

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет

(повне найменування факультету)

Автомобілі

(повне найменування кафедри)

**Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

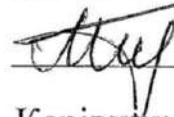
(ступінь вищої освіти)

на тему Проектування переднього гальмівного механізму  
автомобіля категорії М1 вагою 1270 кг

Виконав: студент IV курсу, групи T-111сп

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)  
Колісні та гусеничні транспортні засоби



Галан М.О.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник

Дударенко О.В.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент

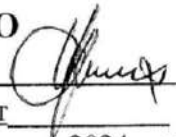
Турпак О.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Факультет Транспортний факультет  
 Кафедра Автомобілі  
 Ступінь вищої освіти Бакалавр  
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
(код і найменування)  
 Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби  
(назва освітньої програми (спеціалізації))

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**В.о. завідувача кафедри**   
Артюх О.М., к.т.н., доцент  
 « 29 » Вересня 2024 року

**ЗАВДАННЯ**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА**

Талан Марко Олександрович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1 вагою 1270 кг

керівник проєкту (роботи) к.т.н., доцент, Дударенко Ольга Василівна,  
(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «21» 05 2024 року № 235

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 17.06.2024р.

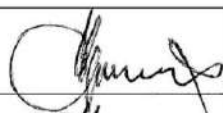
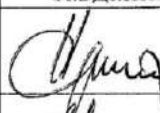


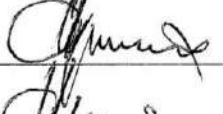

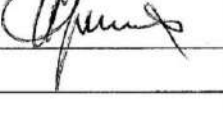
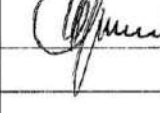
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Автомобіль категорії М1

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ; 1. Загально технічний розділ; 2. Аналітичний розділ; 3. Методи діагностики; 4. Конструкторський розділ; Висновки; Перелік джерел посилань.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів)

1. Маточина; 2. Диск гальмівний; 3. Гальмівний механізм автомобіля (СК); 4. Роликовий стенд для діагностики гальмівної системи автомобіля (СК); 5. Структурно-слідча схема несправностей гальмівної системи автомобіля; 6. Полумуфта ведуча; 7. Полумуфта відомка; 8. Ролик; 9. Диск опорний

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

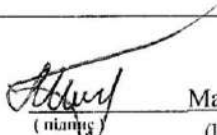
Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймає виконання завдання
Загально технічний розділ	Дударенко О.В., к.т.н., доцент		
Аналітичний розділ	Дударенко О.В., к.т.н., доцент		
Методи діагностики	Дударенко О.В., к.т.н., доцент		
Конструкторський розділ	Дударенко О.В., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання « 29 » 04 2024 року.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примі:
1.	Узгодження теми бакалаврської роботи	29.04.24-05.05.24	
2.	Загально технічний розділ	06.05.24-12.05.24	
3.	Аналітичний розділ	13.05.24-19.05.24	
4.	Методи діагностики	20.05.24-26.05.24	
5.	Конструкторський розділ	27.05.24-09.06.24	
6.	Оформлення пояснювальної записки та креслень	10.06.24-16.06.24	
7.	Захист	17.06.24-23.06.24	

Студент

  
(підпис)

Марко ТАЛАН  
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

  
(підпис)

Ольга ДУДАРЕНКО  
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи: 73 с., 3 табл., 21 рис., 21 джерело.

ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ, ДИСК, МОМЕНТ, НАВАНТАЖЕННЯ, ДІАГНОСТИЧНИЙ СТЕНД, ЛІНІЙНЕ ПЕРЕМІЩЕННЯ, ГАЛЬМІВНЕ ЗУСИЛЛЯ

Об'єкт дослідження – гальмівна ефективність автомобіля категорії М1 з дисковим гальмівним механізмом.

Мета дослідження – підвищення ефективності гальмівних механізмів автомобілів категорії М1.

Методи дослідження. Основним методом теоретичних досліджень є системний аналіз та синтез.

Бакалаврська кваліфікаційна робота з вибору та обґрунтуванню конструктивних параметрів переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1 складається з пояснювальної записки, розрахунків та креслень.

## ЗМІСТ

С.

Вступ.....	7
1 Загально технічний розділ.....	9
1.1 Призначення та вимоги до гальмівної системи.....	9
1.2 Класифікація гальмівної системи.....	11
1.3 Конструкція та принцип роботи гальмівної системи автомобіля категорії М1.....	13
1.4 Несправності гальмівної системи автомобіля категорії М1.....	16
1.5 Технічні характеристики автомобіля прототипу.....	18
2 Аналітичний розділ.....	21
2.1 Обґрунтування застосування дискових колодкових гальм.....	21
2.2 Інноваційні підходи та технології, що використовуються в конструкції дискових гальм.....	26
3 Методи діагностики.....	31
3.1 Лабораторні випробування.....	31
3.2 Дорожні випробування.....	36
3.2.1 Методика проведення випробувань з довговічності та зносостійкості.....	37
3.2.2 Методика проведення випробувань щодо визначення ефективності гальм.....	38
3.3 Сучасні методи діагностування.....	42
4 Конструкторський розділ.....	44
4.1 Визначення геометричних параметрів гальмівної системи.....	44
4.1.1 Передній гальмівний механізм.....	44
4.1.2 Задній гальмівний механізм.....	47

4.1.3 Перевірка працездатності гальмівних механізмів за питомими показниками.....	49
4.1.4 Головний гальмівний циліндр.....	51
4.1.5 Вакуумний підсилювач.....	53
4.1.6 Стоянкова гальмівна система.....	54
4.2 Конструювання стенду для діагностики гальм автомобіля.....	58
4.2.1 Пристрій та принцип роботи стенда, що проєктується.....	58
4.2.2 Визначення основних геометричних параметрів стенда, що проєктується.....	60
4.2.3 Розрахунок потужності стенда.....	61
4.2.4 Датчикова апаратура стенда.....	62
4.2.5 Розрахунок конструкції стенду на міцність.....	65
4.2.6 Підбір та розрахунок підшипників кочення.....	66
4.2.7 Перевірочний розрахунок.....	68
Висновки.....	70
Перелік джерел посилань.....	71

## ВСТУП

XXI сторіччя характеризується дуже стрімким розвитком автомобільного транспорту. Зростаюча швидкість руху автомобілів та інтенсивність транспортного потоку становлять підвищену небезпеку.

Автомобіль, що рухається, має певну кінетичну енергію, і чим більше маса автомобіля, тим більше в ньому запасається енергії. Для зниження швидкості або повної зупинки цю енергію необхідно у автомобіля «відібрати». Найпростіше досягти цього можна переведенням кінетичної енергії в енергію іншого виду, наприклад — теплову. Як це реалізувати практично? Наприклад, за допомогою сил тертя достатньо змусити колеса сильніше тертися об дорогу чи іншу поверхню, в результаті кінетична енергія перейде в теплову, а автомобіль зупиниться.

Саме це завдання і вирішує гальмівна система автомобіля: вона за рахунок сил тертя, що виникають у гальмівному механізмі, призводить до зниження швидкості або повної зупинки автомобіля. Також існує рекуперативне гальмування, але в ньому використовується той самий принцип перетворення кінетичної енергії в енергію іншого виду, наприклад, електричну, за рахунок чого і відбувається зупинка транспортного засобу.

Гальмівні властивості визначають активну безпеку автомобіля і тому регламентуються міжнародними документами, розробленими Комітетом з внутрішнього транспорту Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН) – Правила №13, відповідно до яких розробляються національні стандарти [1].

Відповідно до Правил ЄЕК ООН №13 усі автотранспортні засоби мають бути обладнані гальмівними системами, призначеними для здійснення робочого, стоянкового та аварійного гальмування. Ці функції виконують відповідно робоча, стоянкова та запасна гальмівні системи.

Гальмівні механізми робочої гальмівної системи при номінальному тиску в їх приводі повинні розвивати достатні моменти для реалізації зчпних можливостей коліс з дорогою. Так як при гальмуванні відбувається перерозподіл нормальних реакцій дороги на колеса, причому, навантаження на колеса переднього моста зростає, а на колеса заднього зменшується, то в основу вибору параметрів гальмівних механізмів обирають визначення максимального моменту гальмівних механізмів за умов зчеплення передніх коліс на дорозі [5].

# 1 ЗАГАЛЬНО ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Призначення та вимоги до гальмівної системи

Гальмівна система призначена для зниження швидкості руху та/або зупинки транспортного засобу або механізму. Вона також дає змогу утримувати транспортний засіб від мимовільного руху під час спокою.

Гальмівні системи суттєво впливають на безпеку руху автомобіля. Тому гальмівним системам, крім загальних вимог до конструкції автомобіля, пред'являються підвищені спеціальні вимоги. Відповідно до цих вимог гальмівні системи повинні забезпечувати [4, 6]:

- мінімальний гальмівний шлях або максимальне уповільнення при гальмуванні;
- збереження стійкості автомобіля при гальмуванні;
- стабільність гальмівних властивостей при багаторазових гальмуваннях;
- мінімальний час спрацьовування під час гальмування;
- пропорційність між зусиллям на гальмівній педалі та гальмівними силами на колесах автомобіля (силова слідкуюча дія);
- легкість керування.

**Мінімальний гальмівний шлях.** Гальмівні системи автомобіля мають бути високоефективними. При інтенсивному русі кількість дорожньо-транспортних пригод та аварій зменшиться, якщо максимальне значення уповільнення буде високим і приблизно однаковим у різних за типом та масою автомобілів, що рухаються в потоці.

Необхідними умовами отримання мінімального гальмівного шляху є мінімальний час спрацьовування гальмівного приводу, одночасне гальмування всіх коліс автомобіля, можливість доведення гальмівних сил на

всіх колесах автомобіля до максимального значення зчеплення та забезпечення необхідного розподілу гальмівних сил між колесами автомобіля відповідно до навантажень на колеса.

**Стійкість при гальмуванні.** Виконання цієї вимоги підвищує ефективність гальмування автомобіля на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення (слизькі, зледенілі тощо) та сприяє підвищенню безпеки руху.

Така пропорційність між гальмівними силами та навантаженнями на передніх та задніх колесах може бути досягнута різними способами, наприклад, за допомогою регуляторів гальмівних сил, які регулюють гальмівні сили на колесах мосту залежно від навантаження, що припадає на міст [4, 11].

Дотримання зазначеної пропорційності забезпечить гальмування автомобіля з максимальним уповільненням у будь-яких дорожніх умовах.

**Стабільність при гальмуванні.** Зазначена вимога пов'язана з нагріванням гальмівних механізмів під час гальмування та можливим порушенням їхньої дії при нагріванні. Так, при нагріванні зменшується коефіцієнт тертя між фрикційними накладками колодок та гальмівними барабанами (дисками). Крім того, нагрівання гальмівних накладок суттєво впливає на їхнє зношування. І чим вище температура гальмівних накладок при гальмуванні, тим більше їх зношування.

Стабільність гальмівних властивостей при неодноразових гальмуваннях автомобіля може бути забезпечена, якщо гальмівні накладки матимуть коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,3...0,35, що мало залежить від швидкості ковзання, нагріву та попадання на них води.

**Мінімальний час спрацьовування.** Час спрацьовування гальмівної системи при гальмуванні істотно впливає на гальмівний шлях автомобіля і, отже, на безпеку його руху. Час спрацьовування гальмівної системи залежить, головним чином, від типу гальмівного приводу. Воно має становити 0,2...0,5 с при гідравлічному приводі, 0,6...0,8 с при пневматичному приводі та 1...2 с для автопоїзда з пневматичним гальмівним приводом. Виконання зазначеної

вимоги забезпечує значне підвищення безпеки руху автомобіля у різних дорожніх умовах [1, 9].

**Силова слідкуюча дія.** Зазначена вимога пов'язана із забезпеченням пропорційності між зусиллям на гальмівній педалі та гальмівними силами на колесах автомобіля при гальмуванні. Виконання цієї вимоги за плавного збільшення гальмівних сил на колесах автомобіля забезпечує збереження зручності їзди для пасажирів.

**Легкість керування.** Ця вимога необхідна для полегшення роботи водія, що ускладняється через часті гальмування автомобіля, особливо в умовах міста та в гірських умовах. Так, гальмування в гірських умовах здійснюється у 8-10 разів частіше, ніж у звичайних умовах на замиському шосе.

Зусилля на гальмівній педалі при гальмуванні автомобілів має становити 500...700 Н (менше значення – для легкових автомобілів) під час педалі 80...180 мм. Зусилля на важелі гальмівної системи стоянки не повинно перевищувати 400 Н при невеликому ході важеля (300 мм).

## 1.2 Класифікація гальмівної системи

На сучасних автомобілях з метою безпеки руху встановлюють кілька гальмівних систем, що виконують різне призначення. За цією ознакою гальмівні системи поділяють на [3, 18]:

- робочу;
- запасну;
- стоянкову;
- допоміжну.

**Робоча гальмівна система.** Робоча гальмівна система служить для регулювання швидкості руху транспортного засобу та її зупинки.

Робоча гальмівна система приводиться в дію натисканням на педаль гальма, яка розташовується в ногах у водія (виключення – автомобілі для навчання принципам водіння, додаткова група педалей розташовується в ногах у інструктора, а також нерідко моделі, призначені для використання інвалідами або переобладнані для них). Зусилля ноги водія передається на гальмівні механізми всіх чотирьох коліс.

Гальмівні системи також діляться за типами приводів: механічний, гідравлічний, пневматичний та комбінований. Так, на легкових машинах у наш час переважно використовуються гідравлічний привід, а на вантажних пневматичний та комбінований. Для зменшення прикладеного зусилля на педаль гальма встановлюється вакуумний або пневматичний підсилювач гальм.

**Запасна гальмівна система.** Запасна гальмівна система служить для зупинки транспортного засобу при виході з експлуатації робочої гальмівної системи.

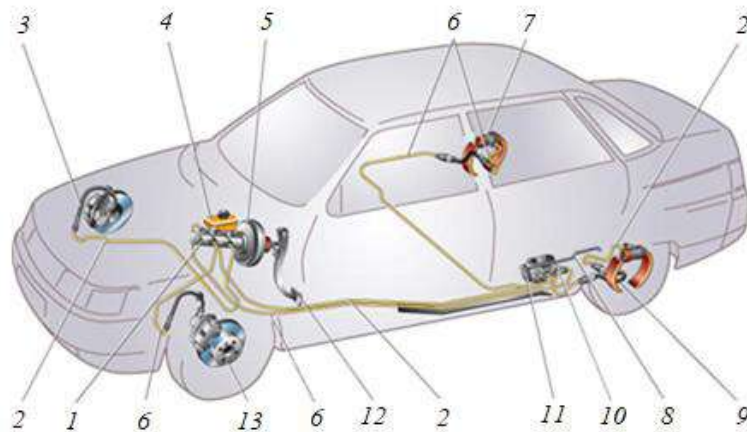
**Стоянкова гальмівна система.** Стоянкова гальмівна система стоянки служить для утримання транспортного засобу нерухомо на дорозі. Використовується не тільки на стоянці, вона також застосовується для запобігання скачування транспортного засобу назад при старті на підйомі.

