня ГГЦ, мм	10...13
Робочий об'єм ГГЦ при активному ході 13 мм, см ³	5,78
Максимальний тиск робочого тіла в гальмівній системі, МПа	16

Таблиця 3.2 – Характеристика з'єднувальних трубопроводів

Характеристика з'єднувальних трубопроводів і гальмівної рідини	Показник
Довжина, мм	2500
Діаметр отвору, мм	3
Площа поперечного перерізу, см ²	0,07
Об'єм внутрішньої порожнини трубопровода, см ³	17,6
Гальмівна рідина	синтетична на водній основі
Густина гальмівної рідини при температурі 20 ⁰ С, г/дм ³	1050
Об'ємний модуль пружності E_v , МПа	1500...2000
Коефіцієнт стискуваності α_c , МПа ⁻¹	$(5...6,66) \cdot 10^{-4}$

Сумарний об'єм одного контуру гальмівної системи відповідно до рівняння (2.17) можна представити як суму об'ємів

$$V_{\Sigma} = V_{mp} + V_2 + 2V_n + 2V_3,$$

де $V_{mp} = 17,6 \text{ см}^3$ – об'єм з'єднувального трубопроводу;

$V_2 = 5,78 \text{ см}^3$ – об'єм головного гальмівного циліндра.

Об'єми робочих гальмівних циліндрів – передніх коліс V_n і задніх V_3 відповідно до таблиці мають мінімальний і максимальний об'єми в залежності від зношеності гальмівних накладок і дисків.

За результатами розрахунку сумарний об'єм робочої порожнини одного контуру приводу становить:

- мінімальний об'єм (нові накладки і диск) – $V_{\Sigma min} = 14,43 \text{ см}^3$;
- максимальний об'єм (зношені накладки і диск) – $V_{\Sigma max} = 89,74 \text{ см}^3$;
- під час проведення експерименту (накладки зношені на 4,65 мм і диск зношений на 2 мм) об'єм – $V_{\Sigma} = 46,23 \text{ см}^3$.

Таблиця 3.3 – Геометричні розміри елементів гідроприводу гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia 1,8T

Назва параметра	гальмівний механізм передніх коліс	гальмівний механізм задніх коліс
Тип гальмівного механізма	дисковий	дисковий
Діаметр диска гальмівного механізма, мм	288	230
Діаметр циліндра колісного механізма, мм	54	38
Площа поршня колісного механізма, см^2	22,90	11,34
Зазор між торцем поршня і циліндром, мм:		
мінімальний	1	1
максимальний	12	12
при проведенні експеримента	5,65	5,65
Об'єм робочої порожнини колісного циліндра, см^3 :		
мінімальний	2,29	1,134
максимальний	27,48	13,61

при проведенні експеримента	12,94	6,41
-----------------------------	-------	------

3.2.2 Характеристика гальмівної системи автомобіля ВАЗ 2107

Автомобіль «ВАЗ 2107», що знаходиться в повсякденній експлуатації, був обраний для дорожніх випробувань, тому був оснащений мінімальною кількістю діагностичних засобів вимірювання, які не впливають на безпеку руху.

Таблиця 3.4 - Характеристика гальмівної системи і ГГЦ

Характеристики гальмівної системи і головного гальмівного циліндра	Показник
Тип привода	гідравлічний з поділом по діагоналі
Спосіб регулювання тиску	по осям
Діаметр головного гальмівного циліндра, мм	25,1
Активна площа поршня головного гальмівного циліндра, см ²	4,95
Максимальний хід поршня ГГЦ, мм	17
Активний хід поршня ГГЦ, мм	10...13
Робочий об'єм ГГЦ при активному ході 13 мм, см ³	6,43
Максимальний тиск робочого тіла в гальмівній системі, МПа	8

Таблиця 3.5 – Характеристика з'єднувальних трубопроводів

Характеристика з'єднувальних трубопроводів і гальмівної рідини	Показник
Довжина, мм	2500
Діаметр отвору, мм	3
Площа поперечного перерізу, см ²	0,07
Об'єм внутрішньої порожнини трубопровода, см ³	17,6
Гальмівна рідина	синтетична на водній основі
Густина гальмівної рідини при температурі 20° С, г/дм ³	850
Об'ємний модуль пружності E_v , МПа	1200...1500
Коефіцієнт стискуваності α_c , МПа ⁻¹	$(6,66...8,33) \cdot 10^{-4}$

Таблиця 3.6 – Геометричні розміри елементів гідроприводу гальмівної системи автомобіля «ВАЗ 2107»

Назва параметра	гальмівний механізм передніх коліс	гальмівний механізм задніх коліс
Тип гальмівного механізма	дисковий	барабанний
Діаметр диска (барабана), мм	265	250
Діаметр циліндра колісного механізма, мм	33,94/23,4	22,5

3.3 Ідентифікація математичної моделі

Ідентифікацію математичної моделі виконували на основі даних, отриманих при стендових випробуваннях гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia 1,8, що має характеристики, наведені в п. 3.2.1.

Як зазначено вище, товщина накладок колісних механізмів до моменту проведення випробувань становила 6,35 мм. Сумарний об'єм одного контуру гідросистеми, розрахований з урахуванням результатів вимірювань товщини накладок, рівний 46,23 см³, використовувався в розрахунках при ідентифікації математичної моделі.

Процес наростання тиску в системі відбувається за 0,2 ... 0,3 секунди, тому при ідентифікації математичної моделі виток робочого тіла можна не враховувати.

Рівняння об'ємного балансу робочого тіла в гальмівній системі (2.16) без урахування витоків і об'ємного розширення деталей буде виглядати так

$$s_2 \cdot dh_a = \alpha \cdot V_\Sigma \cdot dp \text{ или } dV_a = \alpha \cdot V_\Sigma \cdot dp, \quad (3.1)$$

де $dV_a = s_2 \cdot dh_a$ – зміна об'єму ГГЦ при активному ході поршня.

В інтегральному вигляді рівняння об'ємного балансу має вигляд

$$p = \frac{1}{\alpha_c} \cdot \frac{V_a}{V_\Sigma}, \quad (3.2)$$

де $V_a = s_2 \cdot h_a$ – об'єм ГГЦ при поточному активному ході поршня h_a .

Як показано вище, сумарний об'єм V_Σ можна обчислити за відомими геометричними розмірами і в рівнянні (3.2) залишається два параметра невідомих: V_a і α_c . Першочерговим завданням ідентифікації математичної моделі є визначення початку і значення активного ходу поршня ГГЦ.

У розділі 2 показано, що коефіцієнт стисливості α_c дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Очевидно, що коефіцієнт стисливості α_c можна визначити за результатами випробувань, перетворивши рівняння (3.2) до вигляду

$$\alpha_c = \frac{1}{V_\Sigma} \cdot \frac{V_a}{p}. \quad (3.3)$$

Ідентифікація математичної моделі, в основному, стосується статичних режимів випробувань приводу. Якщо за допомогою вимірювальної системи синхронно записати сигнали датчиків, як функції часу: переміщення педального приводу і силу натиснення на нього, а також тиск в приводі, то по переміщенню педалі h_n можна обчислити повне переміщення поршня ГГЦ.

$$h_2 = \frac{h_n}{i_n} - \Delta, \quad (3.4)$$

де h_n – робочий хід педалі,

i_n – передаточне число педального приводу,

Δ – зазор між штовхачем педалі і торцем поршня ГГЦ.

3.3.1 Методика визначення фаз руху поршня ГГЦ

В русі поршня ГГЦ можна виділити кілька фаз.

Перша фаза – хід поршня, необхідний для перекриття компенсаційних отворів.

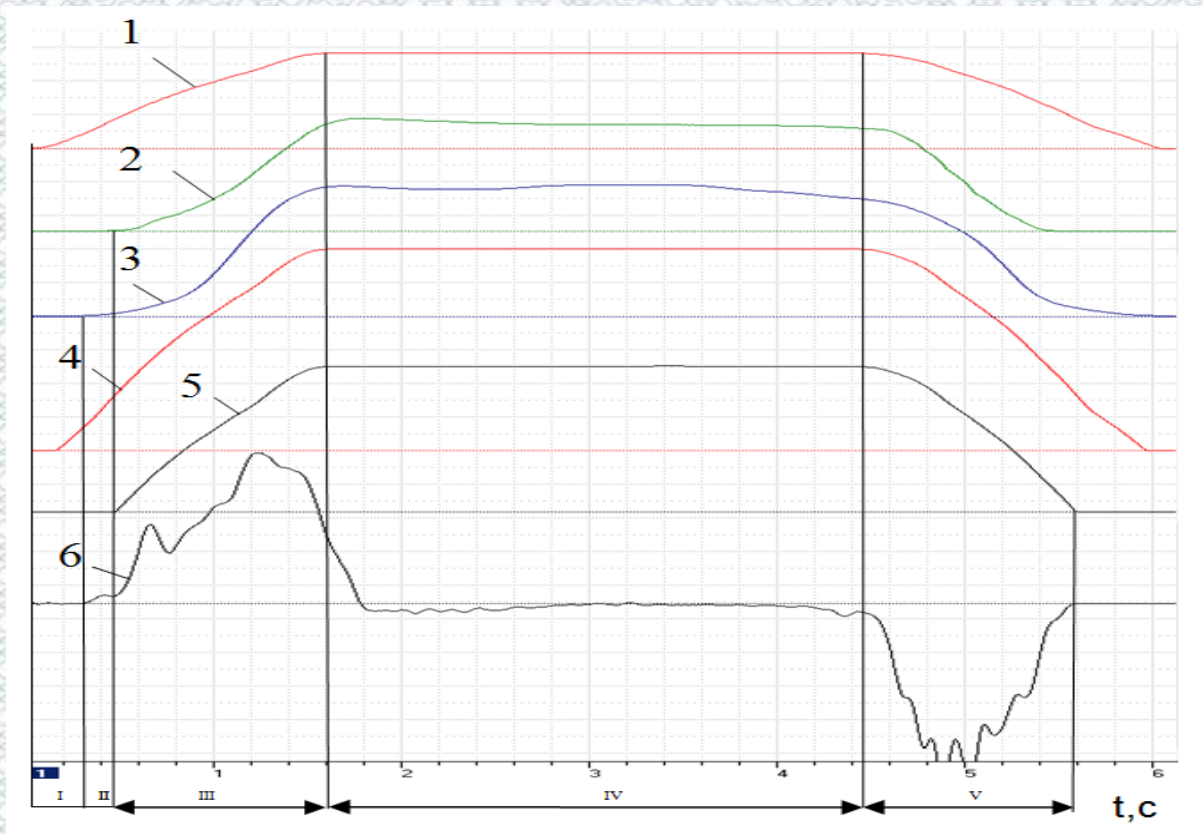
Друга фаза, протягом якої поршень ГГЦ витісняє гальмівну рідину в колісні гальмівні циліндри. Поршні колісних циліндрів переміщуються, вибираючи зазори між колодками і дисками (барабанами). Хід поршня ГГЦ в другій фазі відбувається при незначному підвищенні тиску в контурі, необхідному для подолання сили пружності гумових ущільнювачів колісних гальмівних механізмів (або зусилля стяжної пружини).

Третя фаза – активний хід поршня ГГЦ, що витрачаються на створення тиску в системі. Величина цього ходу залежить від коефіцієнта стисливості α_c , ступеня зношеності гальмівних накладок (об'єму робочих порожнин колісних циліндрів) і герметичності робочих об'ємів всього приводу. Герметичність робочих об'ємів має велике значення, так як від неї залежить виток робочого тіла з системи – одна з найпоширеніших несправностей гальмівних систем.

Четверта фаза – вистій. У цій фазі поршень ГГЦ нерухомий. Якщо виток робочого тіла з системи відсутній, то тиск в кожному контурі зберігається постійним до відпускання педалі.

П'ята фаза – зворотний хід поршня ГГЦ. При відпусканні педалі приводу під дією тиску і пружин поршень ГГЦ повертається у вихідне положення.

