

Форма № 24

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний інститут, транспортний факультет
(повне найменування факультету)

Автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1,
(назва теми)
вагою 950 кг

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи Т-110

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Колісні та гусеничні транспортні засоби



Журібіда І.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник Дударенко О.В.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент Турпак С.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2024

Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Машинобудівний інститут, транспортний факультет
 Кафедра Автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок
 Ступінь вищої освіти Бакалавр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація). Колісні та гусеничні транспортні засоби
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АТДтаГЕУ« 13 » березня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА

Журібіда Ілля Максимович

(ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи): Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1 вагою 950 кг

керівник проєкту (роботи) Дударенко Ольга Василівна, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 12.06.2024

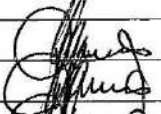
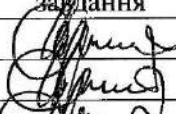
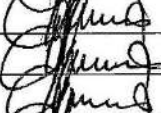
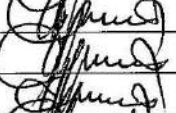
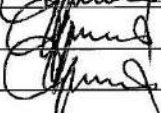
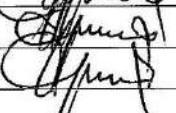
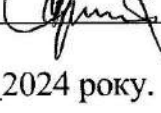
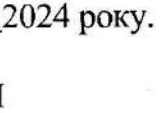
3. Вихідні дані до проєкту (роботи). автомобіль масою 950 кг, швидкість автомобіля 110 км/год

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). Загально технічний розділ. Аналітичний розділ. Діагностика та випробування гальмівної системи автомобіля. Конструкторський розділ. Цивільний захист України.

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

Гальмівний механізм автомобіля М1 (1 арк. ф. А1), робочі креслення деталей гальмівного механізму (1 арк. ф. А1), складальне креслення стенда (2 арк. ф. А1), робочі креслення деталей стенда (1 арк. ф. А1), структурно слідча схема (1 арк. ф. А1)

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Дударенко О.В. к.т.н., доцент		
2	Дударенко О.В. к.т.н., доцент		
3	Дударенко О.В. к.т.н., доцент		
4	Дударенко О.В. к.т.н., доцент		
5	Дударенко О.В. к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання « 01 » . 03 _____ 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми з керівником дипломної роботи	13.03.24 - 19.03.24	
2	Аналіз літературних джерел присвячених питанню за темою дипломної роботи	20.03.24 - 02.04.24	
3	Визначення мети та завдання дипломної роботи	03.04.24 - 05.04.24	
4	Аналіз конструкції агрегату або системи та елементів, що визначають їх технічний стан	06.04.24 - 11.04.24	
5	Аналіз обладнання яке використовуються при випробуванні та діагностиці зчеплення	12.04.24 - 16.04.24	
6	Складальні креслення, робочі креслення сполучних деталей, створення структурно-слідчої схеми.	17.04.24 - 02.05.24	
7	Оформлення пояснювальної записки до дипломної роботи	03.05.24 - 10.06.24	
8	Захист дипломної роботи	12.06.24	

Студент(ка)


(підпис)

Ілля Журібіда

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

Ольга Дударенко

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проекту: 74 с., 8 табл., 23 рис., 12 джерело, 5 форматів А1

АВТОМОБІЛЬ, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ,
ГАЛЬМІВНА КОЛОДКА, ГАЛЬМІВНИЙ ДИСК.

Мета дипломної роботи – отримання теоретичних та практичних знань з конструкції, теорії основ розрахунку автотранспортних засобів та стендів для їх діагностування, придбання навичок конструювання та освоєння методів розрахунку.

Об'єкт дипломної роботи – гальмівна система автомобіля.

Предмет дипломної роботи – аналіз конструкції переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1.

Методи дипломної роботи – на сучасному теоретичному рівні проведення розрахунків обраних технічних рішень із застосуванням сучасних математичних методів та технічних засобів.