Стоянкова гальмівна система приводиться в дію за допомогою важеля гальма стоянки, і, як правило, загальмовує задні колеса. На легкових автомобілях прокладено тросовий привід до задніх гальмівних механізмів, на вантажних автомобілях з повітряними гальмами на задніх осях встановлені енергоакумулятори – гальмівні камери зі встановленими всередині пружинами, за рахунок яких колеса утримуються загальмованими, а при подачі повітря пружини стискаються і стоянкове гальмо відпускає [11, 14].

**Допоміжна гальмівна система.** Допоміжна гальмівна система служить для тривалої підтримки постійної швидкості (на затяжних спусках) за рахунок гальмування двигуном, що досягається припиненням подачі палива в циліндри двигуна і перекриттям випускних трубопроводів.

### 1.3 Конструкція та принцип роботи гальмівної системи автомобіля категорії М1

Розглянемо гальмівну систему автомобіля категорії М1, в якості прототипу візьмемо автомобіль ВАЗ-2110 (рис. 1.1) [12].



- 1 – головний циліндр гідроприводу гальм; 2 – трубопровід контуру «праве переднє – ліве заднє гальмо»; 3 – гнучкий шланг переднього гальма;  
 4 – бачок головного циліндра; 5 – вакуумний підсилювач;  
 6 – трубопровід контуру «ліве переднє – праве заднє гальмо»;  
 7 – гальмівний механізм заднього колеса; 8 – пружний важіль приводу регулятора тиску; 9 – гнучкий шланг заднього гальма; 10 – регулятор тиску; 11 – важіль приводу регулятора тиску; 12 – педаль гальма;  
 13 – гальмівний механізм переднього колеса

Рисунок 1.1 – Гальмівна система автомобіля ВАЗ-2110

Робоча гальмівна система ВАЗ-2110 – гідравлічна, двоконтурна (розділення контурів діагональне), з регулятором тиску задніх коліс – 10, вакуумним підсилювачем 5 та індикатором рівня гальмівної рідини у бачку.

При виході з ладу одного з двох контурів гальмівної системи ВА3-2110 гальмування автомобіля забезпечуватиме другий контур, але при цьому ефективність гальм значно зменшиться.

Гальмівні механізми передніх коліс 13 – дискові вентильовані, з однопоршневою скобою і сигналізатором зносу гальмівних накладок. Гальмівні механізми задніх коліс 7 – барабанні, з двопоршневими колісними циліндрами та автоматичним регулюванням зазору між колодками та барабаном. Пристрій автоматичного регулювання зазору розташований у гальмівному циліндрі.

Головний гальмівний циліндр 1 кріпиться до корпусу вакуумного підсилювача 5 на двох шпильках. В отвори у верхній частині циліндра на гумових ущільненнях вставлений напівпрозорий поліетиленовий бачок 4 з датчиком аварійного рівня рідини. На бачку нанесені мітки максимального та мінімального рівнів рідини. У нижній частині циліндра вкручені два гвинти, що обмежують переміщення поршнів. Гвинти ущільнені мідними прокладками. У передній частині циліндра (по ходу автомобіля) вкручена заглушка, що служить упором зворотної пружини, а також ущільнена мідною прокладкою. Поршні в головному циліндрі розташовані послідовно, найближчий до вакуумного підсилювача приводить в дію правий передній та лівий задній гальмівні механізми, а той, що ближче до заглушки – лівий передній та правий задній. Ущільнювальні гумові кільця високого тиску (манжети) головного гальмівного циліндра та задніх колісних циліндрів взаємозамінні (номінальний діаметр – 20,64 мм). Кільце ущільнювача низького тиску – з проточкою, встановлено на поршні, що контактує зі штоком вакуумного підсилювача.

Вакуумний підсилювач 5 розташований між педальним вузлом та головним гальмівним циліндром 1 і кріпиться до кронштейна педального вузла на двох шпильках. Підсилювач – нерозбірну конструкцію, при виході з ладу його слід замінити. Найпростіша перевірка справності підсилювача: на автомобілі із заглушеним двигуном кілька разів натискаємо на педаль гальма

і, утримуючи натиснутою педаль, запускаємо двигун. При справному підсилювачі з початком роботи двигуна педаль має піти вперед.

Регулятор тиску задніх гальм 10 кріпиться двома болтами до кронштейна в лівій задній частині кузова. Один з цих болтів (передній) також зміцнює кронштейн вилчастого важеля приводу регулятора тиску 11. За рахунок овальності отворів для його кріплення кронштейн разом з важелем можна переміщати щодо регулятора тиску, змінюючи зусилля, з яким важіль діє на поршень регулятора. Зі збільшенням навантаження на задню вісь автомобіля пружний важіль також навантажується, передаючи зусилля на поршень регулятора тиску. При натисканні на педаль гальма тиск рідини прагне висунути поршень назовні, чому перешкоджає зусилля пружного важеля. Коли система входить у рівновагу, клапан, розташований у регуляторі, ізолює задні гальмівні циліндри від головного гальмівного циліндра, не допускаючи подальшого зростання гальмівного зусилля на задній осі і перешкоджаючи випереджаючому блокуванню задніх коліс по відношенню до передніх. При збільшенні навантаження на задню вісь, коли зчеплення задніх коліс з дорогою покращується, регулятор забезпечує більший тиск у колісних циліндрах і навпаки – зі зменшенням навантаження тиск падає. У корпусі регулятора є отвір, закритий заглушкою. Підтікання гальмівної рідини з цього отвору говорить про герметичність ущільнювальних кілець регулятора.

Плаваюча скоба переднього гальма включає супорт і колісний циліндр, які стягнуті між собою двома болтами. Двома іншими болтами скоба кріпиться до пальців, встановлених в отворах напрямної колодок. У ці отвори закладається мастило. Між пальцями та напрямною колодок встановлені гумові захисні чохла. До пазів напрямної підібгані пружинами гальмівні колодки. Внутрішня колодка має сигналізатор зношування накладок. У циліндрі встановлений поршень з гумовим кільцем ущільнювача прямокутного перерізу. За рахунок пружності цього кільця підтримується постійний оптимальний зазор між гальмівними колодками та диском [1].

Гальмівні диски – чавунні. Мінімально допустима товщина диска при зносі – 17,8 мм для вентильованих дисків та 10,8 мм – для невентильованих, максимальне биття по зовнішньому радіусу – 0,15 мм.

Задні колісні гальмівні циліндри мають пристрій для автоматичної підтримки зазору між колодками і барабаном. Основний елемент пристрою – сталеве пружинне розрізне кільце, встановлене на поршні з осьовим зазором 1,25-1,65 мм. Упорні кільця (по два на циліндр) вставлені з натягом, що забезпечує зусилля зсуву по дзеркалу циліндра не менше 35 кгс, що перевищує зусилля пружин гальмівних колодок. При зносі гальмівних накладок наполегливі кільця під впливом поршнів зрушуються на величину зносу. У разі пошкодження дзеркала поршнів під дією механічних домішок, що потрапили в гальмівну рідину або утворилися під дією корозії (наявність води в гальмівній рідині), кільця можуть закинути в циліндрі і один або навіть обидва поршні втратить рухливість. Циліндри в цьому випадку необхідно замінити [10].

Привід гальмівної системи стоянки – механічний, тросовий, на задні колеса. Він складається з важеля, регулювальної тяги, вирівнювача двох тросів, важеля приводу колодок та розпірної планки.

#### **1.4 Несправності гальмівної системи автомобіля категорії М1**

Можливі несправності гальмівної системи легкового автомобіля [10]:

1. Збільшений робочий хід педалі гальма. Причини несправності:
  - витік гальмівної рідини з колісних циліндрів;
  - повітря в гальмівній системі;
  - пошкоджені гумові кільця ущільнювачів в головному гальмівному циліндрі;
  - пошкоджено гумові шланги гідроприводу гальм;

- підвищене биття гальмівного диска (понад 0,15 мм);
- витік рідини через кільця ущільнювача штовхача регулятора тиску;

## 2. Недостатня ефективність гальмування. Причини несправності:

- замаслювання накладок колодок гальмівних механізмів;
- заклинювання поршнів у колісних циліндрах;
- повне зношування накладок гальмівних колодок;
- перегрів гальмівних механізмів;
- застосування колодок із невідповідними накладками;
- неправильне регулювання регулятора тиску;
- втрата герметичності одного з контурів (супроводжується частковим провалом педалі гальма);

## 3. Неповне розгальмовування всіх коліс. Причини несправності:

- відсутній вільний хід педалі гальма;
- порушено виступ регулювального болта штока вакуумного підсилювача щодо площини кріплення головного циліндра;
- набухання гумових ущільнювачів головного циліндра внаслідок потрапляння в рідину бензину, мінеральних олив тощо;
- заклинювання поршня головного циліндра;

## 4. Пригальмовування одного колеса за відпущеної педалі. Причини несправності:

- зламалася або ослабла стяжна пружина колодок заднього гальма;
- заїдання поршня в колісному циліндрі внаслідок забруднення чи корозії корпусу циліндра;
- набухання ущільнювальних кілець колісного циліндра через попадання в рідину бензину, мінеральних олив тощо;
- порушення положення супорта відносно гальмівного диска при ослабленні болтів кріплення направляючої колодок до поворотного кулака;
- неправильне регулювання стоянкової гальмівної системи;

## 5. Занесення або відведення автомобіля убік при гальмуванні. Причини:

- заклинювання поршня колісного циліндра;

- закупорювання будь-якої сталевий трубки внаслідок вм'ятини, засмічення;
- забруднення або замаслювання дисків, барабанів та накладок;
- неправильне регулювання приводу регулятора тиску;
- несправний регулятор тиску;
- порушені кути установки коліс;
- різний тиск у шинах;
- не працює один із контурів гальмівної системи (супроводжується погіршенням ефективності гальмування та збільшеним ходом педалі);

6. Збільшене зусилля на педалі гальма під час гальмування. Причини:

- несправний вакуумний підсилювач;
- пошкоджений шланг, що з'єднує вакуумний підсилювач і трубу впуску двигуна, або ослабло його кріплення на штуцерах;
- набухання ущільнювачів циліндрів через попадання в рідину бензину, мінеральних олив тощо;

7. Писк або вібрація гальм. Причини несправності:

- ослаблення стяжної пружини гальмівних колодок заднього гальма;
- поява овальності гальмівних барабанів;
- замаслювання фрикційних накладок;
- знос накладок або включення до них сторонніх тіл;
- надмірне биття гальмівного диска або його нерівномірне зношування (відчується по вібрації гальмівної педалі) [10, 13].

## **1.5 Технічні характеристики автомобіля прототипу**

Зовнішній вид автомобіля ВАЗ-2110 представлено на рисунку 1.2, технічні характеристики наведені в таблиці 1.1 [18].



Рисунок 1.2 – Автомобіль ВАЗ-2110

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автомобіля ВАЗ-2110

Двигун
Двигун: 1.6і
Код двигуна: ВАЗ-21124
Тип двигуна: ДВЗ
Тип палива: Бензин
Об'єм двигуна, куб.см: 1596
Розташування циліндрів: Рядне
Кількість циліндрів: 4
Кількість клапанів: 16
Ступінь стиску: 10.3:1
Потужність, к.с.: 90
Оберти макс. потужності, об./хв.: 5600
Крутний момент, Нм: 137
Оберти макс. моменту, об./хв.: 4000
Динаміка та витрата
Максимальна швидкість, км/год.: 185
Час розгону (0-100 км/год), з: 12
Витрата палива (міський цикл), л. на 100 км: 10.1

## Продовження таблиці 1.1

Динаміка та витрата
Витрата палива (заміський цикл), л. на 100 км: 6.3
Витрата палива (змішаний цикл), л. на 100 км: 7.7
Норма токсичності: Euro III
Габарити
Кількість місць: 5
Довжина, мм: 4265
Ширина, мм: 1680
Кількість місць: 5
Довжина, мм: 4265
Ширина, мм: 1680
Висота, мм: 1420
Колісна база, мм: 2492
Колія передніх коліс, мм: 1410
Колія задніх коліс, мм: 1380
Споряджена маса, кг: 1060
Повна маса, кг: 1335
Об'єм багажника, л: 450
Об'єм паливного бака, л: 43
Діаметр розвороту, м: 10.4
Кліренс, мм: 165
Коробка та привід
Коробка передач: 5-мех
Тип коробки: Механіка
Кількість передач: 5

Закінчення таблиці 1.1

Гальмівна система
Передні гальма: Дискові Задні гальма: Барабанні
Колеса
Діаметр дисків: 14 Тип дисків: Сталеві Запаска: Повнорозмірна Шини: 175/65R14

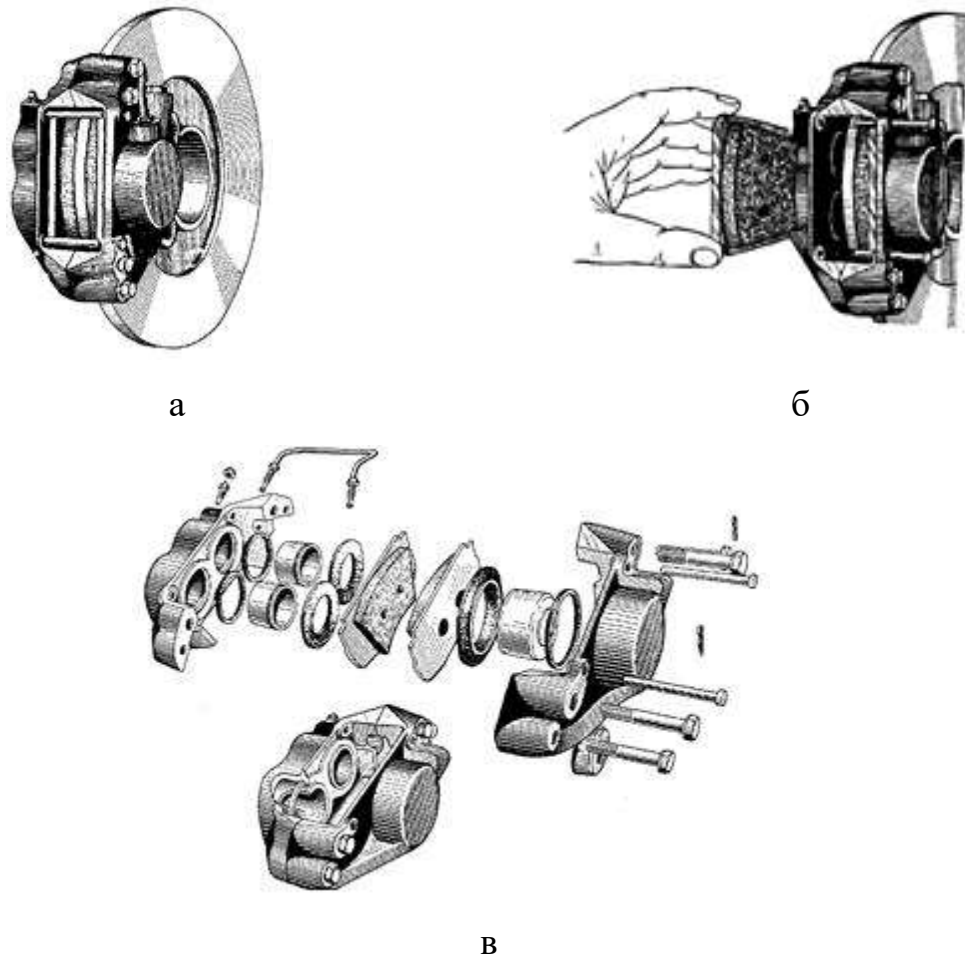
## 2 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Обґрунтування застосування дискових колодкових гальм

Дискові колодкові гальма знаходять нині значне поширення в автомобілебудуванні, але за своїми характеристиками, габаритами та зручністю компонування можуть застосовуватися в різних галузях машинобудування. Дискові гальма, у яких фрикційна накладка виконана у вигляді суцільного кільця або кільця, набраного з окремих секторів, мають коефіцієнт перекриття (тобто відношення поверхні тертя, перекритою фрикційним матеріалом, до всієї поверхні тертя металічного диска), близький до одиниці. Ця обставина створює погіршені умови тепловідведення з поверхні тертя, тому що тепло, що утворюється при терті, відводиться від металевого диска, головним чином, через циліндричну поверхню диска, яка має відносно малі розміри. З метою покращення тепловідведення фірмами Girling та Lockheed (Англія) застосовуються дискові гальма з дуже малим

коефіцієнтом перекриття. При цьому близько 90% всієї поверхні металевого диска (рис. 2.1) в процесі гальмування не знаходиться у контакті з фрикційним матеріалом і вільно омивається навколишнім повітрям [7, 20].