Для визначення перерахованих фаз руху поршня ГГЦ можна скористатися діаграмою тиску робочого тіла, записаною синхронно з переміщенням педалі. Однак, у другій фазі руху, коли поршень ГГЦ витісняє гальмівну рідину в колісні гальмівні циліндри, тиск наростає дуже повільно, а величина тиску становить 0,2 ... 0,3 МПа. У цьому неважко переконається, аналізуючи діаграми, наведені на рис. 3.2. Визначити з достатньою точністю початок другої і третьої фази по діаграмі тиску проблематично.



I – хід поршня до перекриття компенсаційних отворів; II - витіснення гальмівної рідини, вибір зазорів між колодками і диском; III - активний хід поршня, що витрачається на створення тиску в системі; IV - момент, коли поршень ГГЦ нерухомий (не показаний);

V - зворотний хід поршня ГГЦ

1 - хід педалі гальма; 2 - тиск в гідроприводі; 3 - сила натискання на педаль; 4 - сила натискання на педаль; 5 - хід поршня ГГЦ; 6 - перша похідна тиску за часом dp/dt

Рисунок 3.2 – Осцилограми робочого процесу в контурі гідроприводу, отримані в статичному режимі

Пропонується визначати фази руху поршня ГГЦ по швидкості наростання тиску. Програма Power Graph містить вбудовану функцію диференціювання, за допомогою якої можна отримати першу похідну тиску, тобто швидкість наростання тиску, помістивши її в додатково відкритий канал.

У нижній частині рис. 3.2 приведена діаграма швидкості наростання тиску $dp/d\tau$, отримана шляхом диференціювання тиску $p = f(\tau)$ в програмі «Power Graph». Різде зростання $dp/d\tau$ свідчить про початок третьої фази – активного ходу поршня ГГЦ.

Друга фаза, яка відповідає витісненню поршнем ГГЦ гальмівної рідини в колісні гальмівні циліндри, супроводжується незначною швидкістю наростання тиску $dp/d\tau$ і також чітко помітна на рисунку.

Програма Power Graph має опцію «Аналіз», в складі якої є функція «X/Y – осцилограф». Вона дозволяє представити вміст одного каналу як функцію від вмісту іншого каналу.

Користуючись функцією «X/Y-осцилограф» на рис. 3.3 представили швидкість наростання тиску як функцію переміщення поршня ГГЦ.

За рис. 3.3 визначили, що активний хід поршня ГГЦ (третья фаза) починається після того, як він пройшов 3,4 мм, при цьому перша фаза становить 1,4 мм, друга фаза – 2 мм.

Переміщення поршня ГГЦ в другій фазі руху неважко перевірити по співвідношенню площ поршнів ГГЦ і колісних циліндрів.

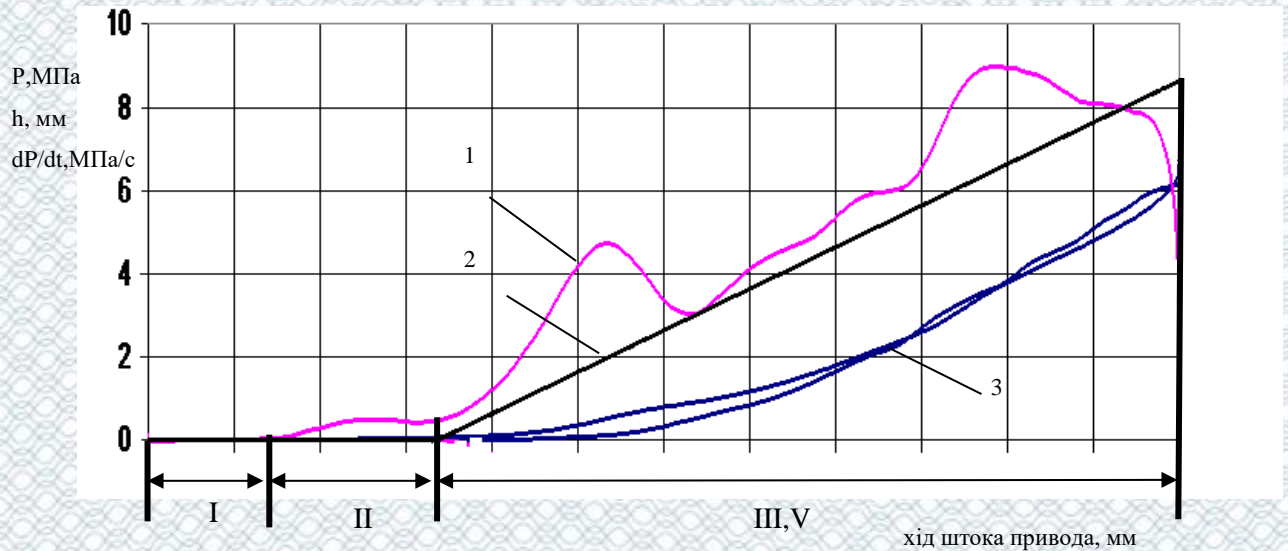
Площа поршня головного гальмівного циліндра – 4,45 см²; площі поршнів колісних механізмів: переднього – 22,90 см², заднього – 11,34 см².

Хід поршня ГГЦ в другій фазі руху

$$h_{22} = \frac{2(s_n + s_3)}{s_2} \cdot \delta = \frac{2(29,2 + 11,34)}{4,45} \cdot 0,13 = 1,989 \text{ мм},$$

де $\delta = 0,13$ мм – усереднений зазор між накладками і дисками.

При загальному ході поршня 12 мм за вирахуванням сумарного переміщення в першій і другій фазах, що склало 3,4 мм, активний хід поршня ГГЦ за результатами статичних випробувань $h_a = 8,6$ мм.



I - хід поршня до перекриття компенсаційних отворів; II - витіснення гальмівної рідини, вибір зазорів між колодками і диском; III - активний хід поршня, що витрачаються на створення тиску в системі; IV - момент, коли поршень ГГЦ нерухомий (не показаний); V - зворотний хід поршня ГГЦ

1 - швидкість наростання тиску, МПа/с; 2 - активний хід поршня ГГЦ, мм;

3 - тиск у передньому колесі, МПа

Рисунок 3.3 – Швидкість наростання і фази руху поршня

3.3.2 Визначення коефіцієнта стисливості робочого тіла

Після визначення активного ходу поршня ГГЦ з рівняння (3.3) знаходимо коефіцієнт стисливості як функцію $\alpha_c = f(V_a / p)$.

На рис. 3.4 приведена залежність коефіцієнта стисливості α_c від активного ходу поршня ГГЦ при двох послідовних натисканнях на педаль гальма.

Вище вказувалося, що коефіцієнт стисливості робочого тіла дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Отримані значення α_c на два порядки відрізняються від нормативних величин для даної гальмівної рідини, що, по-перше, свідчить про наявність повітря в системі; по-друге, зміна значень α_c при

двох послідовних натисканнях на педаль гальма свідчить про наявність витoku робочого тіла з системи.



1 – 1-е натиснення на педаль; 2 – 2-е натиснення на педаль

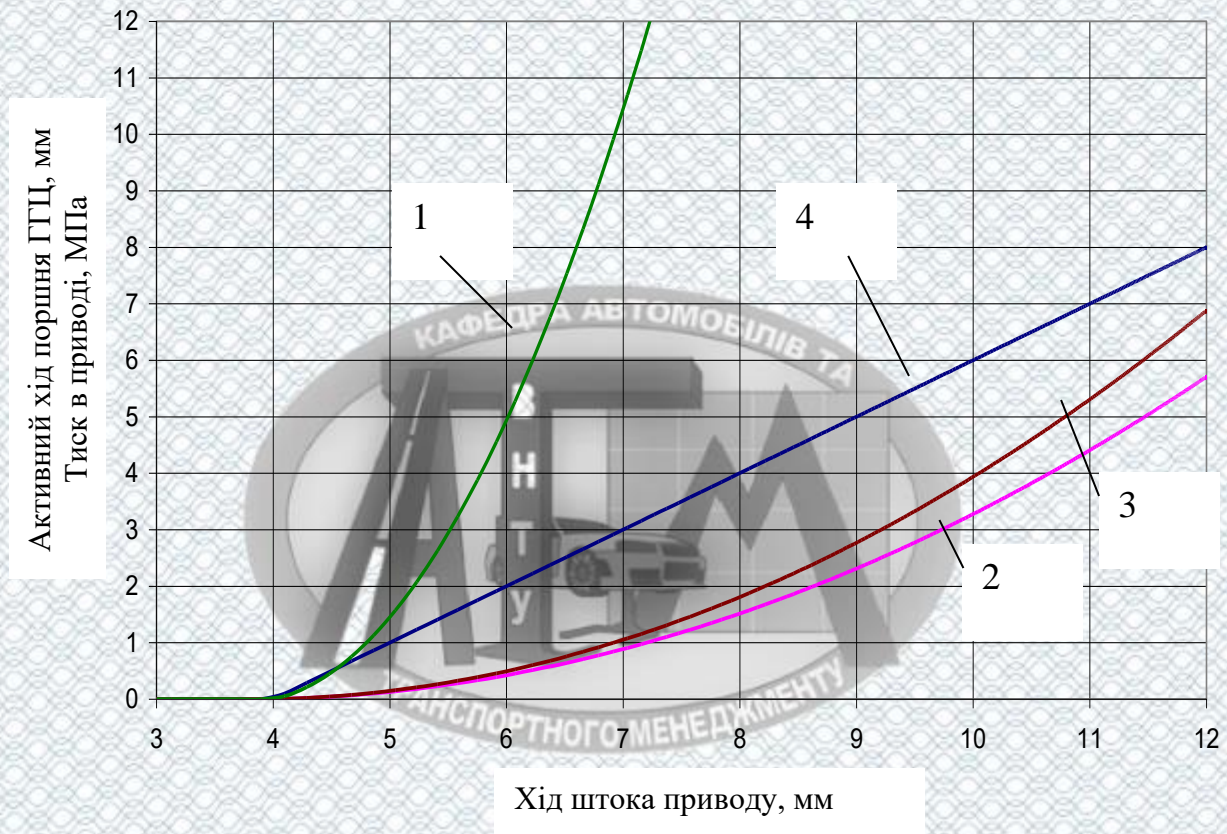
Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта стисливості від ходу поршня ГГЦ при дворазовому натисканні на педаль

3.3.3 Вплив стискуваності робочого тіла на величину тиску в системі

У наведеному вище прикладі повторне натискання на педаль супроводжується підвищенням тиску. Це означає, що з системи через нещільності першим йде повітря, його місце займає рідина, зменшується α_c і тиск в системі при наступному натисканні на педаль досягає більш високих значень. На рис. 3.5 приведена залежність тиску від ходу поршня ГГЦ при різних значеннях коефіцієнта стисливості робочого тіла.

Дві нижні криві відображають тиск при α_c , зображених на рис. 3.4, а верхня крива – відповідає збільшенню α_c в сто раз. З рис. 3.5 видно, що зменшення вмісту повітря в робочому тілі системи сприяє досягненню більш високих значень тиску при меншому ході поршня ГГЦ.

Таким чином, коефіцієнт стисливості робочого тіла є інформативною ознакою для оцінки технічного стану гальмівної системи, дозволяючи виявляти такий вид несправності як наявність повітря в системі.