Проведено аналіз призначення, загальної будови гальмівної системи автомобіля, та вимог до них. Розглянуті різні конструкції гальмівних систем і їх переваги та недоліки. Розглянуті інноваційні технології в конструкції гальмівних систем. Запропоновано стенд для діагностики гальмівної системи автомобіля. Проведено розрахунок елементів гальмівної системи автомобіля та елементів стенда для її діагностики.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Загально технічний розділ	8
1.1 Вимоги до гальмівної системи автомобілів.....	8
1.2 Класифікація гальмівного керування	14
1.3 Пристрій і принцип роботи гальмівної системи автомобіля категорії M1	17
1.4 Можливі несправності гальмівної системи	26
1.5 Параметри автомобіля	29
2 Аналітичний розділ.....	31
2.1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій гальмівних систем	31
2.2 Переваги і недоліки застосування дискових гальм	34
2.3 Сучасні тенденції розвитку дискових гальмівних механізмів	39
3 Діагностика та випробування гальмівної системи автомобіля.....	45
3.1 Лабораторні випробування гальмівної системи	45
3.2 Дорожні випробування гальмівної системи.....	50
4 Конструкторський розділ.....	53

4.1 Розрахунок гальмівної системи автомобіля.....	53
4.1.1 Розрахунок переднього гальмівного механізму	53
4.1.2 Розрахунок заднього гальмівного механізму	54
4.1.3 Розрахунок теплової напруженості гальмівного механізму	56
4.1.4 Перевірочний розрахунок працездатності гальмівної системи	56
4.2 Конструювання стенду для діагностики гальмівної системи автомобіля.....	58
4.2.1 Конструкція та принципу роботи стенду.....	58
4.2.2 Визначення основних геометричних параметрів стенда, що проектується	60
4.2.3 Потужностний розрахунок стенду	61
4.2.4 Розрахунок міцності елементів стенду	63
5 Цивільний захист України.....	69
5.1 Заходи цивільного захисту.....	69
Висновки.....	73
Перелік джерел посилання.....	74

ВСТУП

Практично, з моменту створення, автомобілі стали надавати потенційну небезпеку для оточуючих та учасників руху.

Оскільки повністю уникнути дорожньо-транспортних пригод (ДТП) поки що неможливо, автомобіль удосконалюється в напрямку зниження ймовірності аварії та мінімізації її наслідків. У зв'язку з цим усі системи автомобіля поділяються на дві частини – активну та пасивну безпеку.

Підвищення активної безпеки автотранспортних засобів (АТЗ) є однією з найактуальніших проблем сучасного автомобілебудування.

Активна безпека автомобіля – комплекс його властивостей, що знижують можливість виникнення ДТП. Її рівень визначається безліччю параметром, основні з яких: безвідмовність; компонування автомобіля; гальмівні властивості; тягові властивості; стійкість автомобіля; інформативність; комфортабельність.

Проектування гальмівних систем і обладнання для діагностики регламентовано переліком нормативних документів Правил ЄЕК ООН, які встановлюють рівень конструктивної безпеки колісних транспортних засобів (КТЗ). Вимоги до легкових і вантажних автомобілів, автобусів, напівпричепів і причепів регламентовані 85 Правилами ЄЕК ООН. Підвищення технічного рівня гальмівного керування АТЗ пов'язане із виконанням вимог Правил №13 ЄЕК ООН та Директиви ЄЕС. Практика сучасного проектування гальмівних систем АТЗ показує, що гальмівна система повинна підтримуватися в працездатному стані весь період експлуатації транспортного засобу, що забезпечується створенням нових діагностичних систем [2, 5].

1 ЗАГАЛЬНО ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Вимоги до гальмівної системи автомобілів

Вимоги до гальмівної системи обумовлені Статтею 7 «Вимоги до технічного стану гальмівного керування транспортними засобами» [1, 2].

1. Робоча гальмівна система АТЗ повинна забезпечувати виконання нормативів ефективності гальмування на стендах згідно з таблицею 1.1 або в дорожніх умовах згідно з таблицею 1.2 або 1.3. Початкова швидкість гальмування під час перевірок у дорожніх умовах – 40 км/ч.

2. У дорожніх умовах при гальмуванні робочою гальмівною системою з початковою швидкістю гальмування 40 км/ч АТЗ не повинно жодною своєю частиною виходити з нормативного коридору руху шириною 3 м.

3. При перевірках на стендах допускається відносна різниця гальмівних сил коліс осі (у відсотках від найбільшого значення) для осей АТЗ з колісними дисковими гальмівними механізмами – до 30%, для осей з барабанними колісними гальмівними механізмами – до 25%.