Одна з конструкцій гальм даного типу (Dunlop) показана на рисунку 2.1.



а – зовнішній вигляд; б – заміна зношених колодок; в – зображення окремих елементів гальма

Рисунок 2.1 – Дискове гальмо Girling (системи Dunlop)

Дискове гальмо Girling (системи Dunlop) складається з двох основних частин: гальмівного диска, виготовленого з високоякісного чавуну, та чавунної коробки, укріпленої нерухомо. Диск, прикріплений до маточини колеса, обертається разом із колесом. Він охоплюється коробкою, в якій з кожного боку диска розташовано по гідравлічному циліндру з поршнем,

запобіжному від попадання пилю ущільненням. Між поршнями та диском поміщені сегментні фрикційні накладки, укріплені на сталевій пластині, яка, у свою чергу, з'єднана з коробкою за допомогою фіксуючих штифтів. Натисканням на педаль подається робоча рідина в гідравлічний циліндр. При цьому поршень натискає на накладки і затискає гальмівний диск одночасно з обох сторін з однаковою силою, що досягається наявністю трубки, що з'єднує обидва гідравлічні циліндри; в інших конструкціях у самій коробці відливають канали, що з'єднують циліндри [17, 21].

При знятті зусилля з педалі керування тиск поршня на накладки припиняється і під дією пружності накладок вони разом з поршнем відходять від гальмівного диска, звільняючи його; при цьому між диском та накладками утворюється невеликий зазор. Зношування накладок легко контролюється, так як сегменти добре видно без розбирання гальма. Для зміни зношених накладок достатньо звільнити два штифти, після чого накладки виймаються і на їх місце вставляються пластини з новими накладками. У міру зносу фрикційного матеріалу поршні поступово рухаються вперед і зазор між накладкою та гальмівним диском регулюється автоматично незалежно від ступеня зношеності накладок [1, 16].

Установка гальма Dunlop біля диференціала показана на рисунку 2.2.

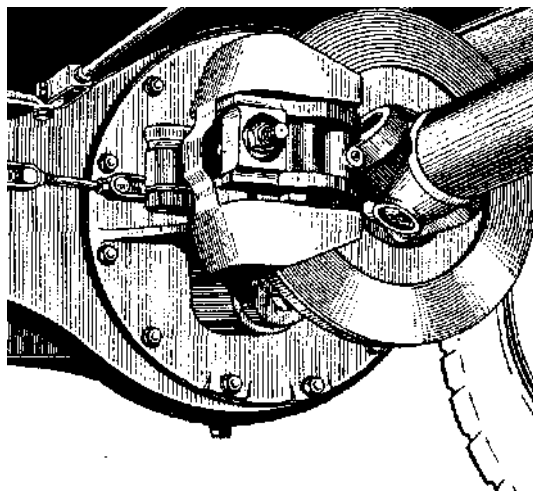


Рисунок 2.2 – Встановлення дискового колодкового гальма Dunlop

Для швидкохідних та важких машин у гальмі Girling розміщуються шість гідравлічних циліндрів, розташованих попарно один проти одного, чим врівноважується тиск накладок на гальмівний диск та забезпечується відсутність вигину диска, а також осьового тиску на підшипники коліс (рис. 2.3). Нові англійські спортивні та гоночні автомобілі мають гальмами Girling.

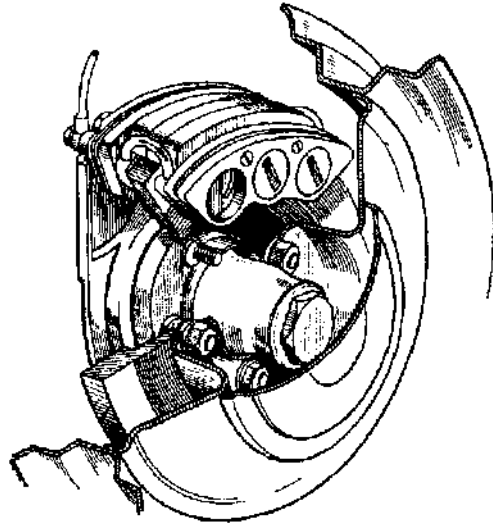


Рисунок 2.3 – Дискове гальмо з шістьма гідравлічними циліндрами

Однак відсутність серводії робить необхідним збільшення зусилля натискання на педаль керування, що затримує їх поширення в машинах важкого типу [20].

Представлене на рисунку 2.4 дискове гальмо Lockheed складається з сідла 1, що охоплює гальмівний диск 5, прикріплений до маточини колеса. У сідлі з одного боку від диска розташовуються кілька гідравлічних циліндрів 3, поршні яких під дією тиску рідини натискають на сталеві пластини 4 з укріпленими на них фрикційними накладками і затискають гальмівний диск між цією рухомою і нерухомою накладкою 6, укріпленої на стінці сідла.

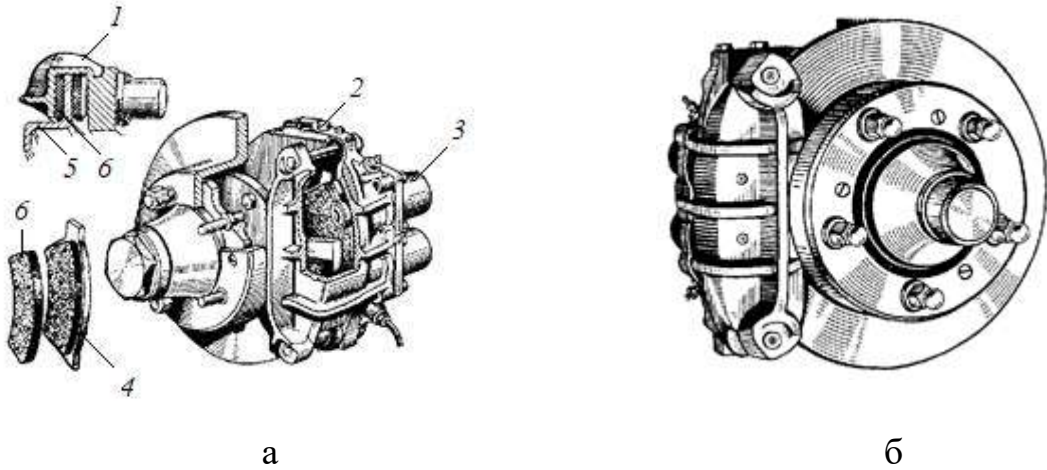


Рисунок 2.4 – Дискове гальмо Lockheed

Для кращого відведення тепла сідло виготовляють із легкого матеріалу з високою теплопровідністю та забезпечують охолодними ребрами. Щоб зменшити удари, що передаються з сідла на раму машини при замиканні гальма, сідло з'єднується з рамою за допомогою прокладок 2, що амортизують.

Ще одна конструкція дискового гальма із симетрично розташованими відносно гальмівного диска гідравлічними циліндрами наведена на рисунку 2.5.

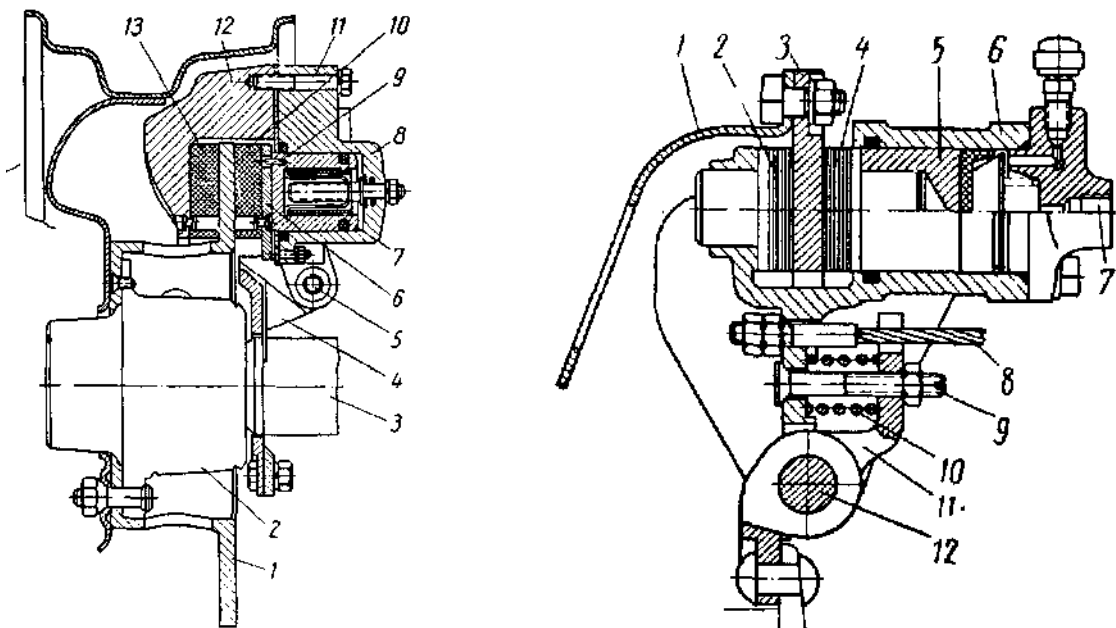


Рисунок 2.5 – Дискове гальмо

Корпус гідравлічного циліндра *б* шарнірно укріплений на осі *12*. Циліндр утримується від повороту на цій осі в одну сторону болтом *9*, що з'єднує корпус *б* з нерухомим кронштейном *I*, а в іншу сторону – пружиною *10*, закладеної між кронштейном *11* і корпусом *б*. Корпус циліндра охоплює з обох боків гальмівний диск *3*, прикріплений до диска колеса.

При подачі рідини під тиском корпус гідравлічного циліндра *б* через отвір *7* поршень *5* притискає фрикційну накладку *4* до гальмівного диска. Сила реакції відхиляє корпус циліндра вправо, стискаючи пружину *10*, гальмівна накладка *2* також притискається до гальмівного диска. Внаслідок шарнірного кріплення корпусу *б* тиск обох накладок буде однаковим [20, 21].

При знятті зусилля педалі керування пружина *10* відновлює колишнє положення корпусу циліндра, розмикаючи гальмівний пристрій. Щоб створити ручне пригальмовування, до корпусу циліндра прикріплюється трос *8*, що йде до системи ручного керування гальмом.

Недоліком конструкції дискових гальм типу Girling та Lockheed є великий тиск між гальмівним диском та фрикційним матеріалом через відносно малу площу контакту. Тому в цих гальмах особлива увага звертається на підбір фрикційної пари (гальмівний диск – фрикційна накладка), до якої висувуються підвищені вимоги щодо її фрикційних якостей.

## **2.2 Інноваційні підходи та технології, що використовуються в конструкції дискових гальм**

Переваги дискових гальм [1, 15]:

- при підвищенні температури характеристики дискових гальм досить стабільні, тоді як барабанні знижують ефективність;
- температурна стійкість дисків вища, зокрема, через те, що вони краще охолоджуються;

- вища ефективність гальмування дозволяє зменшити гальмівний шлях;
- менші вага та розміри;
- підвищується чутливість гальм;
- час спрацювання зменшується;
- зношені колодки просто замінити, на барабанних доводиться робити зусилля на припасування колодок щоб одягнути барабани
- близько 70% кінетичної енергії автомобіля гаситься передніми гальмами, задні дискові гальма дозволяють знизити навантаження на передні диски;
- температурні розширення впливають на якість прилягання гальмівних колодок.

Як одна з основних переваг дискових гальм можна згадати їх меншу вагу в порівнянні з барабанними, а це одна з головних складових безпружинних мас, боротьба за зниження яких ведеться виробниками по всіх напрямках. Боротьба за зниження безпружинних мас і поліпшення відведення тепла призвела конструкторів до створення так званих вентильованих дисків (рис. 2.6) [11, 15].



Рисунок 2.6 – Дискове гальмо з вентильованим гальмівним диском

Вони є своєрідним сендвічем з двох дисків, між якими пророблені спеціальні отвори, що формують своєрідні лопаті, на кшталт турбіни. Завдяки цим лопатям та каналам тепло відводиться більш ефективно, а вага диска знижується. Але часом цього замало. Існує ще один важливий аспект впливу тепла на роботу гальм. При високих навантаженнях гальмівні диски можуть нагріватись до дуже високих температур. Тут виробники гальмівних систем йдуть на різні технічні хитрощі. Так, наприклад, багато фірм пропонують розбірні гальмівні диски. Вони являють собою безпосередньо робочий диск у вигляді бублика, скріплений болтовим з'єднанням із середньою частиною, яка вже й кріпиться на маточину. Також часто можна зустріти гальмівні диски з перфорацією та канавками (шліцами). Пророблені по всій робочій площині диска наскрізні отвори знижують вагу диска, сприяють більш ефективному зниженню температури при роботі, видаляють гази, що утворюються при терті колодок об диск.

Якщо повернутись до «сендвічів», то варто згадати про цікаву розробку австралійських інженерів. Компанія DBA запатентувала передову технологію системи вентиляції гальмівного диска (австралійський патент № 742333). Назвали такі диски Kangaroo Paw або Лапа Кенгуру (рис. 2.7). Назва обумовлена не стільки тим, що австралійська компанія, скільки тим, що в розрізі перемички між двома половинками диска нагадують слід кенгуру. Завдяки тому, що 144 стовпчики мають особливу форму і розташовані у визначеному порядку між двома сторонами гальмівного диска, створюється ефект ротора. Обертання диска призводить до утворення аеродинамічної турбулентності повітря всередині диска, збільшуючи його швидкість. Це призводить до того, що гаряче повітря буквально виштовхується з внутрішньодискового простору, сприяючи більш інтенсивному охолодженню (рис. 2.8).