1 - система без повітря; 2,3 – система з різним ступенем заповітрявання;
4 – хід поршня ГТЦ

Рисунок 3.5 – Залежність тиску в приводі і ходу поршня ГТЦ від ходу штока приводу при різному коефіцієнті стискуваності

3.3.4 Вплив витоків робочого тіла на процеси в приводі

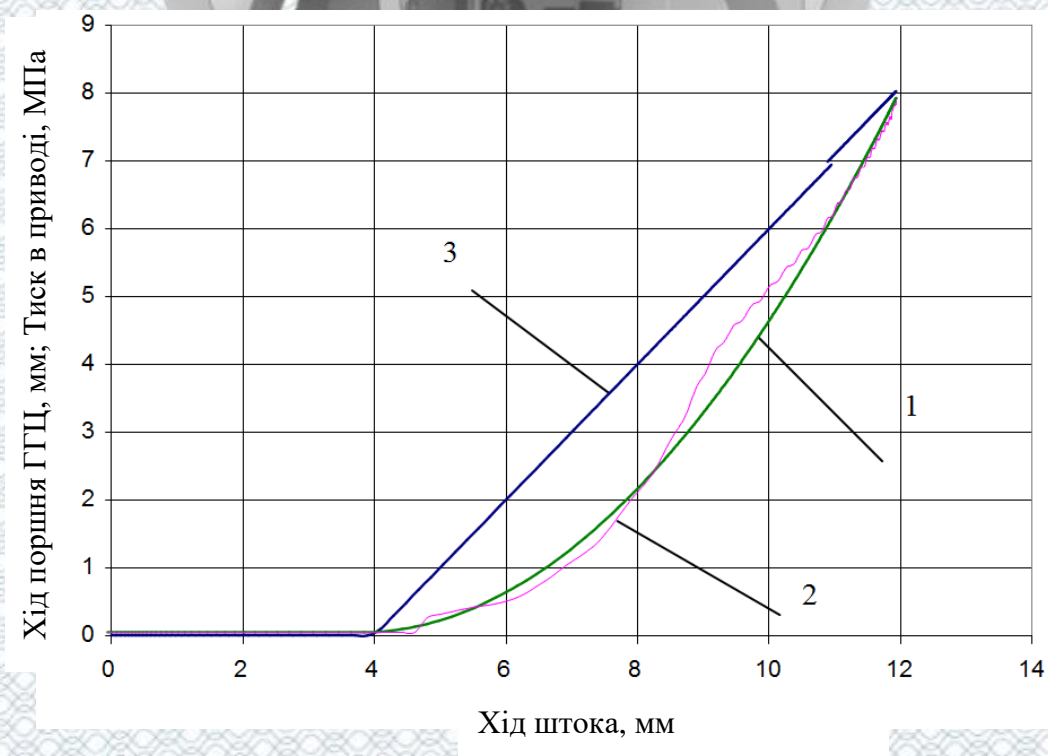
У розглянутому варіанті моделювання витоків повітря з системи як більш м'якого, ніж рідина, робочого тіла призводив до підвищення тиску. Інакше проходить робочий процес, якщо з системи через зазори витікає рідина. Фрагмент осцилограми робочого процесу, наведений на рис. 3.2, свідчить про

те, що через виток при нерухомому поршні ГГЦ тиск в системі поступово знижується.

Отже, зміна тиску при нерухомому поршні ГГЦ є інформативною ознакою для оцінки герметичності системи.

3.4 Перевірка адекватності моделі

Адекватність моделі перевірялася при статичних випробуваннях. На рис. 3.6 наведені криві, отримані експериментальним шляхом і розрахунковим. Перевірка адекватності моделі показала, що похибка моделювання не перевищує 13%.



1 – розрахунковий; 2 – вимірний; 3 – хід поршня ГГЦ

Рисунок 3.6 – Залежність тиску від ходу штока

3.4.1 Визначення статичних характеристик приводу

Як показано в розділі 2, функція перетворення гальмівного приводу описується рівняннями (2.7) і (2.10), де витрати сили на стиск пружин і втрати на тертя в приводі виражені через ККД приводу і рівні $\eta_{np} = 0,92 \dots 0,95$.

$$p \cdot \frac{s_2}{(i_n + k_y) \cdot \eta_{np}} = F_6 \text{ або } p \cdot \frac{s_2}{i_n \cdot \eta_{np}} = F_6.$$

де: p – тиск робочої рідини в гальмівному приводі;

s_2 – активна площа поршня головного циліндра;

i_n – передаточне число педального приводу;

k_y – коефіцієнт посилення підсилювача гальмівного приводу;

η_{np} – ККД приводу;

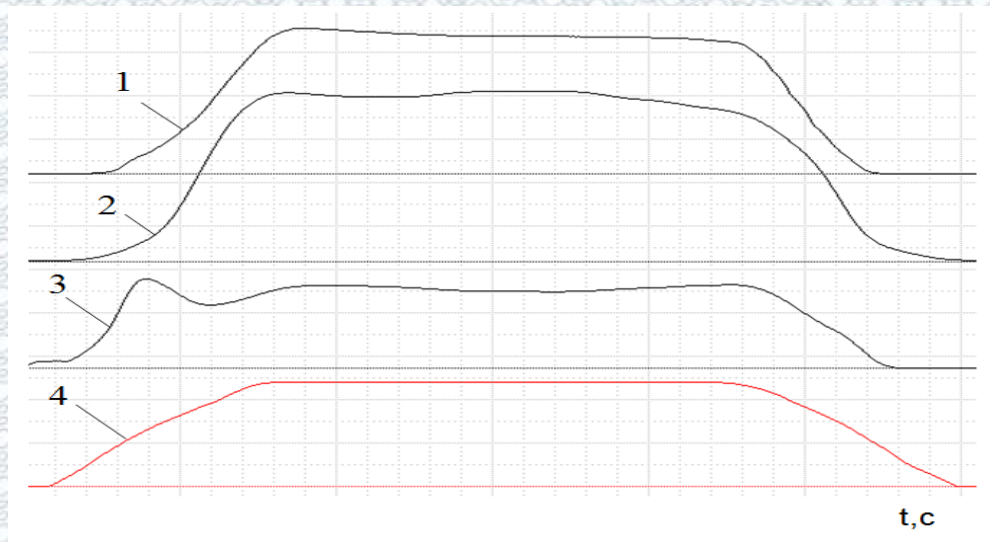
F_6 – зусилля на педалі гальма приводу, що створюється водієм.

Перше рівняння відображає баланс сил в гідравлічному гальмівному приводі при працюючому підсилювачі гальмівного приводу, а друге відповідає випадку, якщо підсилювач гальмівного приводу не працює, тобто $k_y = 0$.

На рис. 3.7 наведені осцилограми тиску в системі, зусилля на педалі, переміщення поршня і обчислене значення ККД приводу. Там же зазначено, що гальмівний привід можна діагностувати в статичному режимі. Під статичним режимом розуміють випробування гальмівного приводу, коли колеса не обертаються.

Випробування проводяться в два етапи шляхом натискання на педаль гальма при підключеному діагностичному обладнанні.

Перший етап – робота гальмівної системи без підсилювача (при вимкненому двигуні), другий етап – робота ТЗ з підсилювачем. Метою випробувань є отримання статичних характеристик приводу.



1 – тиск в приводі ТЗ; 2 – сила натиснення на педаль; 3 – ККД приводу ТЗ;
4 – хід педалі гальма

Рисунок 3.7 – Осцилограма робочого процесу і обчислене значення ККД приводу за результатами вимірювань

Маючи геометричні параметри приводу, і користуючись цими рівняннями, записавши параметри процесів в приводі при непрацюючому і працюючому ДВЗ автомобіля, можна оцінити працездатність підсилювача гальмівного приводу і ККД приводу.

На рис. 3.8 наведено фрагмент зміни ККД приводу на активному ході поршня ГГЦ, з якого видно, в тій частині ходу поршня, де тиск зростає найбільш інтенсивно, значення ККД знижуються до рівня 0,74.

Отже, зміна в різних фазах ходу поршня є інформативною ознакою для оцінки втрат в приводі, зокрема, для виявлення таких несправностей як розбухання гумових ущільнювачів або задири в ГГЦ.

3.4.2 Оцінювання працездатності підсилювача гальмівної системи

Випробування проводили на автомобілі Škoda Octavia 1,8T, для якого відомі всі геометричні параметри приводу. Відповідно до вихідних даних,

наведених в табл. 3.1, площа поршня ГГЦ $s_z = 4,45 \text{ см}^2$, передавальне число приводу $i_n = 4,5$, ККД приводу прийнято $\eta_{np} = 0,95$. При цьому рівняння (3.1) і (3.2) набувають вигляду (3.5) при гальмуванні без підсилювача:

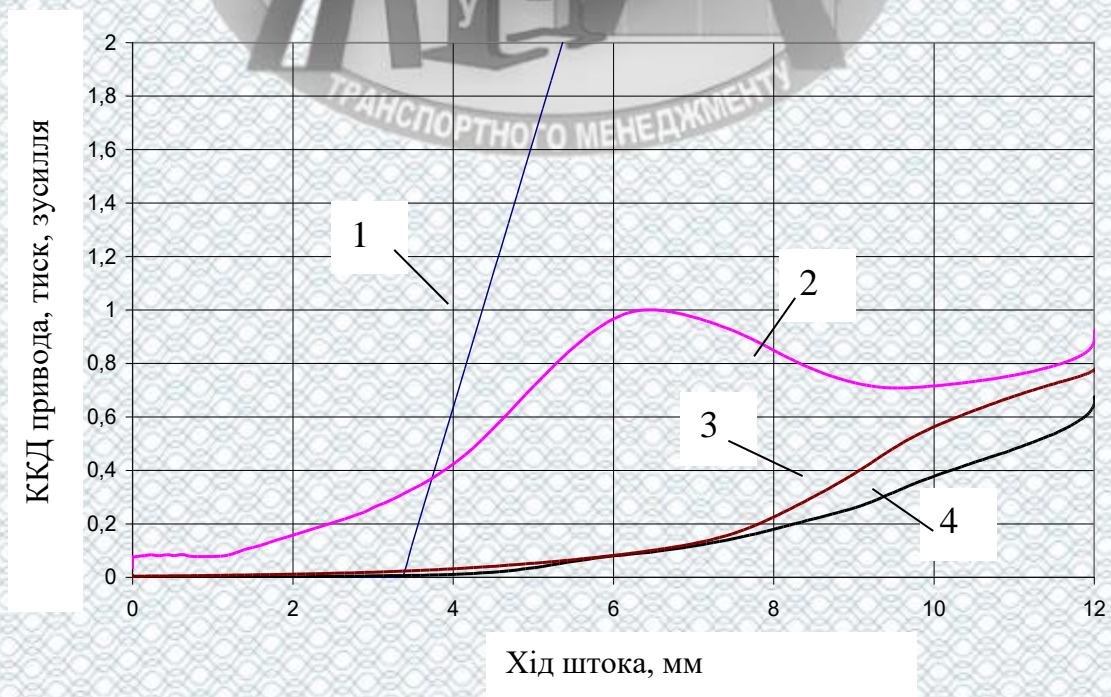
$$p \cdot 104,5 = F_g, \quad (3.5)$$

(при $p = 6,75 \text{ МПа}$ сила досягає $705,4 \text{ Н}$);

При гальмуванні з працюючим підсилювачем:

$$p \cdot 62,45 = F_g, \quad (3.6)$$

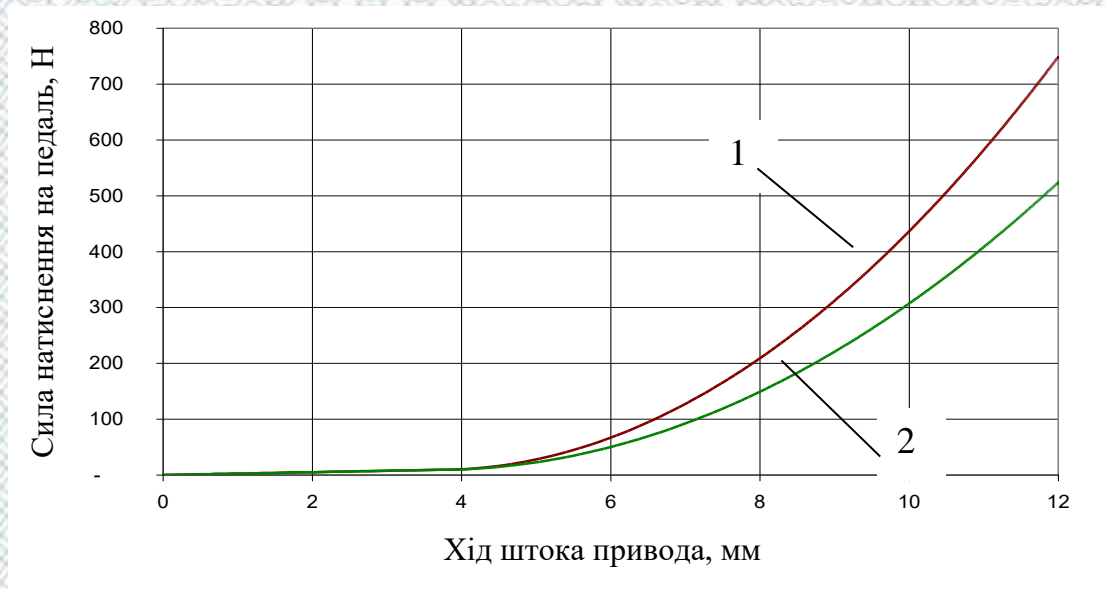
(при $p = 8,55 \text{ МПа}$ сила досягає 534 Н).