Таблиця 1.1 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою під час перевірок на роликівих стендах

АТЗ	Категорія АТЗ	Зусилля на органі управління P_n , Н	Питома гальмівна сила g_m , не менше
Пасажи́рські та вантажо́пасажи́рські - автомобілі	M1	490	0,53
	M2, M3	686	0,46
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	686	0,46
Приче́пи з двома та більше осями	O2, O3, O4	686	0,45
Приче́пи з центральною віссю та напівприче́пи	O2, O3, O4	686	0,41

Таблиця 1.2 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою в дорожніх умовах за початкової швидкості гальмування 40 км/ч з використанням приладу для перевірки гальмівних систем

АТЗ	Категорія АТЗ (тягача у складі автопоїзда)	Зусилля на органі управління P_n , Н	Гальмівний шлях АТЗ S_m , м, не більше
Пасажирські та вантажопасажирські - автомобілі	M1	490	15,8
Легкові автомобілі з причепом	M2, M3	686	17,7
	M1	490	15,8
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	686	17,7
Вантажні автомобілі з причепом з двома та більше осями	N1, N2, N3+ O1, O2, O3, O4	686	19,8 20,5
Вантажні автомобілі з причепом з центральною віссю та напівпричепами	N1, N2, N3 + O2, O3, O4	686	—

Таблиця 1.3 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою в дорожніх умовах за початкової швидкості гальмування 40 км/ч з використанням реєструючого деселерометра

АТЗ	Категорія АТЗ (тягача у складі автопоїзда)	Зусилля на органі управління P_n , Н	Встановилося уповільнення $J_{уст}$, м/с ² , щонайменше	Час спрацювання гальмівної системи $t_{сп}$, с, не більше
Пасажирські та - вантажопасажирські автомобілі	M1	490	5,2	0,6
	M2, M3	686	4,5	0,8 (1,0*)
Легкові автомобілі з причепом	M1	490	5,2	0,6
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	686	4,5	0,8 (1,0*)
Вантажні автомобілі з причепом (напівпричепом)	N1, N2, N3+ O2, O3, O4	686	4,5	0,9 (1,3*)
* Для АТЗ, виготовлених до 01.01.81				

4. Стоянкова гальмівна система для АТЗ дозволеної максимальної маси повинна забезпечувати питому гальмівну силу не менше 0,16 або нерухомий стан АТЗ на опорній поверхні з ухилом не менше 16%. Для АТЗ у спорядженому стані гальмівна система стоянки повинна забезпечувати розрахункову питому гальмівну силу, меншому з двох значень: 0,16 відношення дозволеної максимальної маси до маси АТЗ при перевірці або 0,6 відношення спорядженої маси, що припадає на осі, на які впливає стоянкова система, до спорядженої маси, або нерухоме стан АТЗ лежить на поверхні з ухилом щонайменше 23% для АТЗ категорій М1-М3 і щонайменше 31% для категорій N1-N3.

Посилення, що прикладається до ручного органу управління гальмівної системи стоянки для приведення її в дію, повинно бути не більше 392 Н для АТЗ категорії М1 і 588 Н – для АТЗ інших категорій, а прикладається до ногого органу управління гальмівної системи стоянки АТЗ категорії М1-490 Н та 688 Н для АТЗ інших категорій.

Стоянкова гальмівна система з приводом на пружинні камери, роздільним з запасною гальмівною системою, при гальмуванні в дорожніх умовах з початковою швидкістю 40 км/ч АТЗ категорій М2 і М3, у яких не менше 0,37 спорядженої маси припадає на вісь(і), обладнану(і) стоянковою гальмівною системою, повинна забезпечувати сповільнення, що встановилося, не менше $2,2 \text{ м/с}^2$, а АТЗ категорій N, у яких не менше 0,28 спорядженої маси припадає на вісь(і), обладнану(і) стоянковою гальмівною системою, – не менше $2,9 \text{ м/с}^2$.

5. Допоміжна гальмівна система, за винятком моторного сповільнювача, при перевірках у дорожніх умовах в діапазоні швидкостей 25-35 км/год повинна забезпечувати уповільнення не менше $0,5 \text{ м/с}^2$ для АТЗ дозволеної максимальної маси і $0,8 \text{ м/с}^2$ – для АТЗ у спорядженому стані з урахуванням маси водія.

6. Запасна гальмівна система, забезпечена незалежним від інших гальмівних систем органом управління, повинна забезпечувати відповідність

нормативам показників ефективності гальмування АТЗ на стенді згідно з таблицею 1.4 або в дорожніх умовах згідно з таблицею 1.5 або 1.6. Початкова швидкість гальмування під час перевірок у дорожніх умовах – 40км/ч [3].