Рисунок 2.7 – Гальмівний диск Kangaroo Paw



Рисунок 2.8 – Дія теплового поля у гальмівному диску

Така архітектура гальмівного диска робить його міцнішим і стабільнішим при загальному зниженні маси. Цю розробку можна вважати серйозним проривом у дизайні гальмівних дисків [1].

Ще дивовижніше рішення запропонувала американська компанія Delphi. Її інженери модернізували весь дисковий гальмівний механізм. Запропоновано оригінальну ідею дводискового гальма для передніх коліс автомобіля, що отримав невігадливу назву Twin Disk (рис. 2.9).



Рисунок 2.9 – Складовий гальмівний диск

В цій конструкції для гальмування використовуються не дві, а три гальмівні колодки. До звичайної пари додається середня колодка, розташована між двома «плаваючими» дисками, не пов'язаними один з одним перегородками. Завдяки такому компоюваннюм гідравлічний поршень переносить своє зусилля не на дві площини гальмівного диска, як завжди, а відразу на чотири. Тим самим, ефективність гальм, динаміка гальмування збільшується в 1,7 рази в порівнянні зі звичайними дисковими гальмами. Зусилля на педаль знижується майже вдвічі. Крім того, вентиляція таких дисків значно краще, вони менше нагріваються, а отже, довше «живуть».

Зростання швидкостей і, як наслідок, збільшення вимог до гальм призводять до появи нових матеріалів для створення гальмівних дисків. Так, у світі автоспорту використовують диски на основі вуглеволокна (carbon fiber composite). Такі гальма значно легші за своїх чавунних побратимів і працюють дуже ефективно (інакше їх не стали б використовувати у спорті). Однак карбонові гальма працюють лише за дуже високих температур. Те, що для звичайних сталевих або чавунних дисків може вважатися екстремально високою температурою, для карбонових дисків – нормальний робочий стан. Тобто на звичайних автомобілях у звичайних умовах експлуатації такі гальма просто не працюватимуть – не встигнуть розігрітися.

Гальмівні колодки – найважливіший елемент гальмівної системи. Саме від них залежить ефективність роботи гальм. Хороші, правильні колодки будуть не тільки довго і надійно виконувати свої функції, але й збережуть гальмівний диск чи барабан цілим та неушкодженим довгі роки. Гальмівні колодки бувають різними. Причому йдеться не про конструкцію та дизайн, а в першу чергу про матеріал фрикційних накладок, які власне і здійснюють гальмування. Фрикційних сумішей на сьогодні існує безліч. Основа фрикційної суміші – армуючий компонент. Саме від нього залежить міцність, термостійкість та стабільність гальмівних властивостей виробу. Безазбестові є фрикційним матеріалом, в якому роль армуючого компонента виконують інші складові. Це може бути сталева вата, мідна, латунна стружка, різні полімерні композиції тощо. Найсучасніші на даний момент фрикційні матеріали виконують на основі органічних волокон. У таких колодках найкращі гальмівні властивості.

## **3 МЕТОДИ ДІАГНОСТИКИ**

### **3.1 Лабораторні випробування**

Ефективність дії гальм у лабораторних умовах визначають на стендах, які за конструкцією можна розділити на три типи: роликові, платформні та стенди з інерційними масами. За характером взаємодії автомобіля з робочим органом стенду розрізняють статичні, кінематичні та динамічні стенди [2, 8].

За принципом дії гальмівні стенди ділять на інерційні та стенди, що вимірюють статичний момент тертя. За способом передачі гальмівного моменту стенди бувають двох видів:

- стенди з використанням сил зчеплення та передачею гальмівного моменту через опорну поверхню колеса;
- стенди без використання сил зчеплення під час передачі гальмівного моменту безпосередньо через маточину колеса.

В даний час застосовують у більшості випадків як найпростіші роликові стенди з використанням сил зчеплення.

На стендах залежно від конструктивного рішення та цілей випробувань можна визначати сумарну гальмівну силу та гальмівну силу окремо для кожного колеса, зусилля, що прикладається водієм до педалі гальма, час спрацювання гальмівних механізмів, реакцію водія [8, 13].

Один із стендів для випробувань гальм на ефективність показаний на рисунку 3.1.

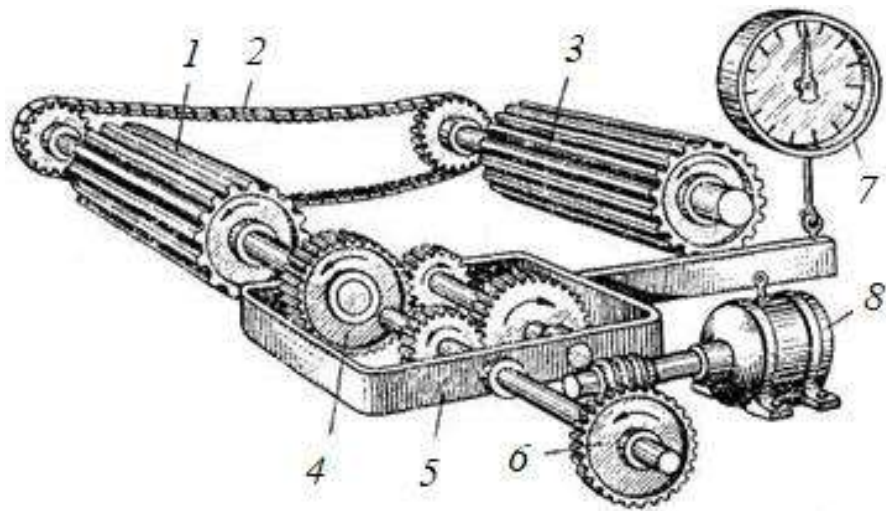


Рисунок 3.1 – Стенд для випробувань гальм

Стенд складається з двох індивідуальних силових установок, що мають ролики 1 та 3, на які ставлять колесо автомобіля. Ролики, з'єднані ланцюговою передачею 2, приводяться в рух від електродвигуна 7 через 6 черв'ячний і балансирний 4 редуктори. Рама 5 редуктора 4 під дією реактивного моменту, пропорційного гальмівному, повертається та впливає на динамометр 8.

Пристрій визначення зусилля натискання на педаль гальма являє собою електричну чи гідравлічну месдозу.

Гальма автомобілів на стенді випробовують у такій послідовності. Автомобіль встановлюють колесами однієї осі на ролики стенду; до педалі гальма прикріплюють пристрій для виміру зусилля, що розвивається водієм. Включають привід стенда, і за командою оператора водій прикладає до гальмівної педалі максимально допустиме зусилля. Одночасно з натисканням на педаль гальма водій впливає на кнопку, вбудовану в месдозу, і тим самим подає сигнал на запис про початок гальмування, в процесі якого оператор візуально фіксує гальмівні сили на кожному колесі і контролює зусилля на педалі гальма. Одночасно записують усі параметри на стрічку самописця чи осцилографа (рис. 3.2) [2, 8].

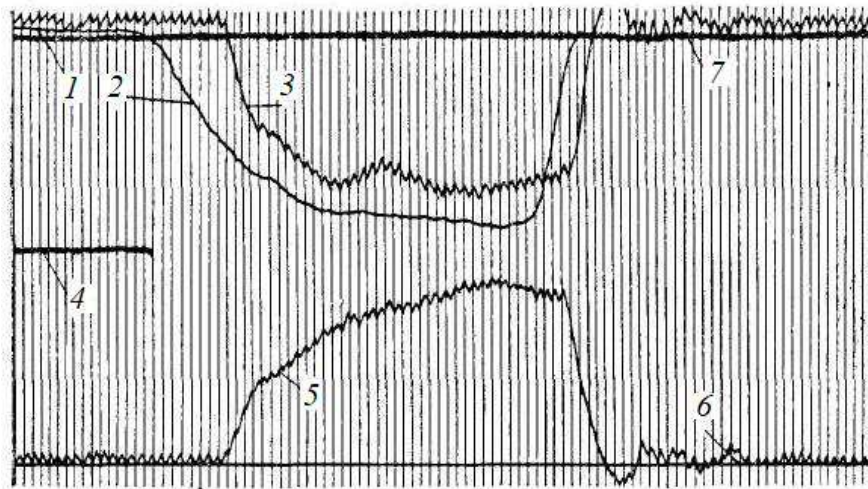


Рисунок 3.2 – Зразок запису на стрічці осцилографа

На стрічці записуються гальмівні зусилля на колесах (криві 3 та 5) та зусилля на гальмівній педалі (крива 2), що відраховуються від нульових ліній (відповідно 1, 6 та 7). Час реакції водія визначається довжиною відрізка. На підставі осцилограм можна зробити висновок про гальмівні сили та час

спрацьовування гальмівних механізмів лівого та правого коліс, а також про реакцію водія.

Автотранспортний засіб вважається придатним для експлуатації, якщо при гальмівних випробуваннях на роликовому стенді було встановлено, що відношення середнього значення сумарної гальмівної сили  $\sum P_T$  до повної ваги  $G_a$  автомобіля або причепа не менше наступних величин (%):

Легкові автомобілі.....60

Автобуси.....50

Вантажні автомобілі та причепа.....45

Існуючі в розпорядженні оператора криві (рис. 3.3) дозволяють з достатньою точністю швидко зробити висновок про стан гальмівної системи.

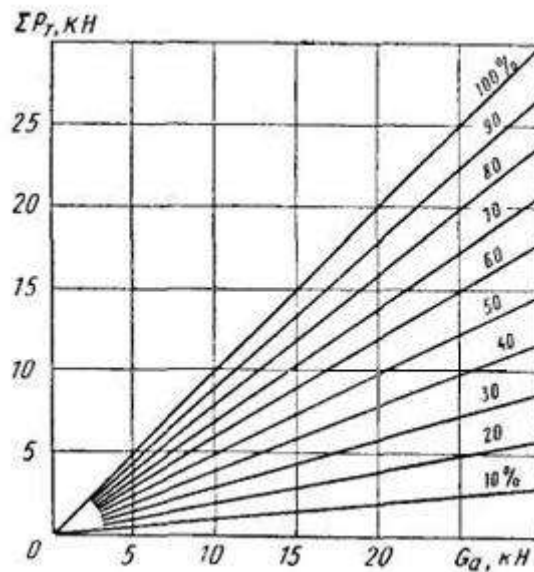


Рисунок 3.3 – Діаграма оцінки стану гальм автомобіля

Взаємне відхилення гальмівних сил лівого та правого коліс (сторін візка) однієї й тієї ж осі до більшого значення не повинно перевищувати 10-15 %. При більшій різниці між лівим та правим колесом (візком) підвищується схильність до занесення автомобіля при гальмуванні на дорозі. Найменша різниця гальмівних сил лівого та правого коліс характерна для дискових гальм, а велика – для колодкових [2, 3].

Після виконання зазначених вище операцій для однієї осі автомобіль встановлюють колесами іншої осі на ролики стенду і повторюють виміри тієї ж послідовності.

У стендових умовах всебічним випробуванням піддають окремо гальмівні механізми, апарати гальмівного приводу та їх елементи: гальмівні колодки, диски та барабани, головний та колісні циліндри, пневмокрани, компресори тощо [19].

На рисунку 3.4 дано схему стенда для випробувань гальмівних механізмів легкових автомобілів.

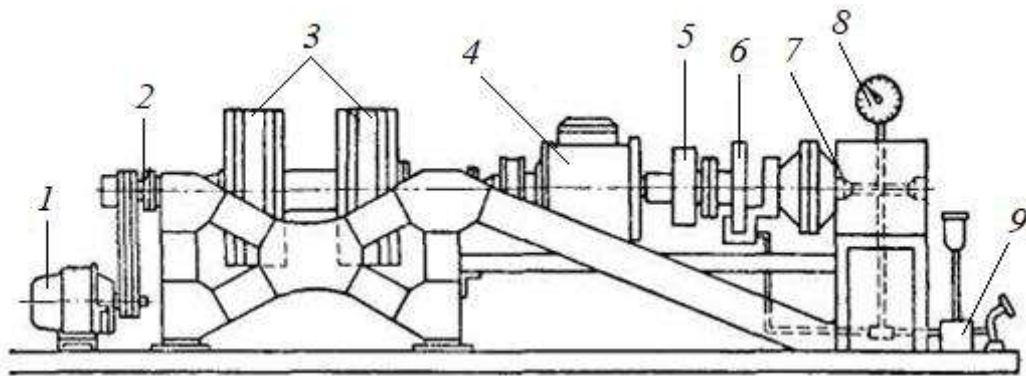


Рисунок 3.4 – Схема стенду з інерційними масами для випробувань гальмівних механізмів

На валу стенда 2, що приводиться в обертання електродвигуном 1, є набір маховиків. Вал 2 з'єднаний з торсіометром 4 для вимірювання та контролю гальмівного моменту. До фланця 5 валу кріплять диск 6 (або барабан) випробуваного гальмівного механізму, а супорт (гальмівний щит) з'єднують зі станиною через торсіон 7 для пом'якшення різких ударів при гальмуванні. Випробуваний гальмівний механізм включають за допомогою системи гідроприводу 9, тиск в магістралі якого, що визначає інтенсивність гальмування, вимірюється манометром 8.

Перед випробуваннями виконується кілька гальмувань для приробітку робочих поверхонь накладок.

Випробування полягають у періодичному розгоні валу 2 з маховиками 3 і обертовою частиною випробуваного гальма з наступним гальмуванням. Випробування проводять при різних початкових швидкостях гальмування та різних тисках у гідросистемі приводу, а також у різному температурному діапазоні.

Випробування апаратів гальмівного гідро- та пневмоприводу передбачають функціональний контроль їх відповідно до наявних стандартів та технічних умов. Апарати гідроприводу, наприклад, головний гальмівний циліндр, перевіряють за такими показниками, як кількість рідини, що подається за кілька повних ходів штока. Визначають хід поршня (після прокачування системи), при якому досягаються встановлені тиски, а також хід штока, необхідний для закриття отвору компенсаційного. Перевіряють залишковий тиск у системі та інші параметри, від яких залежить нормальне функціонування гальмівної системи. Зазначені випробування проводять у різних температурних умовах (при позитивних та негативних температурах), що подається за кілька повних ходів штока [8, 19].

### **3.2 Дорожні випробування**

Випробування гальмівних систем у дорожніх умовах є основним видом випробувань щодо визначення їх ефективності.

Перед дорожніми випробуваннями перевіряють стан шин. Якщо зношування протектора (по висоті) перевищує 50%, шини замінюють і обкатують при пробігу, що становить не менше 500 км. Вагове навантаження, що діє на автомобіль, залежно від виду випробувань може бути повним, відповідним номінальною вантажопідйомністю, і частковим від мас водія та випробувача [8, 19].

На автомобіль встановлюють прилади для вимірювання шляху та швидкості, зусилля на гальмівній педалі, уповільнення, термопари для вимірювання температури гальмівних механізмів та інші прилади. Допоміжними випробуваннями визначають шляхи вільного вибігу, характеристику гальмівного приводу (залежність тиску в приводі від зусилля, що діє педалі гальма).