1 – активний хід поршня; 2 – ККД гальмівного приводу; 3 – сила натиснення на педаль, *100, Н; 4 – тиск в передньому контурі системи, *10, МПа.

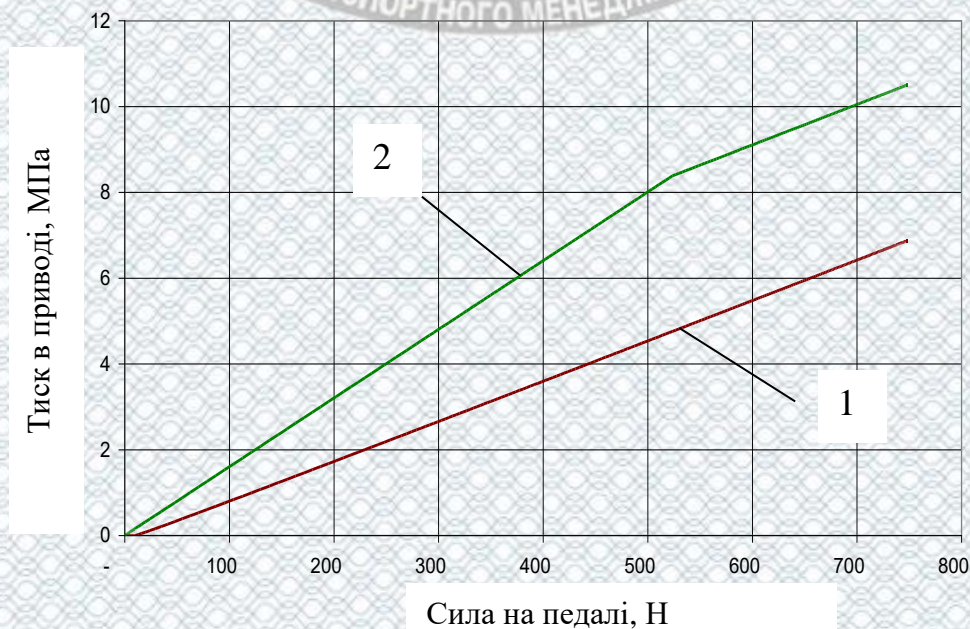
Рисунок 3.8 – Фрагмент зміни ККД привода на активному ході поршня ГГЦ

На рис. 3.9 і 3.10 представлені результати статичних випробувань гальмівного привода в координатах $p = f(F_g)$ і $F_g = f(h)$.



1 – при непрацюючому підсилювачі; 2 – при працюючому підсилювачі

Рисунок 3.9 – Статична характеристика гальмівного привода в координатах $F_g = f(h)$, знята в ході експеримента



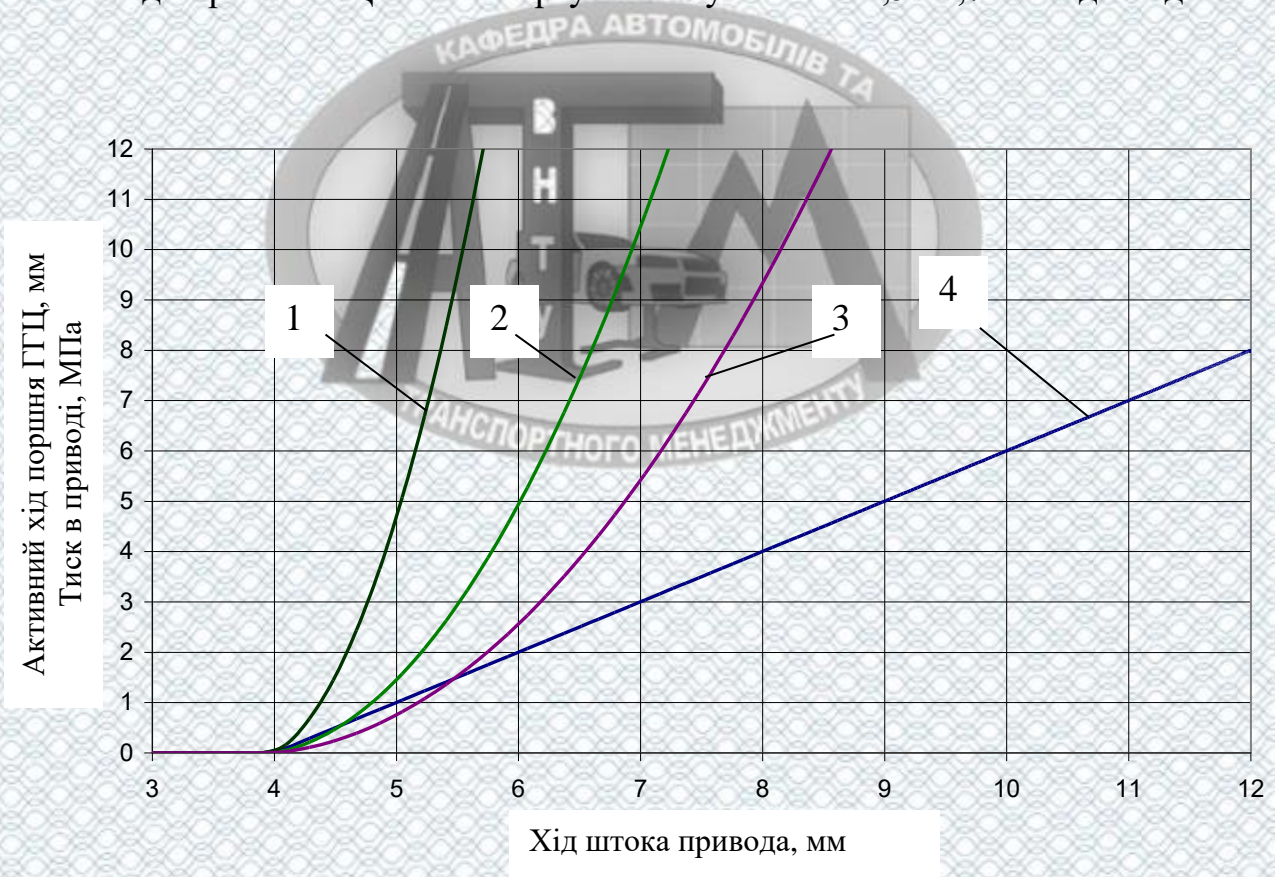
1 – при непрацюючому підсилювачі; 2 – при працюючому підсилювачі

Рисунок 3.10 – Статична характеристика гальмівного привода в координатах $p = f(F_g)$, знята в ході експеримента

3.4.3 Вплив зносу накладок на характеристику приводу

У міру зношування накладок збільшується робоча порожнина колісних гальмівних механізмів через переміщення поршнів ближче до краю супорта. Отже, збільшується об'єм гальмівної рідини в системі. При абсолютно нових накладках шток проходить 5,5 мм щоб в системі створився тиск 10 МПа, а при накладках, зношених на 50% шток проходить вже 6,9 мм для досягнення того ж тиску. При повністю зношених накладках тиск в 10 МПа досягається вже за 8,2 мм (рис. 3.11).

Хід поршня ГГЦ в свою чергу збільшується на 1,5 і 2,7 мм відповідно.



1 – нові накладки; 2 – накладки, зношені на 50%; 3 – повністю зношені накладки;
4 – хід поршня ГГЦ

Рисунок 3.11 – Вплив зносу накладок на величину тиску і хід поршня

3.5 Випробування в динамічному режимі

На першому етапі дорожніх випробувань автомобіля «ВАЗ 2107» ставили завдання оцінити працездатність засобів вимірювальної техніки та ефективності програмного забезпечення «Power Graph» при визначенні основних вимірників процесу гальмування, що пропонуються нормативними документами: сповільнення, гальмівного шляху і часу гальмування. Для цього використовували два штатних датчика: положення дросельної заслінки і педалі гальма (датчик стоп-сигналу). Додатково встановили датчик прискорення / сповільнення, закріпивши його в салоні автомобіля.

Як системи збору даних застосували переносний комп'ютер (ноутбук) і спеціалізований модуль на процесорі Atmel mega 8. Запис процесу гальмування здійснювали в форматі «Блокнот» з подальшим експортом даних в програму «Power Graph». Один з фрагментів випробувань, оброблений в програмі «Power Graph», наведено на рис. 3.12.

Всі параметри реєструються як функції часу, що дозволяє визначити загальний час гальмування, реакцію водія і час спрацьовування гальмівних механізмів.

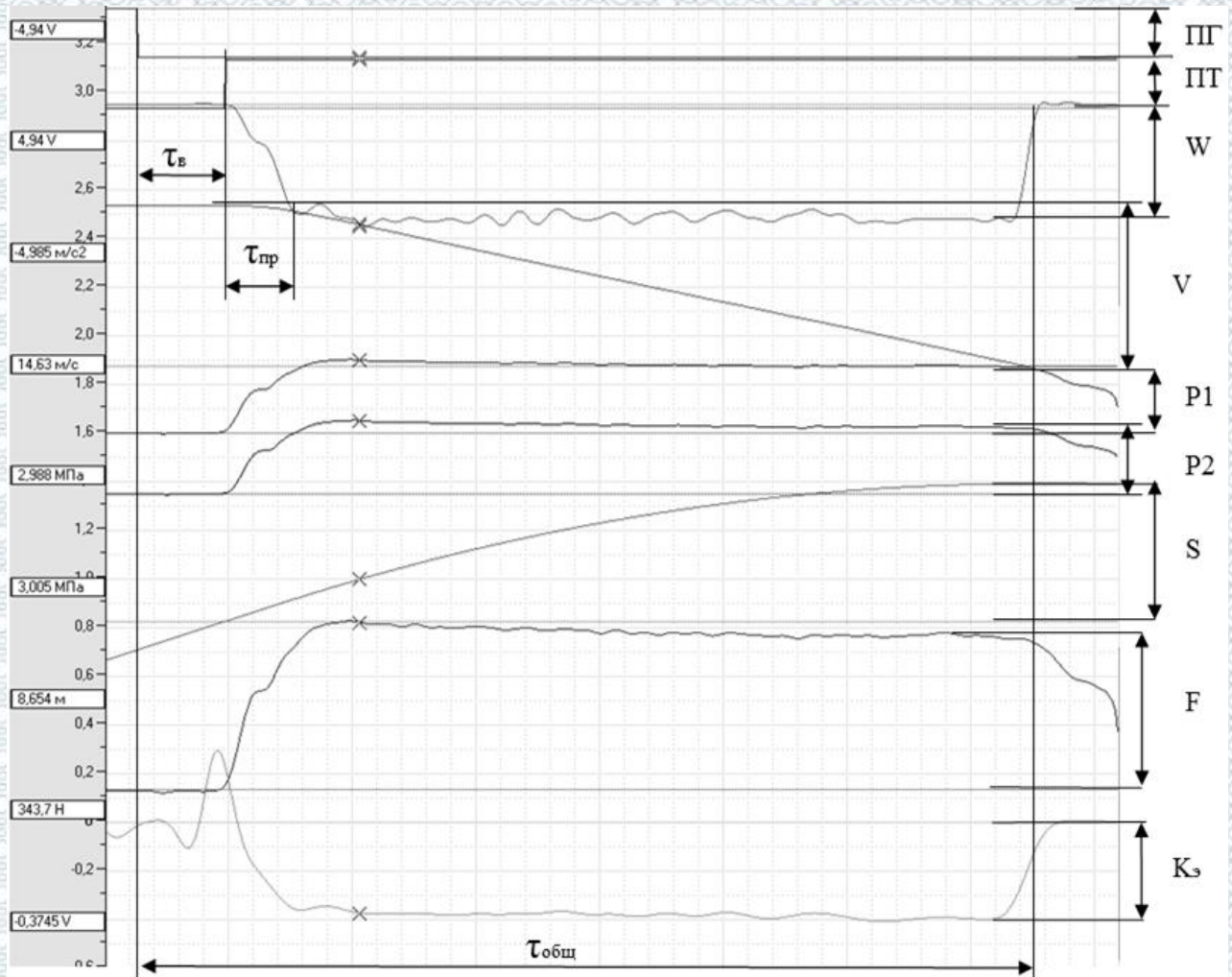
Математичні функції, що містяться в програмі «Power Graph», дозволяють, інтегруючи сповільнення W , визначити швидкість V (в м/с), а потім, інтегруючи швидкість, отримати гальмівний шлях S , м. Крім того, набір функцій фільтрації сигналів і згладжування експериментальних даних дозволяє отримати зображення високої якості.