Таблиця 1.4 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ запасною гальмівною системою з ручним органом управління під час перевірок на стендах

АТЗ	Категорія АТЗ	Зусилля на органі управління P_n , Н	Питома гальмівна сила g_m , не менше
Пасажирські та вантажопасажирські автомобілі	M1	490 (392*)	0,26
	M2, M3	686 (589*)	0,23
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	490 (589*)	0,23
Вантажні автомобілі з причепом (напівпричепом)	N1, N2, N3+ O2, O3, O4	686 (589*)	0,21
* Для АТЗ з ручним керуванням запасною гальмівною системою			

Таблиця 1.5 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ запасною гальмівною системою з ручним органом управління при перевірках у дорожніх умовах

АТЗ	Категорія АТЗ (тягача у складі автопоїзда)	Зусилля на органі управління P_n , Н	Гальмівний шлях АТЗ S_m , м, не більше
Пасажирські та вантажопасажирські автомобілі	M1	490 (392*)	28,1
	M2, M3	686 (589*)	31,4
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	686 (589*)	31,4
Вантажні автомобілі з причепом (напівпричепом)	N1, N2, N3 + O2, O3, O4	686 (589*)	33,6
* Для АТЗ з ручним керуванням запасною гальмівною системою			

Таблиця 1.6 – Нормативи ефективності гальмування АТЗ запасною гальмівною системою з ручним органом управління при перевірках у дорожніх умовах

АТЗ	Категорія АТЗ (тягача у складі автопоїзда)	Зусилля на органі управління P_n , Н	Встановилося Уповільнення $J_{уст.}$, м/с ² , щонайменше	Час спрацювання гальмівної системи $t_{сп}$, с, не більше
Пасажи́рські та вантажо́пасажи́рські автомобілі	M1	490 (392*)	2,6	0,6
	M2, M3	686 (589*)	2,25	0,8 (1,0**)
Вантажні автомобілі	N1, N2, N3	686 (589*)	2,25	0,8 (1,0**)
Вантажні автомобілі з причепом- (напівпричепом)	N1, N2, N3 + O2, O3, O4	686 (589*)	2,22	0,9(1,3**)
* Для АТЗ з ручним керуванням запасною гальмівною системою				
** Для АТЗ, виготовлених до 01.01.81				

7. Допускається падіння тиску повітря в пневматичному або пневмогідравлічному гальмівному приводі при непрацюючому двигуні не більше ніж на 0,05 МПа протягом:

- 30 хв – при вимкненому положенні органу управління гальмівної системи;
- 15 хв – після повного приведення в дію органу управління гальмівної системи.

Витікання стисненого повітря з колісних гальмівних камер не допускаються.

8. Для АТЗ з двигуном тиск на контрольних висновках ресиверів пневматичного гальмівного приводу при двигуні допускається в межах, встановлених виробником в експлуатаційній документації.

9. Порушення герметичності трубопроводів або з'єднань у гідравлічному гальмівному приводі, підтікання гальмівної рідини, наявність у гальмівному приводі видимих місць перетирання, корозії, механічних пошкоджень, перегинів або деталей із тріщинами або залишковою деформацією не допускаються.

10. Система сигналізації та контролю гальмівних систем, манометри пневматичного та пневмогідравлічного гальмівного приводу, пристрій фіксації органу управління гальмівної системи стоянки повинні бути працездатні.

11. Гнучкі гальмівні шланги, що передають тиск стисненого повітря або гальмівний рідини колісним гальмівним механізмам, повинні з'єднуватися один з одним без додаткових перехідних елементів (для АТЗ, виготовлених після 01.01.81). Розташування та довжина гнучких гальмівних шлангів повинні забезпечувати герметичність з'єднань з урахуванням максимальних деформацій пружних елементів підвіски та кутів повороту коліс АТЗ. Набухання шлангів під тиском, тріщини та наявність на них видимих місць перетирання не допускаються.

12. Розташування та довжина сполучних шлангів пневматичного гальмівного приводу автопоїздів повинні унеможливлювати їх пошкодження при взаємних переміщеннях тягача та причепа (напівпричепа).