### **3.2.1 Методика проведення випробувань з довговічності та зносостійкості**

Спочатку гальмівні накладки, диски та барабани заміряють після їх приробітку перед випробуваннями, а потім у процесі випробувань через певну кількість гальмування. Попутно із вимірами здійснюють контрольний огляд всієї гальмівної системи автомобіля з метою виявлення можливих відмов та несправностей, перевіряють стан накладок, наявність на них тріщин, механічних пошкоджень, розшарування, склоподібності тощо. При огляді барабанів має відзначитися поява рисок, тріщин та мартенситних плям, які є наслідком перегріву робочих поверхонь. Результати вимірів заносять у спеціальні карти [17, 19].

Випробування гальм на довговічність проводять на горизонтальній дорозі методом послідовних гальмування, режим яких вибирають так, щоб максимально прискорити випробування, проте за умови виключення спотворення зносу фрикційних пар, що спостерігається в експлуатації. Методику випробувань гальмівних механізмів розробляють на базі попередніх режимометричних і термометричних досліджень, в процесі яких визначають спектр величин уповільнень при гальмуванні автомобілів в характерних умовах експлуатації, а також температуру нагрівання поверхонь, що труться. Методика випробувань передбачає в якості основні гальмування із середньою інтенсивністю, характерною для переважної більшості гальмування в напружених умовах експлуатації автомобіля. Крім того, кожен цикл

випробувань включає гальмування автомобіля з уповільненнями, які перевищують цю величину до максимальних значень. Ставлення таких гальмувань до основних гальмування зазвичай невелике (10-15 %). Ці гальмування необхідні, головним чином, перевірки працездатності гальмівних механізмів і елементів приводу в екстремальних умовах.

При випробуваннях задаються і строго витримуються, крім уповільнення, початкова і кінцева швидкості руху автомобіля, а також інтервал між гальмуваннями, тривалість якого вибирається такою, щоб виключити перегрів гальм при цьому. Випробування гальмівних механізмів закінчуються, коли знос поверхонь, що труться, стає однаковим при трьох наступних вимірах, що свідчить про сталість темпу зносу. Знаючи його, і навіть товщину допустимого шару зносу, можна прогнозувати довговічність деталей до зносу до граничного стану. З метою підвищення точності результатів зазвичай відчувають гальмівні механізми з трьома комплектами гальмівних накладок, взятих з однієї партії. Випробування на довговічність гальмівних барабанів передбачають поряд з їх нагріванням шляхом кількох послідовних гальмувань різке охолодження, наприклад, струменем води, спрямованої на барабан через отвори в диску колеса [2, 3, 8].

Після закінчення випробувань барабани знімають з автомобіля і за допомогою індикаторного нутроміра зі спеціальним пристосуванням для суворої фіксації осі нутроміра перпендикулярно робочій осі барабана вимірюють в чотирьох площинах, що проходять через вісь обертання барабана. За цими даними викреслюють полярну діаграму деформацій робочої поверхні барабанів і визначають знос у кожному перерізі.

### **3.2.2 Методика проведення випробувань щодо визначення ефективності гальм**

Для дорожніх випробувань гальм вибирають ділянку сухої, чистої горизонтальної дороги з ухілами не більше 0,5% з рівним твердим покриттям.

Багато, щоб коефіцієнт зчеплення на цій дорозі був не нижчим від 0,72-0,75. Метеорологічні умови повинні бути наступні: швидкість вітру не більше 3 м/с у будь-якому напрямку, температура повітря 5-30° С, відсутність атмосферних опадів у вигляді дощу, снігу та туману [4, 11].

Безпосередньо перед гальмівними випробуваннями всі вузли автомобіля прогрівають під час руху зі швидкістю  $(0,8-0,9) V_{max}$  протягом 1 години або більше.

Випробування гальм проводять на режимах типу "0", "I" та "II". Для автомобілів, гальмівна система яких має обмежувач тиску або антиблокувальну систему (АБС), додатково проводять випробування у режимі гальмування на повороті та у режимі зміни ряду (переставка). Робочу гальмівну систему випробовують усім режимах, а запасну – лише з режимі типу «0».

На режимі типу «0» оцінюють ефективність холодних гальм. Автомобіль розганяють до швидкості, яка більша за початкову швидкість гальмування на 3-5 км/год. Перед початком гальмування температура гальмівних механізмів не повинна перевищувати 100° С. Водій відключає двигун від трансмісії та при досягненні початкової швидкості швидко натискає на педаль гальма із зусиллям, що залежить від типу автомобіля. Гальмування проводиться до повної зупинки. Під час занесення автомобіля водій виправляє траєкторію, тільки якщо це загрожує безпеці руху. У разі відхилення поздовжньої осі автомобіля від напрямку руху на кут більше 8°, а також при виході автомобіля зі смуги шириною 3,5 м усувають причини занесення і повторюють заїзд. Заїзди проводяться не менше 3 разів на кожную сторону.

Випробування типу «I» складаються з двох етапів: попереднього для нагрівання гальм і основного для оцінки ефективності роботи нагрітих гальм. Нагрів досягається багаторазовим гальмуванням зі швидкості  $0,8 V_{max}$  до швидкості  $0,4 V_{max}$  з уповільненням  $3 \text{ м/с}^2$ . Час між гальмуваннями коливається в межах 45-60 с, а кількість гальмування становить 15-20 (залежно від категорії та підкатегорії автомобіля). На попередньому етапі гальмівні механізми

нагріваються значно, наприклад, у легковому автомобілі до 250-270° С, у вантажному – середньої вантажопідйомності до 140-150° С, у важкому вантажному до 170-200° С. Цей етап можна проводити гальмуванням на спуску крутістю 7% та довжиною 1,7 км для підтримки постійної швидкості 40 км/год [18].

Основний етап випробувань типу «I» проводять не пізніше ніж через 45 с після попереднього контрольного гальмування, а також у випробуваннях типу «0».

У випробувальному режимі типу II при тривалому гальмуванні на зтяжному спуску оцінюють втрати гальмівного моменту. Попередній етап проводять при безперервному гальмуванні на спуску довжиною 6 км та крутістю 6% зі швидкістю 30-5 км/год. Практика показує, що важко знайти ділянку дороги, яка відповідає цим вимогам. Тому доцільніше на попередньому етапі використовувати метод буксирування на горизонтальній дорозі. Для цього застосовують автомобіль-тягач з необхідним запасом тягового зусилля та достатньою зчіпною вагою. Пристрій зчеплення повинен мати елемент для вимірювання зусилля буксирування.

Необхідна величина цього зусилля може бути визначена з умови рівності сил, що діють на автомобіль під час руху його під ухил та при буксируванні [17].

Оцінюють ефективність гальм на основному етапі контрольним гальмуванням, як при випробуванні типу "0", не пізніше ніж через 45 с. Для цього в буксирний пристрій включають спеціальний пристрій, який дозволяє розчепити автомобілі на ходу без їх зупинки. На попередньому етапі гальма сильно нагріваються (наприклад, у важких вантажних автомобілях до 280 °С), що призводить до значної втрати їх ефективності.

Як показують випробування, при застосуванні методу буксирування виходить значно менший розкид результатів, ніж у разі нагрівання гальм на спусках.

Додаткові випробування автомобілів, що мають обмежувачі тиску в гальмівній системі або антиблокувальні системи, проводять при гальмуванні на повороті, в режимі зміни ряду (переставка) і на дорозі, де коефіцієнти зчеплення під лівими і правими колесами різні. Для гальмування на повороті дорогу помічають. Автомобіль проходить ділянку прямолінійного руху, перехідну ділянку, ширина якого змінюється ( $+ \Delta$ ), криволінійну ділянку з  $\varphi_z$  кутом з постійним радіусом  $R$  і виходить на кінцеву прямолінійну ділянку дороги.

Випробування здійснюють із з'єднанням з трансмісією двигуном і відключеним від неї, а також з повним навантаженням та навантаженням тільки від водія та випробувача. За початкову швидкість гальмування приймають максимальну швидкість, з якою автомобіль проходить задану ділянку без занесення та перекидання [2, 8].

Показником ефективної роботи допоміжної гальмівної системи є підтримка постійної швидкості 30-2 км/год на спуску довжиною 6 км та крутістю 7%. При цьому допускається гальмування двигуном з умовою, що його частота обертання не перевищуватиме частоту обертання за максимальної потужності або за обмежувачем. Не допускається використання інших гальмівних систем підвищення ефективності гальмування. При випробуванні допоміжної гальмівної системи методом буксирування визначають зусилля в зчіпці заданої швидкості і порівнюють його з величиною, еквівалентною силам опору при гальмуванні на спуску.

Стоянкову гальмівну систему випробовують при холодних гальмах на крутих спусках. Автомобіль встановлюють на ухилі певної крутості і загальмовують гальмом стоянки. У заданому положенні він повинен утримуватись не менше 5 хв. Не допускається включати передачі підвищення ефективності дії гальма.

### 3.3 Сучасні методи діагностування

На сьогоднішній день, згідно з чинним ДСТУ 3649 від 2011 року, застосовується тільки один метод діагностики гальм – стендовий. У попередній редакції ДСТУ 3649 існував як стендовий, так і дорожній методи. Для них, відповідно, встановлено такі параметри при стендових випробуваннях [4, 5]:

- загальна питома гальмівна сила;
  - час спрацьовування гальмівної системи;
  - коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс осі;
- а для автопоїзда ще додатково:
- коефіцієнт сумісності ланок автопоїзда;
  - асинхронність часу спрацьовування гальмівного приводу.

Також загальним діагностичним параметром обох методів випробувань є зусилля на робочому органі приводу гальмівної системи.

Повноцінна діагностика гальм реально можлива лише при стендових випробуваннях. Але вони бувають різні. У світі на сьогоднішній день існує декілька методів випробування та видів стендів:

- випробування на силових роликівних гальмівних стендах;
- випробування на інерційних роликівних гальмівних стендах;
- статичні гальмівні випробування;
- випробування на майданчикових гальмівних стендах.

Найпростіший і найдешевший метод, звичайно, статичний.

По фізиці процесу він аналогічний випробуванню гальмівної системи стоянки на ухилі. Звідси і результат – надзвичайно неінформаційний і, з низки інших причин, неприйнятний метод. Інший метод – випробування на майданчикових гальмівних стендах, набув широкого поширення, в основному, за рахунок своєї дешевизни. Але він має ряд недоліків, які не дозволяють вважати його прийнятним, особливо під час проведення інструментального

контролю при ГТО. Наприклад, при дорожніх випробуваннях та на інерційних гальмівних стендах у процесі гальмування колесо здійснює як мінімум більше одного обороту, тому оцінюється вся поверхня гальмування гальмівного механізму. Крім того, у майданчикових гальмівних стендах, зважаючи на малі початкові швидкості гальмування (за умовами безпеки) та інтенсивне, швидке гальмування (через обмеженість гальмівного шляху, який визначається довжиною гальмівних майданчиків), гальмування здійснюється на частині поверхні гальмування гальмівного механізму, що є неприйнятним з точки зору оцінки безпеки автомобіля. І, нарешті, занадто інтенсивне гальмування (з наведених вище причин) спотворює реальну фізичну картину гальмування автомобіля. ДСТУ 3649 вимагає проведення кожного виміру по гальмах щонайменше двічі, тобто. повинна забезпечуватись повторюваність проведення випробувань у аналогічних умовах. При випробуванні на дорозі і на майданчикових стендах початкова швидкість задається водієм і може змінюватися в широких межах. При випробуваннях на майданчикових гальмівних стендах початкова швидкість автомобіля не відповідає вимогам Правил дорожнього руху та ДСТУ 3649, а, отже, кінетична енергія менша за ту, що потрібно для правильної оцінки гальмівної системи. Внаслідок цього не потрібно максимального зусилля на педалі гальма для гасіння цієї енергії. Таким чином, при випробуваннях на майданчикових гальмівних стендах виходять завищені значення по питомій гальмівній силі та занижені – зусиллями на органах приводу гальмівних систем [7, 8].

Роликові гальмівні стенди дозволяють отримувати коректніші результати.

Є ще одна важлива умова – це безпека випробувань. З цієї точки зору найбезпечніші випробування – на силових роликових гальмівних стендах, оскільки кінетична енергія випробуваного автомобіля на стенді дорівнює нулю. У разі відмови гальмівної системи при дорожніх випробуваннях або на майданчикових гальмівних стендах ймовірність аварійної ситуації є дуже високою. Крім того, ДСТУ 3649 обмежує зусилля на педалі приводу робочого

гальма та органу управління гальмом стоянки. Ця величина, з точки зору теорії гальмування, визначає зусилля у виконавчих механізмах гальмівної системи, необхідні для гасіння кінетичної енергії автомобіля, що сповільнюється.

Майданчикові гальмівні стенди придатні для вхідний експрес-діагностики на станціях ТО, але в жодному разі для поглибленої.

Інерційні гальмівні стенди стоять дещо особняком. Цей метод створює умови гальмування автомобіля максимально наближені до реальних. Але через дорожнечу власне стенд, недостатню безпеку, трудомісткість і занадто великий час, що вимагається на діагностику, стенд такого типу не буде рентабельним.

Таким чином, виходить, що за сукупністю своїх властивостей саме роликові стенди є найбільш оптимальним рішенням для діагностичних ліній СТО, так і для обладнання пунктів інструментального контролю.

## 4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 4.1 Визначення геометричних параметрів гальмівної системи

#### 4.1.1 Передній гальмівний механізм

Для забезпечення необхідного уповільнення автомобіля на передній осі потрібно створити гальмівний момент [3, 6]:

$$M_{t1} = \frac{r_k * G_a * f_i}{L_a} * \left( \frac{z_1 \cdot L_a}{G_a} + f_i * h_g \right), \quad (4.1)$$

де  $G_a$  – маса автомобіля;

$L_a$  – база автомобіля;

$r_k$  – радіус кочення колеса;

$f_i$  – коефіцієнт зчеплення шин з дорожньою поверхнею;

$h_g$  – висота центру тяжіння автомобіля;

$z_l$  – статичне навантаження на передню вісь.

$$M_{t1} = \frac{0.2521335 * 0.8 * 9.81}{2.32} * \left( \frac{671 * 2.32}{1335} + 0.8 * 0.556 \right) = 1684,76 \text{ Нм.}$$

Даний гальмівний момент повинен забезпечуватися дисковим гальмом чого до накладки необхідно докласти зусилля:

$$N = \frac{0.5M_{t1}}{m * R_{сер} * n}; \quad (4.2)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя гальмівних накладок, для матеріалу CAROFLEX VF-1280  $\mu = 0,42$ ;

$N$  – нормальна сила тиску колодок на диск;

$n$  – число пар поверхонь тертя;

$R_{сер}$  – середній радіус застосування сил тертя.

Середній радіус застосування сил тертя визначається:

$$R_{сер} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (4.3)$$

де  $R$  і  $r$  – зовнішній та внутрішній радіуси накладки.