Потім автомобіль «ВАЗ 2107» дооснастили датчиками тиску робочого тіла в обох контурах і повторили випробування на дорозі (рис. 3.3).

Як і в попередньому прикладі, на рисунку позначено ПГ - положення педалі газу; ПТ - положення педалі гальма.

В результаті обробки даних отримано: $V = 16,58 \text{ м/с} = 59,69 \text{ км/год}$ – швидкість автомобіля до початку гальмування; $W = 4,9 \text{ м/с}^2$ – усталене

сповільнення; $S = 29,3$ м – гальмівний шлях; $\tau_m = 3,85$ с. – загальний час гальмування; $\tau_p = 0,37$ с – реакція водія; $\tau_{cp} = 0,33$ с – час спрацювання гальмівної системи.



ПГ – положення педалі газа; ПТ – положення педалі гальма; V – швидкість автомобіля; W – сповільнення; S – гальмівний шлях; τ – час; P1 – тиск в передньому контурі системи; P2 – тиск в задньому контурі системи; F – сила натиснення на педаль гальма; K_z – коефіцієнт гальмівної ефективності

Рисунок 3.12 – Копія екрану з результатом обробки даних дорожніх випробувань гальмівної системи автомобіля «ВАЗ 2107» в програмі «Power Graph»

Вимірювання тиску в контурах системи ($P_1 = 3$ МПа, $P_2 = 2,99$ МПа) дає можливість з урахуванням коефіцієнта посилення вакуумного підсилювача по формулі (2.10) обчислити зусилля на педалі – $F = 345$ Н, а за формулою (2.29) – оцінити коефіцієнт гальмівної ефективності $K_e = 0,37$.

3.6 Моделювання несправностей під час випробувань на стенді з біговими барабанами

Стендові випробування дозволяють без ризику для життя змоделювати різні несправності гальмівної системи, щоб потім їх можна було ідентифікувати на гальмівній діаграмі шляхом накладення діаграми справної гальмівної системи на діаграму автомобіля, що перевіряється. Моделювання несправностей проводилося при стендових випробуваннях на автомобілі ВАЗ 2107.

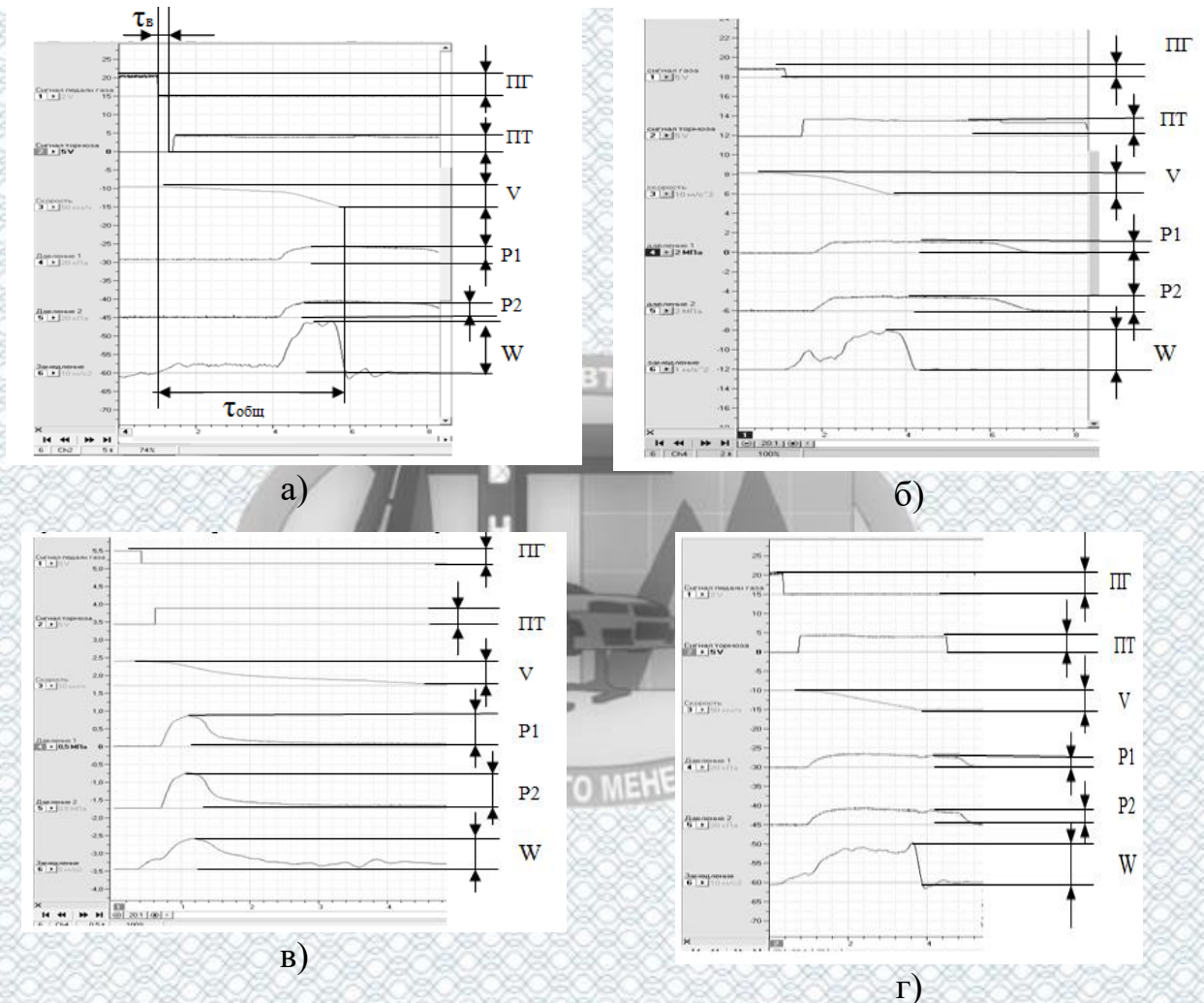
Нами були змодельовані наступні несправності: замаслювання гальмівних накладок, зниження площі контакту накладок, повітря в системі гідроприводу і виток гальмівної рідини. Розберемо кожну несправність окремо.

При наявності повітря в системі гідроприводу збільшується час наростання сповільнення. Діаграма має такий вигляд (рис. 3.13, а) тому, що спочатку стискається повітря, а коли воно все стиснуте, то починається стискатися рідина. Це добре видно на діаграмі наростання тиску.

Моделювання відбувалося наступним чином. Після установки в систему датчиків тиску, система не прокачувалася.

Зниження площі контакту досягалося сточуванням частини гальмівних накладок (рис. 3.14). Згідно з дослідженнями, які проводилися раніше, гальмівна діаграма повинна мати опуклість в середині або в кінці ділянки усталеного сповільнення. Діаграма показана на рис. 3.13 б. Крім опуклості,

спостерігається ділянка зниження сповільнення, яку можна пояснити тим, що ще не вся площа накладок була притиснута до барабану.



а) повітря в ГС; б) зниження площі накладок; в) виток рідини

г) поверхня накладки в маслі чи гальмівній рідині;

ПГ – положення педалі газа; ПТ – положення педалі гальма; V – швидкість автомобіля;
 τ – час; P1 – тиск в передньому контурі системи; P2 – тиск в задньому контурі системи

Рисунок 3.13 – Моделювання несправностей в гальмівній системі

Спад сповільнення від початку діаграми до кінця (рис. 3.13 в), згідно з попередніми дослідженнями найчастіше свідчить про виток гальмівної рідини.

Виявляється дана несправність сплеском на діаграмі сповільнення. Пояснюється це так – спочатку, при різкому натисканні на педаль, швидкість потоку рідини в магістралях велика, а динамічні гідроопори в місці витoku створюють протитиск, завдяки чому тиск зростає до максимуму. Коли ж педаль зупиниться, швидкість потоку падає до нуля, динамічні гідроопори зникають, рідина поступово витікає через нещільність, тиск в системі падає, що видно з графіків.



Рисунок 3.14 – Сточені накладки, які використовувались при моделюванні зниження площі контакту

Замаслення гальмівних накладок. Дана несправність моделювалася наступним чином. Знімалося колесо, і на гальмівні накладки впорскувалася гальмівна рідина в достатній кількості. Така несправність, викликає різке падіння гальмівного моменту і коефіцієнта тертя. Сповільнення наростає на всій ділянці усталеного сповільнення. При експериментальній перевірці вийшла діаграма, показана на рис. 3.13 г

Слід зазначити, що раніше в роботах несправності не моделювалися, а лише висловлювалися припущення про те якої форми повинні бути гальмівні діаграми при різних несправностях [9, 15, 28, 35]. Якщо провести порівняння з отриманими діаграмами, то видно, що вони схожі тільки в узагальненому

вигляді. Реальні діаграми з несправностями мало нагадують нерівнобічні трапеції, які можна бачити в літературі [10, 17, 31].

Висновки до розділу 3

Для перевірки адекватності математичної моделі було проведено фізичне моделювання, яке проводилося на стенді з біговими барабанами і на дорозі. Для проведення експерименту було використано наступне обладнання: цифровий осцилограф -783 компанії L-Card, тахогенератори, датчики тиску, переміщення педалі, датчик зусилля (для стендових випробувань); датчик сповільнення, USB-осцилограф E-440, датчики тиску (для дорожніх випробувань). Для роботи з модулями L-783 і E-440 застосований пакет програмного забезпечення «PowerGraph», що дозволяє використовувати ПК або ноутбук в якості стандартних вимірювальних та реєструючих приладів при проведенні стендових і дорожніх випробувань.

В ході проведеного експерименту була перевірена інформативність сигналу датчиків тиску гальмівної рідини, визначена похибка при проведенні вимірювань цими датчиками, підключеними в канал осцилографа; отримані кількісні характеристики зміни тиску при справному і несправному станах. Підтверджена правомірність пропонованих методів експрес-діагностування вузлів ТЗ; накопичений експериментальний матеріал для розробки практичних рекомендацій з експрес-діагностування компонентів.

РОЗДІЛ 4.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – як галузь людської діяльності – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарногігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я та працездатності людини у процесі її трудової діяльності. Основною метою охорони праці є створення безпечних умов трудової діяльності людини, забезпечення її високої та ефективної працездатності.

В даній роботі розглядаються умови праці працівника під час розробки шляхів поліпшення безпеки руху автотранспортних засобів Комунального некомерційного підприємства «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» за рахунок удосконалення контролю технічного стану їх гальмівних систем.

Можливий вплив на працівників небезпечних та шкідливих виробничих факторів. До небезпечних виробничих факторів відносять фактори, вплив яких на працюючих приводить до травм, а шкідливих – фактори які приводять до захворювання.

В приміщенні на працюючих діють тільки дві групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 – фізичні та психофізіологічні.

До групи фізичних небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечної дії:

- підвищена чи понижена вологість повітря;
- підвищена чи понижена температура повітря;
- недостатність природного освітлення;
- недостатність освітлення робочого місця;
- підвищена чи понижена рухомість повітря.

Групу психофізіологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру дії поділяють на такі підгрупи: фізичні та нервово – психічні перевантаження. До фізичних перевантажень відносять – статичне; до нервово – психічних – монотонність праці, розумові навантаження, емоційні переживання.

Відповідно до визначених факторів формуємо рішення щодо безпечного виконання роботи.

4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Обладнання приміщення та робочого місця.