13. Дія робочої та запасної гальмівних систем повинна забезпечувати плавне, без утруднень зменшення та збільшення гальмівних сил (уповільнення АТЗ) при зменшенні та збільшенні, відповідно, зусилля впливу на орган керування гальмівною системою.

14. Настановні параметри регулятора гальмівних сил (тиск на контрольному виведенні, зусилля натягу або подовження пружини при додатку зусилля, зазор тощо) для АТЗ дозволеної максимальної та спорядженої маси повинні відповідати значенням, зазначеним у встановленій на АТЗ таблиці виробника документації або у посібнику з ремонту АТЗ.

15. АТЗ, обладнані антиблокувальними гальмівними системами (АБС), при гальмуваннях у спорядженому стані (з урахуванням маси водія) з початковою швидкістю не менше 40 км/ч повинні рухатися в межах коридору руху без видимих слідів відведення та занесення, а їх колеса не повинні залишати слідів юза на дорожньому покритті до моменту відключення АБС при досягненні швидкості руху, що відповідає порогу відключення АБС (не

більше 15 км/ч). Функціонування сигналізаторів АБС повинне відповідати її справному стану.

16. Інерційне гальмо причепів категорій O1 і O2 повинно забезпечувати питому гальмівну силу за таблицею 1.1. за умови вштовхування зчіпного пристрою одновісних причепів не більше 0,1, а для інших причепів не більше 0,067 ваги причепа дозвolenої максимальної маси. Вимога запроваджується з 01.07.2005.

17. Хід штоків гальмівних камер від вимкненого до включеного станів не повинен перевищувати величини 35 [1, 2, 3].

1.2 Класифікація гальмівного керування

На автомобільному транспорті замість терміна «гальмівне керування» широко застосовується термін «гальмівна система». Гальмівна система АТЗ передбачає сукупність пристроїв, об'єднаних загальним призначенням здійснювати гальмування і, як правило, що складається з елементів, що включають джерело енергії, гальмівний привід, гальмівний механізм, а також систему контролю та сигналізації. Структурну схему гальмівного керування сучасного АТЗ показано на рисунку 1.1 [1, 5].

Розглянута структурна схема гальмівного керування, терміни та визначення, характеристика гальмівних властивостей, загальні вимоги і нормативи ефективності обумовлені вітчизняними та міжнародними нормативними документами, про які частково згадувалося раніше.

Відповідно до цих нормативних документів необхідно пояснити, як сформульовано визначення найважливіших структурних ланок гальмівного керування.

Робочою гальмівною системою називається система, яка забезпечує регулювання швидкості або повну зупинку АТЗ з необхідною ефективністю за будь-яких умов руху.

Робоча гальмівна система повинна діяти на всі колеса АТЗ, її дія має бути плавною, а розподіл дії по осях автомобіля – раціональним.