Для проєктованого автомобіля  $R = 117$  мм, а  $r = 79,5$  мм, тоді:

$$R_{сер} = \frac{2}{3} \cdot \frac{117^3 - 79,5^3}{117^2 - 79,5^2} = 98,87 \text{ мм.}$$

Нормальна сила тиску колодок на диск:

$$N = \frac{0,5 \cdot 1684,76}{0,42 \cdot 98,87 \cdot 10^3 \cdot 2} = 9444,98 \text{ Н.}$$

Для переднього гальмівного механізму конструктивно вибираємо діаметр робочого циліндра  $d_{pц1} = 45$  мм, тоді необхідний тиск у гідросистемі визначиться:

$$p = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_{pц1}^2 \cdot \eta_{pц1}}, \quad (4.4)$$

де  $\eta_{pц1}$  – ККД робочого циліндра гальмівного механізму передньої осі;

$$p = \frac{4 \cdot 9444,98}{3,1415 \cdot 0,045^2 \cdot 0,9} = 6598477,52 \text{ Па.}$$

Сумарна площа гальмівних накладок на гальмівному механізмі визначається:

$$F_{\Gamma} = \frac{N}{[q]} \quad (4.5)$$

де  $F_{\Gamma}$  – сумарна площа гальмівних накладок гальма;

$[q]$  – максимальний питомий тиск на гальмівну накладку, для матеріалу CAROFLEX VF-1280:  $[q] = 5$  МПа, робочий питомий тиск становить близько 2 МПа.

Тоді:

$$F_{\Gamma} = \frac{9444,98}{2 \cdot 10^6} = 0,0047 \text{ м}^2.$$

Площа однієї гальмівної накладки становитиме 2350 мм<sup>2</sup>.

#### 4.1.2 Задній гальмівний механізм

Для забезпечення необхідного уповільнення автомобіля на задній осі потрібно створити гальмівний момент [14, 16]:

$$M_{t2} = \frac{r_k \cdot G_a \cdot f_i}{L_a} \cdot \left( \frac{z_2 \cdot L_a}{G_a} + f_i \cdot h_g \right) \quad (4.6)$$

де  $G_a$  – маса автомобіля;

$L_a$  – база автомобіля;

$r_k$  – радіус кочення колеса;

$f_i$  – коефіцієнт зчеплення шин з дорожньою поверхнею;

$h_g$  – висота центру тяжіння автомобіля;

$z_2$  – статичне навантаження на задню вісь.

$$M_{t2} = \frac{0.252 \cdot 1335 \cdot 0.8 \cdot 9.81}{2,32} \cdot \left( \frac{664 \cdot 2.32}{1335} + 0.8 \cdot 0.556 \right) = 1692,76 \text{ Нм.}$$

Даний гальмівний момент повинен забезпечуватися дисковим гальмом, до накладки необхідно докласти зусилля:

$$N = \frac{0.5 M_{t2}}{m \cdot R_{cep} \cdot n}; \dots \dots \dots (4.7)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя гальмівних накладок, для матеріалу CAROFLEX VF-1280  $\mu = 0,42$ ;

$N$  – нормальна сила тиску колодок на диск;

$n$  – число пар поверхонь тертя;

$R_{сер}$  – середній радіус застосування сил тертя.

Середній радіус застосування сил тертя визначається [3]:

$$R_{сер} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (4.8)$$

де  $R$  і  $r$  – зовнішній та внутрішній радіуси накладки.

Для проєктованого автомобіля  $R = 117$  мм, а  $r = 79,5$  мм, тоді:

$$R_{сер} = \frac{2}{3} \cdot \frac{117^3 - 79,5^3}{117^2 - 79,5^2} = 98,87 \text{ мм.}$$

Нормальна сила тиску колодок на диск:

$$N = \frac{0,5 \cdot 1692,76}{0,42 \cdot 98,87 \cdot 10^3 \cdot 2} = 9449,63 \text{ Н.}$$

Для переднього гальмівного механізму конструктивно вибираємо діаметр робочого циліндра  $d_{рц2} = 45$  мм, тоді, необхідний тиск у гідросистемі визначиться:

$$p = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_{рц2}^2 \cdot \eta_{рц2}}; \quad (4.9)$$

де  $\eta_{рц2}$  – ККД робочого циліндра гальмівного механізму передньої осі;

$$p = \frac{4 \cdot 9449,63}{3,1415 \cdot 0,045^2 \cdot 0,9} = 6598493,71 \text{ Па.}$$

Сумарна площа гальмівних накладок на гальмівному механізмі визначається:

$$F_{\Gamma} = \frac{N}{[q]} \quad (4.10)$$

де  $F_{\Gamma}$  – сумарна площа гальмівних накладок гальма;

$[q]$  – максимальний питомий тиск на гальмівну накладку, для матеріалу CAROFLEX VF-1280:  $[q] = 5$  МПа, робочий питомий тиск становить близько 2 МПа.

Тоді:

$$F_{\Gamma} = \frac{9449,63}{2 \cdot 10^6} = 0,00472 \text{ м}^2.$$

Площа однієї гальмівної накладки становитиме 2350 мм<sup>2</sup>.

#### **4.1.3 Перевірка працездатності гальмівних механізмів за питомими показниками**

Працездатність дискових гальмівних механізмів перевіряється за двома основними показниками [21]:

- коефіцієнтом перекриття  $K_n$ ;
- середньої питомої потужності тертя дискового гальма.

Розміри гальмівної накладки повинні відповідати прийнятому коефіцієнту перекриття  $K_n$  для дискових гальм:

$$K_n = \frac{F_n}{F_d}; \quad (4.11)$$

де  $F_n$  – площа накладки;

$F_d$  – площа диска.

$$K_n = \frac{2350}{3,1415926 \cdot (117^2 - 79,5^2)} = 0,1218.$$

Коефіцієнт перекриття  $K_n$  для забезпечення низького температурного режиму гальм повинен бути в межах 0,10...0,16 і чим нижче його значення тим краще температурний режим гальма і більший питомий тиск. Матеріал CAROFLEX VF-1280 витримує питомий тиск до 5 МПа при робочих тисках 2 МПа.

Середня питома потужність тертя дискового гальма:

$$N_{\text{тр}} = \frac{G_a \cdot V_{\text{ма}} \cdot j_{\text{ма}}}{2g \cdot 3,6 \cdot EF}; \quad (4.12)$$

де  $G_a$  – частина зчіпної ваги автомобіля, яка при гальмуванні реалізується дисковими гальмами,  $G_a = 1335$  кг;

$V_{\text{ма}}$  – максимальна швидкість руху автомобіля  $V_{\text{ма}} = 150$  км/год;

$j_{\text{ма}}$  – максимальне уповільнення  $j_{\text{ма}} = f_i \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848$  м/с<sup>2</sup>;

$EF$  – сумарна площа гальмівних накладок.

$$N_{\text{тр}} = \frac{1335 \cdot 150 \cdot 7,848}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,6 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 0,0047} = 135723 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Допустиме значення питомої потужності тертя дискового гальма становить  $[N_{\text{тр}}] = 441450$  Вт/м<sup>2</sup>, що значно більше отриманого значення. Отже, розрахований дисковий механізм працездатний.

#### 4.1.4 Головний гальмівний циліндр

Зусилля на штоку головного гальмівного циліндра (ГГЦ) визначається:

$$F = \frac{P_{ГГЦ} \cdot \pi \cdot d_{ГГЦ}^2}{4 \cdot \eta_{ГГЦ}}; \quad (4.13)$$

де  $d_{ГГЦ}$  – діаметр ГГЦ;

$\eta_{ГГЦ}$  – ККД головного гальмівного циліндра;

$P_{ГГЦ}$  – тиск рідини в гідросистемі.

Для дискового гальмівного механізму тиск початку спрацьовування становить  $1 \text{ кГс/см}^2$ , тоді тиск рідини в системі буде [3, 17]:

$$P_{ГГЦ} = p + p_0 \quad (4.14)$$

$$P_{ГГЦ} = 6598493,71 + \frac{1 \cdot 9,81}{0,01^2} = 6696577,52 \text{ Па,}$$

тоді сила на штоку ГГЦ буде:

$$F = \frac{6598493,71 \cdot 3,141 \cdot 0,0206^2}{4 \cdot 0,95} = 2349,382 \text{ Н.}$$

Передавальне число педалі гальма приймаємо  $i_{пед} = 5,18$ , тоді зусилля на педалі буде:

$$P = \frac{F}{i_{пед}} = \frac{2314,965}{5,18 \cdot 9,81} = 47,233 \text{ кГс.}$$

Допустиме зусилля на педалі гальма становить  $50 \text{ кГс}$ , що більше отриманого значення, проте для матеріалу CAROFLEX VF-1280 коливання коефіцієнта тертя становить  $7\%$  і може становити  $0,39$  (значення при якому зусилля на педаль буде більше  $50 \text{ кГс}$ ) тому на автомобіль необхідно встановлювати підсилювач гальм.

Хід педалі гальма визначається за такою формулою:

$$S = i_{\text{пед}} \cdot \delta_1 + i_{\text{пед}} \cdot E_{ix} \cdot (\delta_x + \delta_x') \quad (4.16)$$

де

$$\delta_1 = \delta_2 + \delta_3 \quad (4.17)$$

де  $\delta_2$  – зазор між штоком та поршнем ГГЦ,  $\delta_2 = 2$  мм;

$\delta_3$  – холостий хід поршня головного гальмівного циліндра,  $\delta_3 = 2$  мм;

тоді:

$$\delta_1 = 2 + 2 = 4 \text{ мм};$$

де  $\delta_x$  – холості ходи поршнів колісних гальмівних циліндрів, для дискового гальмівного механізму,  $\delta_x = 0,3$  мм;

$\delta_x'$  – додатковий хід поршня, що враховує деформацію гальмівної педалі, деформацію гнучких гальмівних дисків, деформацію фрикційних колодок, об'ємну деформацію гальмівної рідини,  $\delta_x' = 0,15$  м;

$i_x$  – передатне відношення між ГГЦ та колісними гальмівними циліндрами:

$$i_x = \frac{d_i^2}{D_{\text{ГГЦ}}^2} \quad (4.18)$$

де  $d_i$  – діаметр колісного гальмівного циліндра;

$D_{\text{ГГЦ}}$  – діаметр ГГЦ.

$$i_1 = \frac{45^2}{20,6^2} = 4,772;$$

$$i_2 = \frac{25^2}{20,6^2} = 1,473,$$

тоді:

$$S = 5,18 \cdot 4 + 5,18 \cdot (2 \cdot (4,772 + 1,473) (0,3 + 0,25)) = 59,89 \text{ мм.}$$

Хід педалі гальма становить близько 60 мм, що забезпечить нормальне спрацювання гальмівної системи при аварійній ситуації (виході з ладу одного з контурів).

#### 4.1.5 Вакуумний підсилювач

Додаткове зусилля, що розвивається вакуумним підсилювачем визначається із співвідношення [21]:

$$Q = p_{0max} \cdot F_D \quad (4.19)$$

де  $p_{0max}$  – максимальний перепад тисків між впускним колектором ДВЗ та атмосферним тиском,  $p_{0max} = 50 \text{КПа}$ .

$F_D$  – ефективна площа мембрани вакуумного підсилювача.

Ефективна площа мембрани вакуумного підсилювача становить різницю площ робочої зони мембрани ( $D$ ) та площі штока ( $d$ ).

$$F_D = 0,25 \cdot \pi \cdot (D - d) = 0,25 \cdot 3.141 \cdot (152,4 - 9,65) = 0,01816 \text{ м}^2;$$

Зусилля, що розвивається вакуумним підсилювачем, приведене до педалі гальма:

$$F'_{\text{пед}} = \frac{p_{0max}}{i_{\text{пед}}} \quad (4.20)$$

$$F'_{\text{пед}} = \frac{50000 \cdot 0,01816}{5,18 \cdot 9,81} = 17,868 \text{ кгс.}$$

Таким чином, максимальне зусилля на педалі гальма складе 30 кгс.

Діаметр реактивної шайби визначається із співвідношення:

$$D_{рш} = v \cdot \frac{P_{пед} \cdot d_m^2}{P_{пед'}} \quad (4.21)$$

де  $P_{пед}$  – зусилля на педалі без застосування підсилювача,  $P_{пед} = 47,233$ ;

$P_{пед}'$  – зусилля на педалі із застосуванням підсилювача,  $P_{пед}' = 29,365$ ;

$d_m$  – діаметр штовхача,  $d_m = 18$  мм.

Тоді:

$$D_{рш} = v \cdot \frac{47,233 \cdot 18^2}{29,365} = 23 \text{ мм.}$$

#### 4.1.6 Стоянкова гальмівна система

Гальмівна сила, необхідна для утримання автомобіля на нахилі 18% ( $10^\circ 12'$ ) [1, 3]:

$$P_t = G_a \cdot \sin(\alpha) = 1335 \cdot \sin(10^\circ 12') = 1335 \cdot 0,17708 = 236,725 \text{ кг}$$

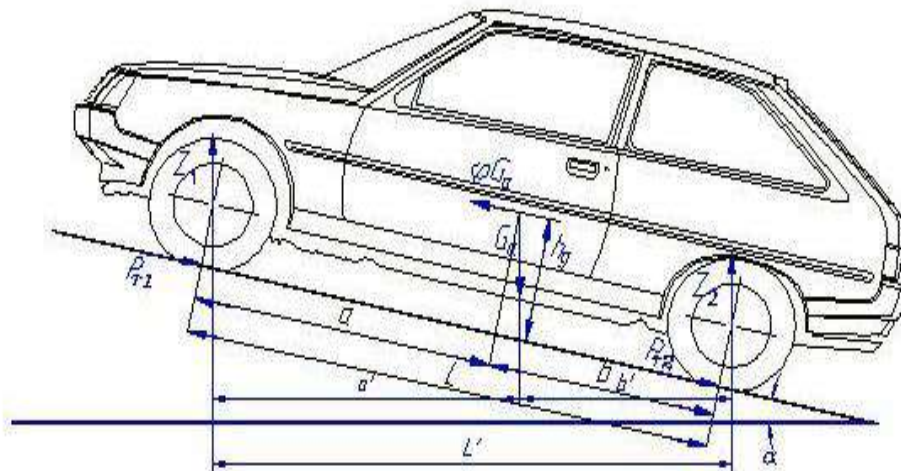


Рисунок 4.1 – Схема сил, діючих на гальмівну стоянку систему автомобіля

Гальмівний момент на колесі:

$$M_t = \frac{P_t \cdot r_{ст}}{2} = \frac{236,7 \cdot 225,2}{2} = 2655,138 \text{ кгсм},$$

де  $r_{ст}$  – статичний радіус колеса, мм;

$$M_t = M_{k1} + M_{k2} = F_1 \cdot r_t + F_2 \cdot r_t,$$

де  $F_1 = A_1 (Q_1 - P_{np})$ ;

$F_2 = A_2 (Q_2 - P_{np})$ ;

$Q_1, Q_2$  – зусилля розтискання колодок, наведене до осі колісного циліндра, кГ (рис. 4.2).