Для оцінки умов праці обираємо робоче місце на етапі обробки результатів наукового дослідження за місцем функціонування підприємства у м. Ладижин Вінницької області.

Приміщення, де відбувалася обробка результатів наукового дослідження повинні в першу чергу відповідати кількості робітників і наявному комплекту технічних засобів. Площа на одного співробітника, який працює за ПК, повинна складати не менше $6,0 \text{ м}^2$, об'єм – не менше 20 м^3 . Площа приміщень з ПК повинна розраховуватися не більш як на 12 чоловік відповідно до вимог НПАОП 0.00-7.15-18.

Перевіримо виконання даних вимог. Площа даного приміщення становить $18,2 \text{ м}^2$, об'єм – $60,8 \text{ м}^3$. відповідно на одного працівника припадає $6,07 \text{ м}^2$ площі і $20,27 \text{ м}^3$ об'єму повітря. Отримані дані повністю відповідають вимогам.

Робоче місце проектувальника і взаємне розташування всіх його елементів відповідає антропометричним, фізичним і психологічним вимогам ДСТУ 8604:2015. Велике значення має також характер роботи. Зокрема, при організації робочого місця проектувальника були дотримані наступні основні умови: оптимальне розміщення устаткування, що входить до складу робочого

місця і достатній робочий простір, що дозволяє здійснювати всі необхідні рухи і переміщення.

Раціональне планування робочого місця передбачає чіткий порядок і сталість розміщення предметів, засобів праці і документації. Те, що потрібно для виконання робіт частіше, розташоване в зоні легкої досяжності робочого простору.

Основні вимоги щодо роботи на ПК:

- не залишати працюючі ПК і їхні пристрої без нагляду;
- підключати і відключати роз'єм кабелів пристроїв ПК тільки при відключеній напрузі;
- подавати напругу на пристрої і окремі блоки ПК тільки після ретельної перевірки надійності кріплення провідників заземлення, справності кабелів і роз'ємів мережі електроживлення;
- при виявленні запаху горілого в пристроях ПК необхідно вимкнути апаратуру, повторно не включати і звернутися до спеціаліста з технічного обслуговування ПК;
- для профілактики порушень і підтримання працездатності проектувальника повинні бути введені додаткові регламентовані перерви для відпочинку;
- у період роботи за дисплеєм необхідно передбачити через кожні 40 – 45 хв три-п'ятихвилинні перерви для відпочинку. Середня сумарна тривалість роботи за монітором за день не повинна перевищувати 4 год, а за тиждень 20 год.

Електробезпека приміщення.

Приміщення із робочими місцями користувачів комп'ютерів для забезпечення електробезпеки обладнання, а також для захисту від ураження електричним струмом самих користувачів ПК повинні мати достатні технічні засоби захисту відповідно до ДСТУ Б В.2.5-82:2016. Категорія приміщення з електробезпеки – без підвищеної небезпеки, згідно ПУЕ.

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність електричних розеток;
- б) наявність освітлювальних пристроїв;
- в) наявність оргтехніки.

Виходячи з перелічених факторів згідно ДСТУ Б В.2.5-82:2016 вибираємо спосіб захисту – занулення.

Лінія електромережі для живлення приладів, периферійних пристроїв ПК та устаткування для обслуговування, ремонту та налагодження ПК виконана як окрема групова трипровідна мережа, шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників. Нульовий захисний провідник використовується для заземлення (занулення) електроприймачів.

ПК, периферійні пристрої ПК та устаткування для обслуговування, ремонту та налагодження ПК, інше устаткування (апарати управління, контрольно-вимірювальні прилади, світильники тощо), електропроводи та кабелі за виконанням та ступенем захисту мають відповідати класу зони за ПУЕ, мати апаратуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів.

Живлення обладнання здійснюється від трифазної мережі з заземленою нейтраллю. Потужність обладнання до 4 кВт.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Мікроклімат.

Нормування мікроклімату на робочому місці відбувається згідно ДСН 3.3.6.042-99. Оптимальні показники мікроклімату розповсюджуються на всю виробничу зону, допустимі показники встановлюються диференційно для робочих місць.

Витрата енергії складає: $(150 - 200 \text{ ккал} / \text{год})$. Робоче місце постійне. Категорія робіт: легка 1б. До даної категорії відноситься робота, що

виконується сидячи і не потребує переміщення.

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати $100\text{Вт}/\text{м}^2$ при опроміненні 25% поверхні тіла.

Температура, відносна вологість і швидкість руху повітря на робочому місці приміщення повинна відповідати нормам, вказаним в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Показники мікроклімату

Період року	Категорії праці	Температура					Відносна вологість		Швидкість руху	
		Оптимі- альна	max		min		Опти- мальна	Допустима не більше	Опти- мальна	Допусти- ма не більше
			пост	непост	пост	непост				
Холодний	Легка Іб	21-23	25	27	20	17	40-60	75	0,1	0,2
Теплий	Легка Іб	22-24	28	29	21	18	40-60	24-75 25-70 26-65 27-60 28-55	0,2	0,1-0,3

В приміщенні повинні підтримуватись оптимальні параметри мікроклімату. Так як робота пов'язана з нервово-емоційною напругою.

В холодну пору року в приміщенні застосовується комбіноване опалення.

Системи опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожуючи конструкцій і у відповідності з характером і призначенням споруд і будівель. Згідно цього вибираємо водяне опалення, для даного приміщення розташування радіаторів вибираємо на стінах або нішах стін, коли стіни не несуть основних навантажень.

Вентиляція.

Для очищення повітря в приміщенні застосовується вентиляційна система: природна (неорганізована).

При природній вентиляції повітрообмін проходить внаслідок різниці температур повітря в приміщенні і зовні, а також в результаті дії повітря. В якості природної вентиляції використовуємо неорганізовану вентиляцію при якій попадання або видалення повітря проходить через нещільності і пори зовнішніх огорожень, через вікна.

Склад повітря робочої зони.

ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 2.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	1
Вуглекислий газ	3	1	4

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування та вологого прибирання.

Виробниче освітлення.

Освітлення в приміщенні і аудиторії відповідають ДБН В.2.5-28:2018.

Розряд зорової роботи II. Нормування освітленості і КПО проводимо в горизонтальній площині на висоті 0,8 м від підлоги. Природне освітлення (КПО, e_n^{III} %) при бічному освітленні $e_n^{III} = 2.0\%$.

Так як місто Вінниця знаходиться в IV світловому кліматі:

$$e_n^{IV} = e_n^{III} \cdot m \cdot c; \quad (4.1)$$

$$e_n^{IV} = 2.0 \cdot 0.9 \cdot 0.75 = 1.35\%.$$

де $m=0.9$ -коефіцієнт світлового клімату для IV сонячного поясу;

$C=0.75$ – коефіцієнт сонячного клімату, азимут 90° .

Штучне освітлення. Загальна освітленість приміщення – 500 лк.

Для збільшення освітленості робочої поверхні слід застосовувати місцеве освітлення. Показник дискомфорту не повинен перевищувати 40.

Для загального штучного освітлення слід передбачити газорозрядні лампи, незалежно від джерела світла місцевого освітлення. Коефіцієнт пульсації освітленості при освітленні приміщення не повинен перевищувати – 10%.

Виробничий шум.

Походження шумів у даному приміщенні пов'язано з роботами у прилеглих приміщеннях. Дані в таблиці 4.3 відповідають виду трудової діяльності, що потребує сконцентрованості над виконанням всіх видів робіт на постійних робочих місцях (згідно ДСН 3.3.6.037-99).

Таблиця 4.3 – Характеристика шумового навантаження

Рівні звукового тиску в октанових полосах з середньо геометричними частотами									Еквівалентні рівні звуку в дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
93	76	70	63	59	54	51	50	40	60

Методи і засоби боротьби з шумом:

Для захисту від шуму є приміщенні аудиторії, який виникає від неякісної роботи оргтехніки слід застосовувати столи з спеціальним відділенням для встановлення системних блоків.

Зниження шуму на шляху його розповсюдження в значні мірі досягається проведенням будівельно-акустичних заходів з застосуванням звукоізолюючих перегородок між приміщеннями.

Виробничі випромінювання.

Під час виконання роботи із використанням ПК на працівника діє підвищений рівень електромагнітного поля. Випромінювання ПК можуть бути

небезпечними для здоров'я. Низькочастотні поля при тривалому опроміненні сидять біля ПК людей можуть привести до порушень фізіологічних процесів.

Монітор ПК є джерелом електростатичного поля; слабких електромагнітних випромінювань в низькочастотному і високочастотному діапазонах (2 Гц – 400кГц); ультрафіолетового проміння; інфрачервоних променів; випромінювання видимого діапазону.

Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань на робочому місці наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань

Найменування параметра	Допустимі значення
Напруженість електричної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	10В/м
Напруженість магнітної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	0,3А/м
Напруженість електростатичного поля не повинна перевищувати:	
для дорослих користувачів	20кВ/м
для дітей дошкільних установ і що вчатьс середніх спеціальних і вищих учбових закладів	15кВ/м

Для зменшення впливу електромагнітного випромінювання на проектувальника слід дотримуватися раціонального режиму роботи та відпочинку.

Психофізіологічні фактори.

Оцінка психофізіологічних факторів під час проектування об'єкта будівництва здійснюється відповідно до Гігієнічної класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Загальні енергозатрати організму: до 174 Вт.

Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну): до 40 000.

Робоча поза: вільна зручна поза, можливість зміни пози («сидячи – стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни.

Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну: до 50 раз.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

– зміст роботи – творча діяльність, що вимагає вирішення складних завдань за відсутності алгоритму;

– сприймання інформації та їх оцінка – сприймання сигналів з наступним порівнянням фактичних значень параметрів з їх номінальними значеннями.

Заключна оцінка фактичних значень параметрів;

– розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, виконання завдання та його перевірка.

Сенсорні навантаження:

– зосередження (%за зміну) – до 5-75%;

– щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

– навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

– спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) – 4-6 год.

– навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 16 до 20.

Емоційне навантаження: ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; ступінь ризику для власного життя – вірогідний.

Режим праці:

– тривалість робочого дня – більше 8 год;

– змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

За зазначеними показниками важкості та напруженості праці, робота, яка виконується належить до допустимого класу умов праці (напруженість праці середнього ступеня).

4.3 Пожежна безпека

За вибухопожежною і пожежною небезпекою приміщення відноситься до категорії Д. До категорії приміщення Д відносяться приміщення з наступною характеристикою речовин і матеріалів, які знаходяться у приміщенні: Негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Будівля, де знаходиться приміщення відноситься до I ступені вогнестійкості. До ступені вогнестійкості I відносяться будівлі з штучними і відгороджуваними конструкціями з природних та штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових та плитних негорючих матеріалів.

Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій, год. (над ризикою) і максимальні межі розповсюдження вогню по ним, см. (під ризикою):

- стіни несучі і сходинові клітини - 2,5/0;
- стіни самонесучі - 1,25/0;
- стіни зовнішні не несучі (у тому числі з навісних панелей) - 0,5/0;
- стіни внутрішні ненесучі (перегородки) - 0,5/0;
- колони - 2,5/0;
- сходинові площадки, косоури, ступені, балки і марші сходинових клітин - 1/0;
- плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і другі несучі конструкції перекрить - 1 /0;
- елементи покрить: плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і прогони - 0,5/0;
- елементи покрить: балки, ферми, арки, рами - 0,5/0.

Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості I допустима кількість поверхів 10, площа поверху в межах пожежного відсіку не обмежується.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до ближчого евакуаційного виходу із приміщення безпосередньо зовні чи в сходинову

клітину не обмежується незалежно від об'єму приміщення для категорії приміщення Д і ступені вогнестійкості будови І.

Ширину евакуаційного виходу (дверей) із приміщення необхідно приймати в залежності від загальної кількості людей, які евакуюються через цей вихід і кількості людей на 1 м ширини вихода (дверей). Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості І, незалежно від об'єму кількість людей на 1 м ширини евакуаційного виходу (дверей) повинна бути не менше 260 чол./м.