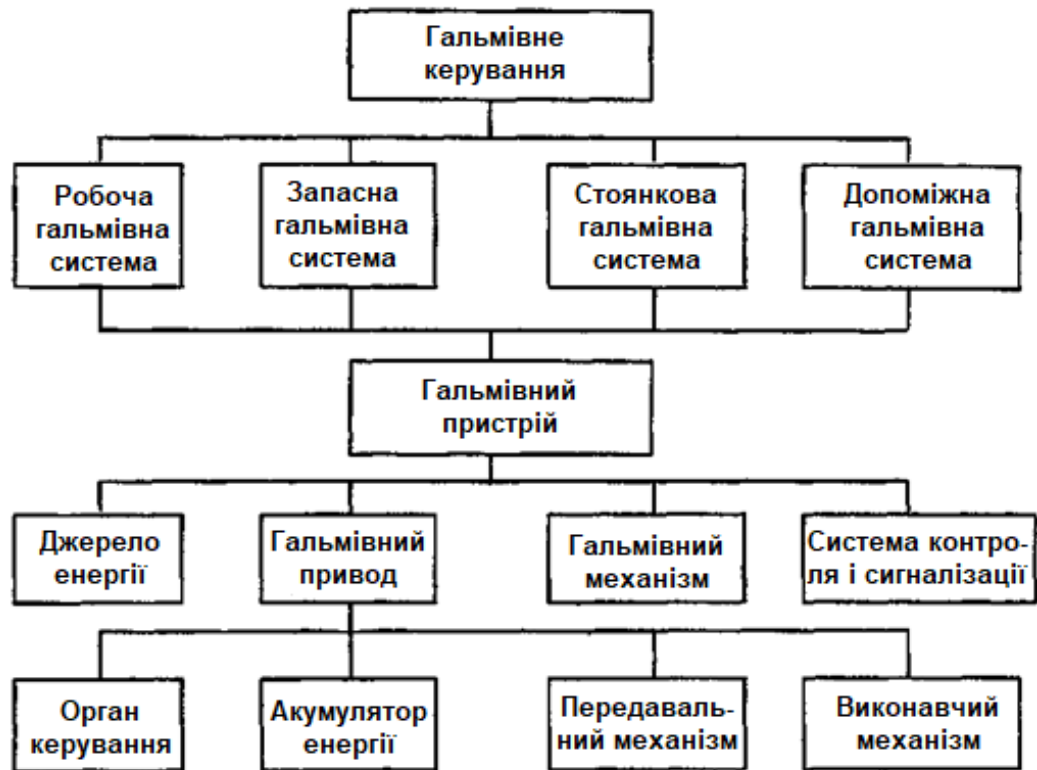


Рисунок 1.1 – Структурна схема гальмівного керування

При виході з ладу частини приводу робочої гальмівної системи має забезпечуватися продовження живлення частини приводу робочої гальмівної системи, яка не вийшла з ладу. Іншими словами, привід робочої гальмівної системи повинен мати щонайменше два незалежні контури.

Запасною гальмівною системою називається така система, яка забезпечує зупинку АТЗ у разі відмови робочої гальмівної системи. Як запасна гальмівна система може використовуватися спеціальна автономна система, а також контури робочих гальм або стоянкова гальмівна система [3, 5].

Дія запасної гальмівної системи має бути регульованою. Водій повинен мати можливість керувати запасною гальмівною системою зі свого робочого місця, контролюючи при цьому хоча б однією рукою кермо.

Стоянковою гальмівною системою називається система, призначена для утримання АТЗ в нерухомому стані щодо опорної поверхні.

Допоміжною гальмівною системою називається система, призначена для тривалої підтримки швидкості АТЗ постійною або її регулювання в межах, відмінних від нуля.

Під гальмівним пристроєм мається на увазі сукупність частин, призначених для поступового уповільнення і зупинки ТЗ, що рухається, або для забезпечення його нерухомості під час стоянки. Цей пристрій складається з джерела енергії, гальмівного приводу, гальмівного механізму, а також системи контролю та сигналізації.

Джерелом енергії називається сукупність пристроїв, призначених для забезпечення гальмівної системи енергією, яка потрібна для гальмування.

Під гальмівним приводом мається на увазі сукупність органу керування, акумулятора енергії, передавального механізму та виконавчого механізму.

Гальмівним механізмом називається пристрій, призначений для безпосереднього створення та зміни штучного опору руху АТЗ.

Сукупність пристроїв, які здійснюють контроль працездатності гальмівного керування та сигналізують про його стан, називається системою контролю та сигналізації.

Сучасні міжнародні та вітчизняні нормативні документи, що регламентують вимоги до гальмівного керування, наказують наявність на автомобілях систем, що забезпечують сигналізацію аварійного стану робочої гальмівної системи, тобто автоматичне оповіщення водія про її відмову та контроль робочої гальмівної системи, що полягає у можливості перевірки водієм її стану у будь-який момент часу [2].

У гальмівних системах автомобілів порушення герметичності приводних магістралей є досить частою відмовою, тому головною функцією системи сигналізації прийнято вважати функцію подачі сигналу про вихід з ладу контуру гальмівного приводу. Причому сигнал про відмову повинен подаватися водієві не пізніше моменту натискання ним на гальмівну педаль.

Органом керування гальмівного приводу називається сукупність пристроїв, призначених для подачі сигналу та керування потоком енергії, що

надходить від джерела або акумулятора до гальмівних механізмів. Причому при передачі енергії до гальмівних механізмів відбувається кількісне регулювання цієї енергії.

Акумулятором енергії гальмівного приводу називається пристрій, призначений для накопичення та збереження енергії, яка використовується для гальмування.

Передатним механізмом гальмівного приводу називається сукупність пристроїв, що забезпечують передачу енергії від її джерела до гальмівних механізмів.

Виконавчим механізмом гальмівного приводу називається пристрій, призначений безпосередньої передачі енергії від гальмівного приводу до гальмівного механізму [3, 5].