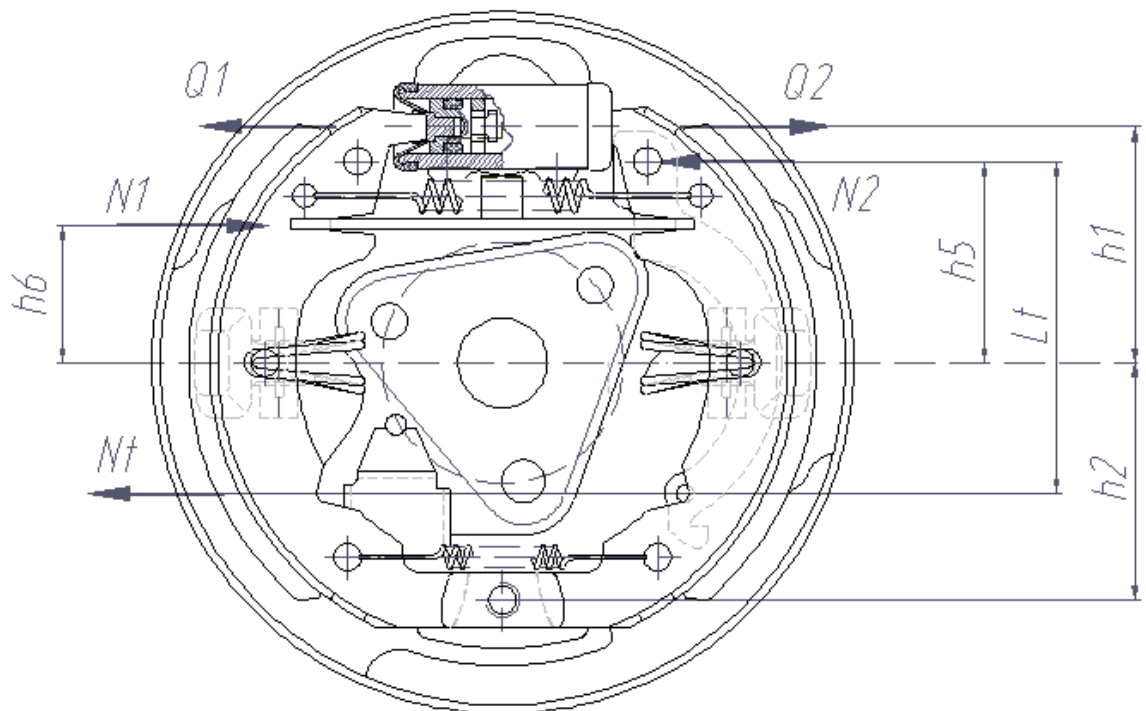


Рисунок 4.2 – Геометричні розміри та схема дії сил у стоянковому гальмі

Тоді:

$$M_t = A_1 \cdot (Q_1 - P_{np}) \cdot r_t + A_2 \cdot (Q_2 - P_{np}) \cdot r_i;$$

$$Q1 = \frac{h2+h6}{h1+h2} \cdot N1;$$

$$Q2 = \frac{h2+h5}{h1+h2} \cdot N2;$$

$$Q1 = \frac{Nt \cdot Lt}{h5-h6} \cdot \frac{h2+h6}{h1+h2} = \frac{106}{58,5-40,25} \cdot \frac{68,0+40,25}{68,5+68,0} \cdot Nt = 4,606 \cdot Nt;$$

$$N1 = \frac{Nt \cdot Lt}{h5-h6};$$

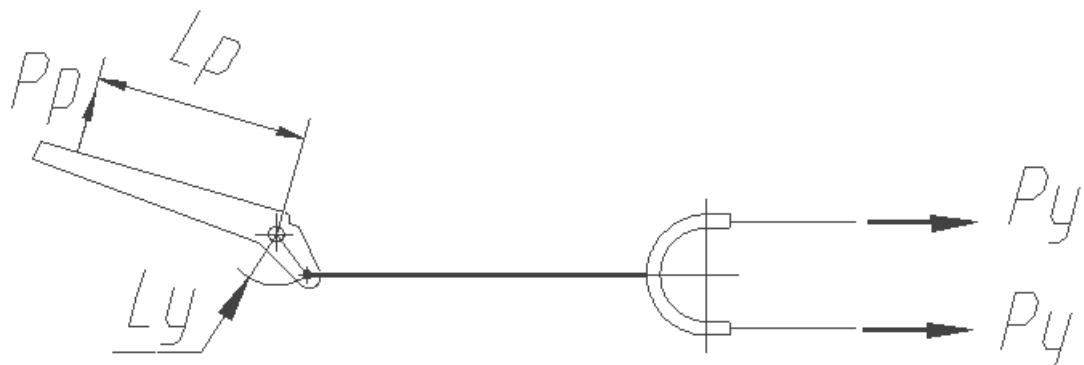
$$N2 = \frac{Nt \cdot Lt \cdot (h5-h6)}{h5-h6};$$

$$Q2 = \frac{Nt \cdot Lt \cdot (h5-h6)}{h5-h6} \cdot \frac{h2+h5}{h1+h2} = \frac{106 - (58,5 - 40,25)}{58,5 - 40,25} \cdot \frac{68 + 58,5}{68 + 58,5} \cdot Nt = 4,456 \cdot Nt.$$

Таким чином:

$$\begin{aligned} Mt &= 3,57 \cdot (4,606 \cdot Nt - 4,786) \cdot 2,977 + 1,396 \cdot (4,456 \cdot Nt - 4,786) \cdot 2,977 \\ &= 67,471 \cdot Nt - 70,755 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_t &= 3.57 \cdot (4,606 \cdot N_t - 4,786) \cdot 2,977 + 1,396 \cdot (4,456 \cdot N_t - 4,786) \cdot 2,977 \\ &= 67.471 \cdot N_t - 70,755 \end{aligned}$$



## Рисунок 4.3 – Схема приводу гальма стоянки

Зусилля на плечі вирівнювача, кг:

$$P_y = \frac{P_p \cdot L_p}{2 \cdot L_y},$$

$$N_t = P_y \cdot n_u,$$

де  $P_p$  – зусилля на важелі ручного гальма, кг.

Тоді:

$$M_t = 67,471 \cdot P_y \cdot n_u - 70,755 = \frac{P_p \cdot L_p \cdot 67,471 \cdot n_u}{2 \cdot L_y} - 70,755.$$

$$M_t = \frac{P_p \cdot 310 \cdot 67,471 \cdot 0,4}{2 \cdot 41} - 70,755 = 102,029 \cdot P_p - 70,755.$$

Визначимо зусилля на важелі ручного гальма:

$$P_p = \frac{M_t + 70,755}{102,029} = \frac{2655,138 + 70,755}{102,029} + 26,717 \text{ кг.}$$

Таким чином, для утримання автомобіля з повним навантаженням на ухилі 18% достатньо зусилля  $P_p = 26,717$  кг.

## 4.2 Конструювання стенду для діагностики гальм автомобіля

### 4.2.1 Пристрій та принцип роботи стенда, що проєктується

Основними компонентами стенду для діагностики гальм є два взаємно залежні комплекти роликів, відповідно, для лівої та правої сторін автомобіля (рис. 4.4). Автомобіль встановлюється на випробувальний стенд так, щоб колеса осі, що випробовується, розташовувалися на роликах.

Нерухома рама підтримує комплекти роликів, при цьому ролики розташовані паралельно. Електродвигун і редуктор надає руху ведучі ролики за допомогою муфти і зубчастої передачі з підвищеним передатним числом. Сам приводний пристрій підвішується консольно на осі валу ведучого ролика, при цьому з консольної сторони гідромотора встановлюється опора. Сила, що утримує важіль, який за допомогою фланців кріпиться до приводного пристрою, передається на датчик навантаження; при цьому рама служить як опора. Сила гальмування  $F_{Br}$  вимірюється у вигляді контролю реактивного моменту  $M_n$ .

Комп'ютер здійснює подальший аналіз різних даних випробування гальм, таких як, наприклад, коливання або відхилення гальмівної сили. Оброблена інформація подається або в аналоговому або цифровому вигляді, в той же час можна приєднати принтер для друку даних.

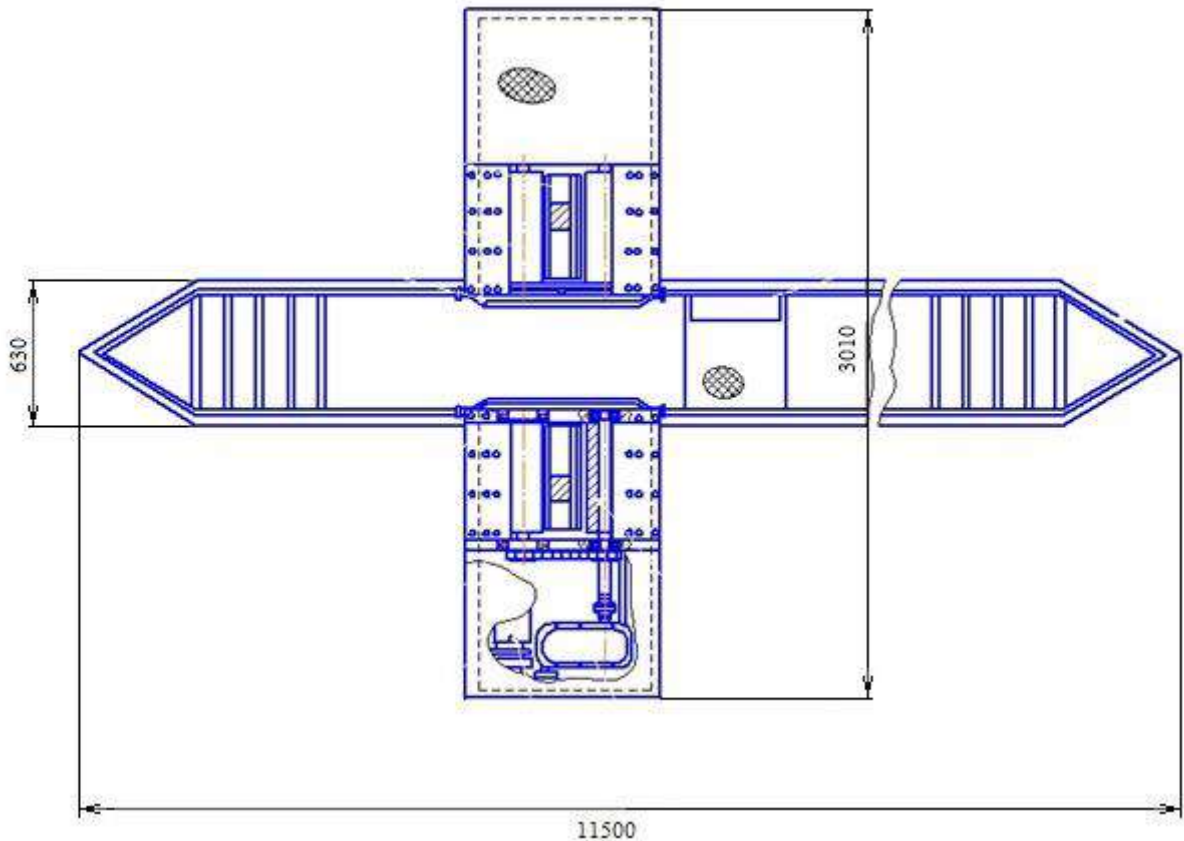


Рисунок 4.4 – Визначення гальмівної сили  $F_{Br}$  за допомогою вимірювання реактивного моменту  $M_K$

Як тільки гальмівна сила, що прикладається, починає перевищувати прийнятну величину сили тяги між шинами і випробувальними роликками, колесо почне прослизати і потім блокується. За величиною прослизання можуть виконуватися виміри гальмівної сили. При блокуванні вимірюється лише опір ковзанню між шиною та роликом. У цьому випадку пристрій автоматичного відключення, яке розпізнає цей тип прослизання за допомогою контролю швидкості обертання випробувальних роликків, припиняє випробування до тих пір, поки задана максимальна величина швидкості перевищується. Це дозволяє уникнути як помилкових вимірів, так і можливого пошкодження шин. Індикаторний пристрій продовжує показувати максимальну силу гальмування до початку дії пристрою вимкнення. На аналоговому дисплеї показання підтримуються індикаторною фіксацією, в той час як електронний пристрій накопичує дані для зчитування з електронних

дисплеїв. Обидва пристрої забезпечують збереження кінцевого результату випробування на дисплеї для запису оператором.

Стенд для діагностики гальм призначений для повних випробувань як передніх, так і задніх гальмівних механізмів без їх демонтажу.

#### **4.2.2 Визначення основних геометричних параметрів стенда, що проєктується**

Для гальмівних стендів допускається зменшення діаметра роликів при одночасному збільшенні міжцентрової відстані. З метою збільшення зчеплення допускається нормативною документацією рифлена поверхня ролика. Діаметр ролика знаходимо за такою формулою [19]:

$$D_p = 0,3 D_k, \quad (4.22)$$

де  $D_k$  – діаметр колеса автомобіля, представленого для діагностики, м;

$$D_p = 0,3 \cdot 0,275 = 0,0825 \text{ м}. \quad (4.23)$$

Приймаємо  $D_p=0,240$  м оскільки згідно з нормативно-технічними вимогами, обумовленими величиною плями контакту колеса з опорною поверхнею ролика, мінімально допустимий діаметр ролика обмежений величиною 240 мм. Величина ширини ролика, що проєктується буде прийнята рівною згідно з розрахунками 730 мм.

Другою геометричною величиною, яка буде впливати на показання роботи стенд, є міжосьова відстань між роликами за умовою зчеплення коліс з опорною поверхнею. Міжосьову відстань знаходимо за формулою:

$$L = \frac{(d_k + d_6)\phi}{\sqrt{(1-\phi^2)}}, \quad (4.24)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею ролика, 0,8;  
 $d_k, d_p$  – діаметр колеса, діаметр ролика, метр.

$$L = \frac{(0,275+0,240)0,8}{\sqrt{(1-0,8^2)}} = 0,69 \text{ м.}$$

Приймаємо рівним міжосьову відстань 0,69 м.

### 4.2.3 Розрахунок потужності стенда

З огляду на те, що стенд, що проектується матиме малі робочі швидкості під час проведення випробувань так як швидкість у процесі випробування не перевищуватиме 8 км/год, отже потужності редуктора має вистачати на подолання власного тертя та завдання необхідної величини моменту опору гальмування автомобіля, максимальна величина якого буде обмежена коефіцієнтом зчеплення та умовою невийзду автомобіля зі стенду.