Для виробничих будов, споруд категорії Д норми первинних засобів пожежогасіння приведені в табл. 4.4 (ДСТУ Б В.1.1-36:2016).

Таблиця 4.4 – Характеристика та норми оснащення приміщення

Категорія приміщення	Гранична захищена площа, м ²	Пінні та водні вогнегасники місткістю 10 л	Порошкові вогнегасники місткістю, л		
			2	5	10
Д	1800		1+	2+	

Протипожежний захист приміщення забезпечується шляхом:

1. Створення умов для успішного гасіння пожежі (пожежної автоматики).
2. Обмеження розмірів та поширення пожежі (облаштування систем автоматичної пожежної сигналізації та пожежогасіння).
3. Безпечної евакуації людей та майна (аварійного вимкнення устаткування).

Висновки до розділу 4

В даному розділі на основі аналізу умов праці при виконанні роботи по підвищенню ефективності експлуатації автомобілів шляхом вдосконалення методів контролю технічного стану гальмівних систем ТЗ було розроблено необхідні організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, запропоновано протипожежні заходи. Отже поставлені завдання виконані.

РОЗДІЛ 5.

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОНАНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Розрахунок техніко-економічної ефективності виконаних досліджень

На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень з підвищення безпеки руху економічний ефект досягається за рахунок збільшення часу роботи автомобілів на лінії та скорочення збитків від простоїв внаслідок технічних несправностей. Тоді, економічний ефект від впровадження результатів дослідження складе

$$E = (П_2 - П_1) \cdot A_{cn} = \Delta П \cdot A_{cn}, \quad (5.1)$$

де E – річний економічний ефект, грн.;

$П_1, П_2$ – прибуток від використання результатів дослідження, грн;

A_{cn} – облікова кількість АТЗ, од.

Слід зазначити, що капітальні вкладення для реалізації результатів досліджень не потрібні.

За [40] прибуток при роботі АТЗ визначається так

$$П = Д - З_m - З_c - З_{ш} - З_{то} - З_n - З_o - З_{zn}, \quad (5.2)$$

де $Д$ - дохід від транспортної роботи АТЗ, грн;

$З_m$ - витрати на паливо, грн;

$З_c$ - витрати на мастильні матеріали, грн;

$З_{ш}, З_{то}$ - витрати, відповідно, на шини та технічне обслуговування, грн;

Z_n - накладні витрати, грн;

Z_o - плата за основні фонди, грн;

Z_{zn} - заробітна плата водія без простою, грн.

Введення витрат на ТО і ремонт в зазначену групу пов'язано з тим, що несправності, а тим більше знос сполучень силових агрегатів АТЗ, виникають внаслідок його роботи, тобто виконання транспортної роботи. Крім того, виконання ТО і ремонту служить для забезпечення працездатного стану автомобіля. У разі простою автомобіль доходу не приносить, але витрати при цьому мають місце.

До них слід віднести: накладні витрати, плату за основні фонди, амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу і зарплату водієві, яка нараховується в залежності від характеру виконаної ним роботи.

В цьому випадку збиток при простой автомобіля визначається як

$$П = Д - Z_n - Z_a - Z_o - Z_{zn}^{np}, \quad (5.3)$$

де Z_{zn}^{np} - зарплата водія при простой автомобіля в ремонті, грн;

Z_a - амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу, грн.

Витрати на ТО і ремонт при простой автомобіля дорівнюють нулю, так як автомобіль не зношується (старіння в розрахунок не береться).

Віднімаючи з виразу (5.2) вираз (5.3), отримаємо величину збитку від простою

$$\Delta П = Д - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_{zn} - Z_{zn}^{np}. \quad (5.4)$$

Дохід, отриманий автовласником від одного автомобіля при його роботі протягом дня, визначається з виразу

$$D = l_c \cdot C_{km}, \text{ грн} \quad (5.5)$$

або

$$D = T_{\text{раб}} \cdot C_c, \text{ грн} \quad (5.6)$$

де l_c - добовий пробіг автомобіля, км;

$T_{\text{раб}}$ - час роботи автомобіля у клієнта, год;

C_{km}, C_c - тариф вартості, відповідно, одного кілометра, грн / км, або однієї години роботи, грн / год.

Всі складові наведених рівнянь визначаються на підставі звітних даних автопідприємства. Простої в ТО і поточного ремонту, що приносять збитки, це наднормативні

$$\Pi_y = \Pi_{\phi} - \Pi_n, \quad (5.7)$$

де Π_{ϕ}, Π_n - фактичний і нормативний простій автомобіля, дн / тис.км.

Простої, що приносять збитки внаслідок несправності i -го найменування

$$\Pi_{y_{зч}} = \Pi_{\phi} \cdot K_i, \quad (5.8)$$

де K_i - частка простою автомобіля, викликана несправністю i -го найменування.

За рік такі збитки складуть на один автомобіль

$$\Pi_{z_{зч}} = \Pi_{y_{зч}} \cdot \bar{L}_z, \quad (5.9)$$

де \bar{L}_2 - середній пробіг автомобілів за рік, тис.км.

Таким чином, величина збитку від простою автомобіля за рік складе

$$\Delta\Pi_2 = \Delta\Pi + \Pi_{2_{3ч}}. \quad (5.10)$$

В результаті використання розробленої методики річний економічної ефект у витраті на один автомобіль складе

$$\Xi_2 = \Pi_2. \quad (5.11)$$

У табл. 5.1 наведені деякі вихідні дані і основні результати розрахунку економічної ефективності на один автомобіль.

Таблиця 5.1 – Економічна ефективність удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів

Найменування показників	Умовні позначення	Кількісні показники
1. Величина втрат від простою автомобіля, грн/день	$\Delta\Pi$	595
2. Нормативний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_n	0,30
3. Фактичний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_f	0,65
4. Частка простою автомобіля через несправність досліджуваного найменування, %	K_i	3,1
5. Простій через несправність i -го найменування дн / тис.км	$\Pi_{y_{3ч}}$	0,0203
6. Середній річний пробіг автомобіля, тис. км	\bar{L}_2	40
7. Простій автомобіля за рік через несправності гальм, дні / тис.км	$\Pi_{2y_{3ч}}$	0,11
8. Економічний ефект загальний, грн / рік	E	3750

Отримані результати (табл. 3.4) свідчать про високу економічну ефективність розробок.

5.2 Розрахунок рівня комерціалізації розробок

Показниками комерційної ефективності використання розробок є ефективність вкладених інвестицій і період їх окупності. Проводиться оцінка суми, дохідності, індексу дохідності та строку окупності впровадження розробки. Розрахунки економічних показників можуть проводитися за допомогою програмного забезпечення «Project Expert», «Інвестиційний аналіз (бізнес-план)» та інших.

З метою визначення ефективності інвестиції в абсолютному значенні (гривня, долар, євро) розраховується оцінка суми поточних вартостей усіх прогнозованих, з урахуванням бар'єрної ставки (ставки дисконтування), грошових потоків NPV (критерієм прийнятності є значення $NPV \geq 0$):

$$NPV = PV - I ; \quad (5.12)$$

де I – поточна вартість витрат, необхідних для впровадження розробки;

$I = I_0$ – величина вхідних інвестицій, у випадку разового вкладення коштів.

У випадку, коли інвестиції здійснюються у декілька етапів, I_t знаходиться приведенням витрат за кожний рік до поточної дати за формулою:

$$I = \sum_{t=0}^n I_t = \sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t}, \quad (5.13)$$

де I_t – витрати коштів (сума інвестицій) в t -му періоді (за абсолютною величиною);

PV – поточна вартість прибутків, яка знаходиться приведенням доходу за кожний рік до поточної дати.

$$PV = \sum_{t=0}^n PV_t = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t}, \quad (5.14)$$

де CF_t – надходження коштів у період t ;

n – кількість періодів;

r – бар'єрна ставка (ставка дисконтування).

Якщо $NPV > 0$, то використання розробки (технології) принесе прибуток, якщо $NPV < 0$, то впровадження розробки (технології) є збитковим, якщо $NPV = 0$, то впровадження є не прибутковим і не збитковим.

Витрати на створення та комерціалізацію розробок включають в себе поточні та інвестиційні витрати.

Поточні витрати на виробництво нової продукції з використанням розробки розраховуються відповідно до нормативних документів з калькулювання з урахуванням:

- діючих оптових, роздрібних цін і тарифів на продукцію та послуги;
- встановлених чинним законодавством нормативів оплати за трудові та природні ресурси;
- чинних нормативів відрахувань від собівартості, фонду оплати праці та прибутку організацій до державного та місцевих бюджетів, вищим організаціям для формування державних, місцевих і галузевих бюджетних фондів;
- правил і норм розрахунків організацій з банком за наданий кредит або зберігання власних коштів;
- інших видатків, необхідних для виробництва продукції.

До складу інвестиційних витрат на комерціалізацію розробок включаються:

- витрати на науково-дослідні, експериментальні, конструкторські, технологічні, проектні роботи;

- витрати на освоєння виробництва нових видів продукції (виготовлення та випробування дослідних зразків нової продукції та технологій, технічна та технологічна підготовка виробництва);
- плата за «ноу-хау», ліцензії;
- витрати на придбання, транспортування, монтаж, наладку та освоєння нового обладнання;
- витрати на створення виробничих площ, безпосередньо пов'язаних з комерціалізацією розробок;
- витрати на набір і навчання персоналу;
- витрати на запобігання негативних соціальних та екологічних наслідків;
- інші видатки, необхідні для початку виробництва продукції (наприклад, постанова на серійне виробництво, сертифікація продукції).

Для попередньої оцінки проекту розробки (за рекомендаціями науковців) можна використовувати такий показник, як приведений оціночний ефект (ПОЕ), який можна розрахувати на підставі аналізу проекту. Показник є аналогом чистої поточної вартості, однак його розрахунок проводиться з використанням меншої кількості даних. Цей показник можна розраховувати за формулою:

$$ПОЕ = \sum_{e=1}^{ЖЦП} \frac{BP + LB + CP \pm EP - ПВ + A - B}{(1 + r_{fmm})^t}, \quad (5.15)$$

де BP – виручка від реалізації на внутрішньому та зовнішньому ринках нової продукції в реальних цінах;

LB – виторг від продажу майна по ліквідаційній вартості та інтелектуальної власності, що створюється учасниками проекту в ході його реалізації;

CP – вартісна оцінка соціального результату проекту, розрахована в частині, що відноситься до працівників підприємства та членів їх сімей;

EP – вартісна оцінка екологічного результату проекту у розмірі зменшення/збільшення плати за забруднення навколишнього середовища;

PB – поточні витрати проекту, у складі яких враховується орендна плата за основні засоби, які тимчасово використовуються в процесі здійснення проекту, якщо вони не враховуються в одноразових витратах, та оцінка витрат на заробітну плату працівників;

A – амортизаційні відрахування;

B – планований обсяг вкладень, необхідний для реалізації проекту;

r_{fkm} – ставка дисконту, що характеризує максимально можливу прибутковість альтернативних джерел вкладення;

$ЖЦП$ – життєвий цикл проекту (планований).

Критерієм прийнятності для подальшого розгляду проекту є значення $ПОВ > 0$. У випадку, коли $ПОВ < 0$, розробки здійснювати недоцільно як такі, що мають ознаку неприбутковості. Доцільність реалізації розробки може бути повторно розглянута після внесення певних корегувань у саму розробку, засоби чи спосіб її упровадження.

З метою визначення ефективності інвестицій у відносному значенні (%) використовуються зазначені нижче показники:

Модифікована (скоригована з урахуванням бар'єрної ставки та норми реінвестиції) внутрішня норма прибутковості (рентабельності) $MIRR$, тобто норма прибутку, при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або ставка дисконту, при якій дисконтовані прибутки від проекту рівні інвестиційним видаткам (показник визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника) розраховується з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CF_t \times (1+d)^{n-t}}{(1+MIRR)^n}, \quad (5.16)$$

де d – рівень реінвестицій, визначений як частка одиниці (відсоткова ставка, заснована на можливих доходах від реінвестиції отриманих позитивних грошових потоків, або норма рентабельності реінвестицій).

Проект є прийнятним для ініціатора, якщо $MIRR$ більша бар'єрної ставки.