Потужність приводного двигуна визначається з наступного виразу [13]:

$$N = \frac{9,81kP_tV_t}{3600\eta}, \quad (4.25)$$

де  $k = 1,8-2,0$  – коефіцієнт, що враховує можливі короткочасні навантаження;

$V_t = 5-8$  – швидкість автомобіля при гальмуванні, км/год;

$P_t$  – максимальна гальмівна сила, Н;

$\eta$  – ккд стенду = 0,89-0,92;

$$P_t = \frac{G}{2f\varphi}, \quad (4.26)$$

де  $\varphi = 0.8$  – коефіцієнт зчеплення;

$G$  – максимальна вага осі автомобіля. Для автомобілів категорії M1 6000 Н (на одне колесо 3000 Н);

$f = 0.024-0.032$  – коефіцієнт кочення колеса;

$$P_e = \frac{3000}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,032} = 3851 \text{ Н},$$

$$N = \frac{9,81 \cdot 1,8 \cdot 3851 \cdot 8}{3600 \cdot 0,92} = 11,8 \text{ кВт.}$$

Визначивши необхідну потужність двигуна, вибираємо редуктор стандартного ряду з метою зменшення потужності двигуна при зниженні обертів ролика. Швидкість обертання роликів при максимальній швидкості автомобіля, що діагностується 7 км/год –  $152 \text{ хв}^{-1}$ .

#### 4.2.4 Датчикова апаратура стенда

Як датчик зусилля використовується силовий тензометричний елемент СТА, представлений на рисунку 4.5, характеристики датчика представлені у таблиці 4.1 [8, 13].

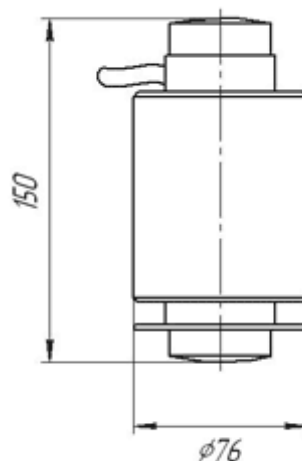


Рисунок 4.5 – Датчик зусилля

Таблиця 4.1 – Характеристика датчика

Параметр	Значення	Параметр	Значення
1	2	3	4
Найбільша межа вимірювання, Н	20000	Робочий діапазон температур, °С	30...+70
Робочий коефіцієнт передачі, мВ/В	2,0	Гранично допустиме навантаження, %	150
Комбінована помилка, %	0,02; 0,03	Руйнівне навантаження, %	250
Повзучість за 30 хв, %	0,02	Рекомендована напруга живлення, В	10...12
Баланс нуля, %	1	Макс. напруга живлення, В	15
Температурний дрейф нуля, %/10° С	0,02	Клас захисту	IP68

Закінчення таблиці 4.1

1	2	3	4
Температурний дрейф сигналу, %/10°С	0,02	Матеріал	Високоякісна легована сталь

Вхідний опір, Ом	400; 700	Довжина кабелю, м	8 (10Т); 10 (15Т); 12 (20-25Т); 14 (30Т); 16 (40-50Т)
Вихідний опір, Ом	352; 703	Діаметр кабелю, мм	5
Опір ізоляції, Мом	>5000		

На рисунку 4.6 представлена шина вставки датчика.

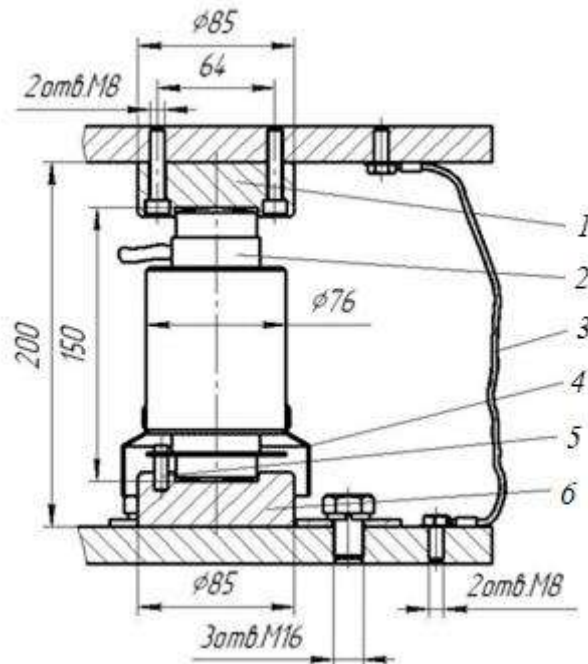


Рисунок 4.6 – Шина вставки датчика

#### 4.2.5 Розрахунок конструкції стелу на міцність

Зробимо проектний розрахунок мінімальної величини діаметра стрижня болта (сталь 45), що передає навантаження від диска ролика до фланця приводного валу [12]:

$$\sigma_{cp} = \frac{F}{A_{cc}} = \frac{4F}{\pi d^2 n}, \quad (4.27)$$

де  $F$  – сила, що діє на болт у площині зрізу, визначається виходячи з максимального навантаження діючої в плямі контакту ролика і колеса, 3000 Н;

$d$  – діаметр болта 0.010м;

$n$  – 8 – кількість болтів;

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot 3000}{0,0025} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ МПа},$$

$$4,8 \text{ МПа} = \sigma_{\text{ср}} \leq [\sigma] = 61 \text{ МПа}.$$

Умова міцності на зріз для цієї типогрупи болтів виконується.

Проведемо перевірочний розрахунок з'єднання на зріз різьбової частини.

Розрахунок ведеться виходячи з наступної послідовності:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau], \quad (4.28)$$

де  $\tau_{\text{ср}} = \pi dkH$ , мм<sup>2</sup>

$d$  – діаметр різьблення, мм;

$H$  – висота гайки, мм;

$k = 0,88$  – коефіцієнт, що враховує ширину основи витків різьблення;

$F$  – сила, що діє на болт в осьовій площині, визначається виходячи з сили, що діє в плямі контакту ролика і колеса з урахуванням коефіцієнта кочення і можливості бічного відведення;

Умова на міцність різьблення на зминання така:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma], \quad (4.29)$$

де  $A_{cm}$  – умовна площа зминання – проекція контакту різьблення болта та гайки на площу перпендикулярна до осі з'єднання;

$$A_{cm} = \pi d_2 h z, \quad (4.30)$$

де  $d_2$  – середній діаметр різьблення, мм;

$h$  – робоча висота профілю різьблення, мм;

$z$  – число витків у різьбленні гайки, мм;

$$A_{cm} = 3,14 \cdot 0,003 \cdot 0,05 \cdot 61 = 0,028;$$

$$\tau_{cp} = \frac{744}{0,0218} = 3412 \text{ Па} \leq [\tau] = 17 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{744}{0,0218} = 3412 \leq [\sigma] = 61 \text{ МПа}.$$

#### 4.2.6 Підбір та розрахунок підшипників кочення

Таблиця 4.2 – Попередній вибір підшипників

Номер	d, мм	C, Н	C0, Н	e
1025	30	15600	6200	0,22

Визначення радіальних сил:

$$F_r = F_{max} \quad (4.31)$$

$$F_{max} = \frac{F_{осса}}{8}, \quad (4.32)$$

$$F_{max} = \frac{1500 \cdot 9,8}{8} = 1837,5 \text{ Н}.$$

Визначення осьових складових:

$$S_a = e \cdot F_{ra} = 0,22 \cdot 1837,5 = 404,25 \text{ Н.} \quad (4.33)$$

Відповідно до умов роботи підшипників призначаємо розрахункові коефіцієнти  $V = 1$ ;  $K_b = 1,3$ ;  $K_t = 1$ .

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (X \cdot V \cdot F_{rb} + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_t, \quad (4.34)$$

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 404,25 + 0 \cdot 404,25) \cdot 1,3 \cdot 1 = 525,52 \text{ Н.}$$

Визначимо розрахункову довговічність підшипника:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m = \left(\frac{15600}{525,52}\right)^3 = 26158,09, \quad (4.35)$$

$$L = \left(\frac{10^6}{n \cdot 60}\right) \cdot L = \left(\frac{10^6}{80 \cdot 60}\right) \cdot 26158,09 = 5449602 \text{ час.} \quad (4.36)$$

$$L_k \geq L_{\text{кріб}} \quad 5449602 \geq 10000.$$

Визначимо динамічну вантажозможливість підшипника:

$$C_{\text{розр.}} = \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_{\text{кріб}}}{10}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot P = \left(\frac{60 \cdot 80 \cdot 10000}{10}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot 525,52 = 1885,38 \text{ Н} \quad (4.37)$$

$$C \geq C_{\text{розр.}} \quad 15600 \geq 1885,38.$$

Підшипник 1025 придатний для використання в даних умовах.

#### 4.2.7 Перевірочний розрахунок

Зробимо перевірочний розрахунок діаметра стрижня кріпильного болта тензодатчика, що передає навантаження від опори до датчика.

Міцність витків гайки перевіряють за напругою зрізу:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_a}{A_{\text{ср}}} = \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot k \cdot H} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (4.38)$$

де  $d$  – зовнішній діаметр різьблення, 18 мм;

$k$  – коефіцієнт повноти різьблення;

$F_a$  – сила затягування болта.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{13242}{3,14 \cdot 0,018 \cdot 0,5 \cdot 0,1} = 13,5 \text{ МПа} < 45 \text{ МПа}.$$

Як видно з розрахунку, умова на міцність витків проти зрізу виконується.

З конструктивних міркувань було прийнято рішення виконати опору зі сталі. Розрахуємо перерізи за відповідним методом опору матеріалів

Виходячи з умови опору змінання вигину:

$$G_{\text{см}} = \frac{P}{F}, \quad (4.39)$$

де  $P$  – горизонтальне навантаження, що сприймається балкою (приймаємо  $P_{\text{max}}$ ), 13242 Н;

$F$  – площа поперечного перерізу, 2160 мм<sup>2</sup>;

$[G_{\text{см}}]$  – допустимі навантаження на змінання, МПа; де  $[G_{\text{см}}]$  – межа міцності, для сталі 40Х = 800 МПа;

Тобто, перевіряємо заздалегідь підібраний перетин на міцність при згинанні:

$$[G_{\text{см}}] = \frac{P^{\text{max}}}{F} \quad (4.40)$$

$$[G_{\text{см}}] = \frac{13242}{2160 \cdot 10^{-6}} = 61 \text{ МПа}.$$

Таким чином: 680 МПа > 61 МПа. Умова міцності виконується.

При використанні фундаментних болтів кріплення перевіримо на напругу зриву.

Матеріал анкерних болтів Ст3, з напругою розриву  $[G_P] = 240$  МПа

Діаметр різьблення розраховуємо за формулою:

$$d_1 = 1,31 \sqrt{\frac{P}{[G_P]}}, \quad (4.41)$$

$$d_1 = 1,31 \sqrt{\frac{13242}{240}} = 23,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо М24х2,0. Тоді розраховуємо на розтяг з урахуванням попередньої затяжки, яка характеризується коефіцієнтом 1,35 за рівнянням:

$$1,35P = \frac{\pi d_1^2}{4} G_B \quad (4.42)$$

Таким чином: 117513 < 137413. Помилка становить 1,6%, що допустимо.

Глибина закладки болта в бетон приймаємо рівною 25-30 діаметрам болта, що зумовлює його рівну міцність при роботі на розрив і на випресовування його з бетону.

## ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі бакалавра розраховано передній дисковий гальмівний механізм автомобіля категорії М1. Спроектовано стенд для діагностики гальмівних механізмів передньої та задньої вісі без демонтажу.

В першому розділі визначено призначення та вимоги до гальмівної системи, класифікація гальмівних систем. Описана конструкція гальмівної системи автомобіля прототипа ВАЗ-2110 та її несправності.

В другому розділі обґрунтована актуальність застосування дискових гальмівних механізмів та розглянути нові технічні конструктивні рішення.

Третій розділ роботи присвячено методам випробувань. Розглянуті лабораторні та дорожні випробування, описано методики проведення випробувань з довговічності та зносостійкості та проведення випробувань щодо визначення ефективності гальм

В конструкторському розділі виконано розрахунки передніх та задніх гальмівних механізмів, стоянкової гальмівної системи. Зроблена перевірка працездатності гальмівних механізмів за питомими показниками.

Розроблено стенд для діагностики автомобіля. Визначено його основні геометричні параметри, потужність, підібрано датчикові апаратуру. Виконано перевірочний розрахунок стенду на міцність.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ**

1. Автомобильный справочник Bosh : пер. с англ – 2-е изд., перераб и доп. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
2. Балабин И. В. Испытания автомобилей / И. В. Балабин, Б. А. Куров, С. А. Лаптев. – М. : Машиностроение, 1988. – 192 с.
3. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин – М. : Машгиз, 1950. – 292 с.
4. Волков В. П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях : дис. ... канд. техн. наук 05.05.03 / Владимир Петрович Волков. – Харьков, 1982. – 174 с.
5. Волков В. П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В. П. // Автомобильный транспорт. – Харьков : РИО ХНАДУ, 2001.– № 7. – С. 72–74.
6. Вольченко А. И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Александр Иванович Вольченко. – Ивано-Франковск, 1987. – 385 с.
7. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: Підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Дудченко, А. Д. Чигиринець. – Київ : Вища школа, 1994. – (у 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи: Технологія. – 342 с.; Кн. 2: Організація, планування і управління. – 383 с; Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. – 599 с.
8. Кушвид Р. П. Испытания автомобиля / Р. П. Кушвид. М : МГИУ, 2011. – 351 с.
9. Ломака С. И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учеб. пособ. [для студ. высш. учеб. завед.] / С. И. Ломака, Н. Н. Алекса, Е. М. Гецович. – Киев : УМК ВО, 1988. – 88 с.

10. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: [підручник для студентів вузів] / О. А. Лудченко. – Київ : Вища школа, 2007. – 527 с.

11. Назаров А. И. Улучшение тормозных систем легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Александр Иванович Назаров. – Харьков, 1998. – 266 с.

12. Основи діагностики автомобіля : навчально-методичний посібник до практичних та самостійних робіт студентів вищих навчальних закладів України / Люлька В. С. [та ін.]. – Чернігів : ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. – 188 с.

13. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів : навч. посіб. / Біліченко В. В. [та ін.]. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 118 с.

14. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин при торможении / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый. – Харьков : Издательство ХГАДТУ. – 1999. – 93 с.

15. Подригало М. А. Оценка энергопреобразующих свойств тормозных систем колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. Н. Миленин // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісн. Харків. держ. техн. унта сільск. госп. – 2000. – Вип. 1. – С. 31–38.

16. Ревин А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения. / А. А. Ревин // Волгоград : РПК Политехник., 2002. – 371 с.

17. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / Туренко А. Н. [и др.]. – Харьков : Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с

18. Сосик А. Ю. Підвищення ефективності приводу дискових гальмівних механізмів автомобілів категорії М1 : дис.. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Андрій Юрійович Сосик. Київ, 2012. – 200 с.

19. Спичкин Г. В. Диагностирование технического состояния автомобилей / Г. В. Спичкин, А. М. Третьяков, Б. Л. Либин. – М. : Высшая школа, 1983. – 368 с.

20. Туренко А. Н. Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / А. Н. Туренко, С. Н. Шуклинов, Н. Г. Михалевич // Изв. ВолгГТУ. Сер. «Наземные транспортные системы»: межвуз. сб. науч. ст. – 2011. – Вып. 4, № 12(85). – С. 51 – 53.

21. Федосов А. С. Совершенствование методов расчета и конструкции тормозных систем легковых автомобилей : дис. ... д-ра техн. наук 05.05.03 / Александр Сергеевич Федосов. – Харьков, – 1994. – 169 с.