Дисконтований індекс прибутковості DPI – відношення суми всіх дисконтованих грошових потоків (доходів від інвестиції) до дисконтованих інвестиційних витрат. Критерієм прийнятності є значення $DPI \geq 1$ ($DPI < 1$ свідчить про збитки; при $DPI = 1$ немає ні прибутків, ні збитків; при $DPI > 1$ впровадження є прибутковим).

Формула для розрахунку дисконтованого індексу прибутковості:

$$DPI = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+r)^t}}. \quad (5.17)$$

Даний показник дозволяє ранжувати проекти, які мають приблизно однакові значення NPV , але різні обсяги необхідних інвестицій. У цьому випадку вигідніший той з них, що забезпечує більшу ефективність вкладень.

Для оцінки фінансових ризиків використовуються наступні показники:

1) Час, необхідний для відшкодування інвестиційних витрат з урахуванням часової вартості грошей PV -payback (роки). Значення PV -payback має бути мінімальним.

Загальна формула для розрахунку терміну окупності інвестицій в поточній вартості:

$$PV\text{-payback} = n, \text{ при якому } \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} > I_0. \quad (5.18)$$

2) Коефіцієнт безпеки фінансування проекту (F_{sec}) – показник, який може набувати значення від 0 до 1, що характеризує відносну міру резерву безпеки проекту, використовується для оптимізації структури джерел фінансування проекту та розраховується за формулою:

$$F_{sec} = \frac{IFF - WACC}{IRR}, \quad (5.19)$$

де IRR – внутрішня норма прибутковості,

$WACC$ – середньозважена вартість капіталу.

Різниця ($IRR - WACC$) характеризує запас фінансової стійкості проекту.

Внутрішня норма прибутковості (IRR) – норма прибутку (ставка дисконтування), при якій чиста поточна вартість інвестиції дорівнює нулю, або така ставка дисконту, при якій дисконтовані доходи від проекту рівні інвестиційним витратам. Внутрішня норма прибутковості визначає максимально прийнятну ставку дисконту, за якої можна інвестувати кошти без будь-яких втрат для власника. Її значення знаходять з формули:

$$\sum_{t=0}^n \frac{CF_t - I_t}{(1 + IRR)^t} = 0. \quad (5.20)$$

Середньозважена вартість капіталу ($WACC$, %) використовується для визначення можливості збільшення прибутковості компанії при реалізації певних інвестицій, стратегій, проектів. Середньозважена вартість капіталу може бути розрахована за формулою:

$$WACC = \frac{E \cdot y + D \cdot b \cdot (1 - R_{tax})}{D + E}, \quad (5.21)$$

де E – обсяг власного капіталу (грн.),

D – обсяг запозичених коштів (грн.),

Y – необхідна або очікувана прибутковість від власного капіталу (%),

B – необхідна або очікувана прибутковість від запозичених коштів (%),

R_{tax} – ставка податку на прибуток для компанії (%).

Формула використовується для однорідних власного і запозиченого капіталу. Якщо в капіталі присутні привілейовані акції зі своєю вартістю, то необхідно ввести в формулу додаткові складові для кожного джерела капіталу.

Прогноз фінансових результатів та поріг рентабельності визначається згідно з методичними рекомендаціями з розроблення бізнес-плану підприємств, затвердженими наказом Міністерства економіки від 06.09.2006 № 290.

Поточна вартість витрат, необхідних для виконання наукових досліджень з удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів визначається з урахуванням таких поточних і інвестиційних витрат:

– витрат на підготовку робочого плану виконання досліджень з удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів – 4500 грн.;

– витрат на проведення теоретичних досліджень з удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів в умовах експлуатації – 11700 грн.;

– витрат на придбання, транспортування, монтаж, наладку, освоєння нового обладнання, проведення експерименту та обробку експериментальних даних – 68000 грн.;

– витрат на набір і навчання персоналу – 2400 грн.;

– витрат на створення виробничих площ, безпосередньо пов'язаних з комерціалізацією розробок – 7740 грн.;

– витрат на засоби підвищення безпеки при роботі з обладнанням – 2550 грн.;

– інших видатків – 960 грн.

Таким чином поточна вартість витрат становить – 97850 грн. (за рахунок вкладення всіх коштів одноразовою виплатою).

Поточна вартість прибутків PV з врахуванням строку окупності розробок (3 роки), планованим надходженням прибутків в розмірі 45000 грн. і ставкою дисконтування в 10 % становить:

$$PV = \sum_{t=0}^n PV_t = \frac{45000}{(1+0,1)^1} + \frac{45000}{(1+0,1)^2} + \frac{45000}{(1+0,1)^3} = 111900(\text{грн.})$$

Відповідно, оцінка суми поточної вартості прогнозованого, з урахуванням бар'єрної ставки (ставки дисконтування), грошового потоку NPV становить:

$$NPV = PV - I = 111900 - 97850 = 14050(\text{грн.})$$

Отже, з вище виконаних розрахунків видно, що впровадження результатів виконаних наукових досліджень виправдане.

5.3 Висновки до розділу 5

Результати визначення економічної ефективності виконаних досліджень показали економічну доцільність впровадження запропонованих рішень. Економічний ефект досягається за рахунок збільшення часу роботи автомобілів на лінії та скорочення збитків від простоїв внаслідок технічних несправностей. Крім того, забезпечується підвищення рівня безпеки руху.

ВИСНОВКИ

У цій магістерській кваліфікаційній роботі виконано наукові дослідження, спрямовані на підвищення безпеки руху та випуск на лінію технічно справних автомобілів Комунального некомерційного підприємства «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради» удосконаленням контролю технічного стану їх гальмівних систем. Зокрема було зроблено:

- проаналізовано існуючі методи і засоби діагностування транспортних засобів та визначено перспективи їх використання для встановлення технічного стану елементів гальмівної системи;
- створена математична модель, яка на основі вимірних параметрів робочих процесів гальмівної системи дозволяє діагностувати стан її елементів;
- виконані моделювання та перевірка адекватності створеної моделі експериментальним шляхом;
- розроблені питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначено економічну ефективність запропонованих рішень.

Використання основних результатів МКР:

- дозволяє покращити експлуатаційні гальмові властивості АТЗ в дорожніх умовах;
- підвищує показники ефективності експлуатації АТЗ, закріплених за Комунальним некомерційним підприємством «Авторемонтна база закладів охорони здоров'я Вінницької обласної Ради»;
- покращує якість виконання робіт з вчасного виявлення несправностей гальмівної системи АТЗ шляхом діагностування;
- дозволяє удосконалити технологію та якість технічного обслуговування та поточного ремонту гальмівної системи АТЗ, і таким чином підвищити їх безпеку в експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кашканов А. А., Кашканова А. А., Буньков І. О. Стан та проблеми безпеки руху на автомобільному транспорті України. Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 25-27 жовтня 2021 року: збірник наукових праць. Вінниця: ВНТУ, 2021. С. 88-91.
2. Оpubлiкована статистика ДТП в Україні в 2018 году. Первый автоклуб «Автоуа». [Електронний ресурс]. URL: <http://autonews.autoua.net/novosti/20627-opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#!>.
3. Колісні транспортні засоби: вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання ДСТУ 3649:2010. [Прийнято та надано чинності: наказ Держспоживстандарту України від 28 грудня 2010 р. № 630]. К.: ДП «УкрНДНЦ», 2011. 32 с.
4. Правила №13 ЕЭК ООН. Предписания, касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных антиблокировочными устройствами. Приложение 13.
5. Правила дорожнього руху (ПДР України) 2021: [Електронний ресурс]. URL: <https://vodiy.ua/pdr/>.
6. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року: [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1360-2020-%D1%80#Text>.
7. Статистика. Патрульна поліція України. [Електронний ресурс]. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>.
8. Резник В.М. Аварійність на дорогах України у 1999 році (коментар до матеріалів УДАІ МВС України) / Резник В.М. Автошляховик України. 2000. №4. С. 44-47.
9. Афанасьев Л.Л., Дьяков А.Б., Иларионов В.А. Конструктивная безопасность автомобиля: учебное пособие. М.: Машиностроение, 1983. 212 с.

10. Бухарин Н.А. Тормозные системы. М.-Л.: Машгиз, 1960. 292 с.
11. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель [под ред. А.А. Хачатурова]. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.
12. Чудаков Е.А Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. 343 с.
13. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство”. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
14. Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Техническая кибернетика транспорта. Харьков: ХГАДТУ, 2001. 272 с.
15. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.
16. Автомобильный справочник BOSCH [пер. с англ.]. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 992 с.
17. Говорущенко Н.Я., Туренко А. Н. Системотехника транспорта. Харьков: ХГАДТУ, 1998. 468 с.
18. Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Шаша И.К. Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте: монографія. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. 361 с.
19. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
20. Кужель В. П., Кашканов А. А., Кашканов В. А. Методика зменшення невизначеності в задачах автотехнічної експертизи ДТП при ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2010. 200 с.
21. Волков В. П., Торлин В. Н., Мищенко В. М., Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кужель В. П., Ксенофонтова В. А., Ветрогон А. А., Скляр Н. В. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях: монография. Харьков: ХНАДУ, 2010. 476 с.

22. Швейки Т.В. Разработка методики нормативного диагностирования тормозов автомобилей на стендах с беговыми барабанами: Дисс. канд. тех. наук: 05.22.10. Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет. Харьков., 1999. 168с.

23. Мармут И.А. Разработка научно-методических основ проектирования универсальных передвижных станций диагностики легковых автомобилей: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Х., 2001. 204 с.

24. Зелик А.И. Исследование и разработка методов и средств диагностики тормозных систем автомобилей: автореф. дис. на получение науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобильный транспорт». М.: Моск. автомоб.-дорожн. ин-т, 1973. 25 с.

25. Малюков А.А. Повышение эффективности оценки активной безопасности автомобилей в эксплуатации: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.10. Л., 1981. 369 с.

26. Кашканов А. А., Ребедайло В. М., Кашканов В. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія. Вінниця: ВНТУ, 2010. 148 с.

27. Bogdevicius M., Vladimirov O. Dynamic process in the hydraulic braking system of transport vehicle. In: The fourth international Conference «Heavy Machinery HM 2002». Kraljevo: Riza, 2002. P. 37-40.

28. Fisher D.K. Brake System Component Dynamic Performance Measurement and Analysis. SAE 700373. 1970. P.1157-1180.

29. Qingyuan Li, Keith W. Beyer, Quan Zheng. A Model-Based Brake Pressure Estimation strategy for Traction Control System. SAE 2001, World Congress Detroit, Michigan March 5-8, 2001.

30. Automatic Braking Control for IVHS Dragos B. Maciuca, J. Christian Gerdes and J. Karl Hedrick Department of Mechanical Engineering University of California, Berkeley Berkeley, California 94720, USA.

31. Khan Y., Kulkarni P., Youcef-Toumi K. Modeling, Experimentation and Simulation of a Brake Apply System. American Control Conference. 1992. P.226-230.
32. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку : навчальний посібник МОНМС України. Вінниця : ВНТУ, 2013. 283 с.
33. Кашканов В.А., Ребедайло В.М., Кашканов А.А., Кужель В.П. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2011. 128 с.
34. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. Харьков: ХГАДТУ, 2000. 180 с.
35. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля. Москва: Транспорт, 1978. 152с.
36. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Харьков: ХГАДТУ, 1997. 235 с.
37. Кашканов А. А., Кужель В. П., Грисюк О. Г. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2010. 230 с.
38. Сергеев А. Г. Метрологическое обеспечение эксплуатации технических систем: учебное пособие. М.: Изд-во МГОУ, 1994. 487 с.
39. Бортницкий П.И. Охрана труда на автомобильном транспорте. К.: Вища школа, 1988. 263 с.
40. Аксенова З.И., Бачурин А.А. Анализ производственно-хозяйственной деятельности автотранспортных предприятий: Учебное пособие для вузов. М. Транспорт. 2007. 352 с.
41. Положення про кваліфікаційні роботи на другому (магістерському) рівні вищої освіти. СУЯ ВНТУ-03.02.02-П.001.01:21. [Електронний ресурс]. URL: <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/3090.pdf>.