1.3 Пристрій і принцип роботи гальмівної системи автомобіля категорії М1 [4]

В якості автомобіля прототипа візьмемо автомобіль ЗАЗ-1102. Гальмівна система даного автомобіля обладнана двома самостійними приводами: гідравлічним, від ножної педалі (діючим на всі колеса) і механічним, від ручної рукоятки (діючим тільки на задні колеса).

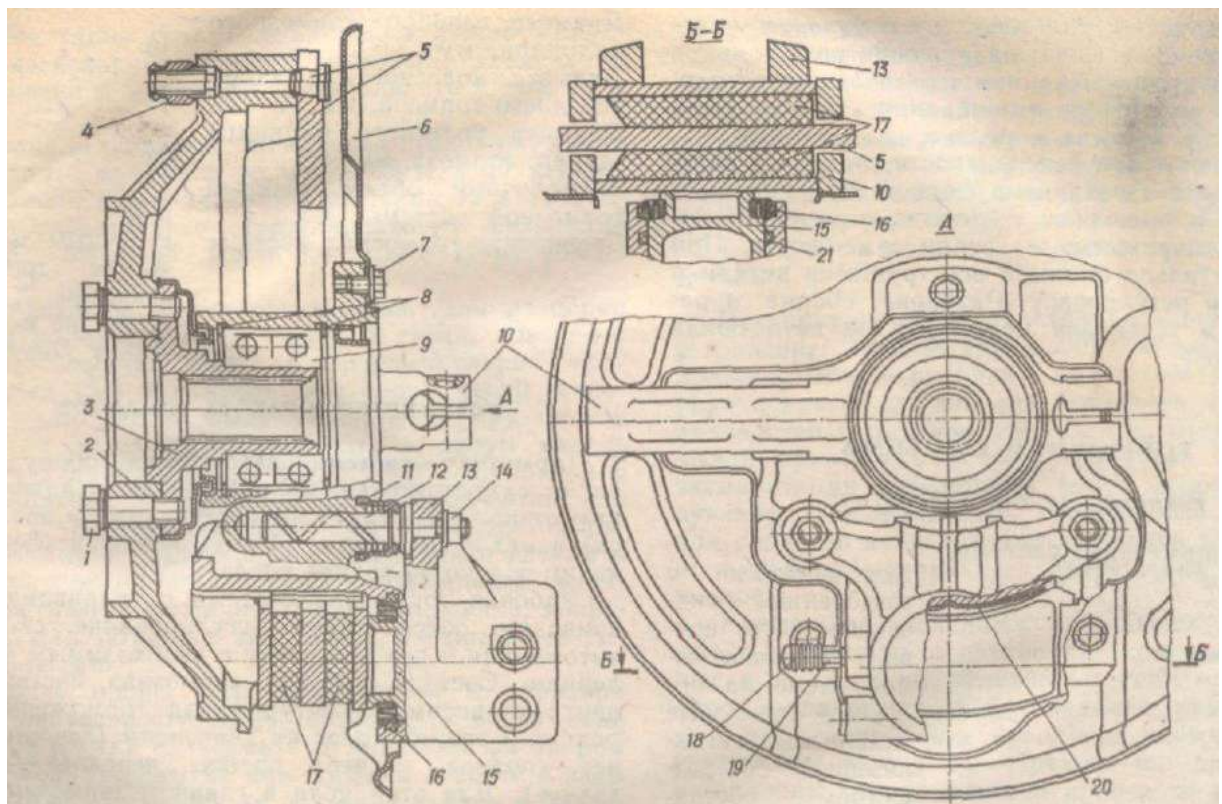
Робоча гальмівна система з гідравлічним приводом забезпечує регулювання швидкості автомобіля та його зупинку з необхідним уповільненням. Складається робоча гальмівна система із двох незалежних контурів для гальмування передніх та задніх коліс по діагоналі (ліве переднє – праве заднє, праве переднє – ліве заднє). Для цього в головному гальмівному циліндрі є дві незалежні порожнини з двома поршнями. Бачок із двома порожнинами та двома шлангами живить кожну порожнину окремо.

Два незалежні гідравлічні контури з діагональним поділом значно підвищують безпеку водіння автомобіля. При відмові одного з контурів як

гальмівна система використовується другий контур, що з достатньою ефективністю забезпечує зупинку автомобіля.

Гальмо стоянки механічної дії з тросовим приводом діє на задні колеса. Стоянковим гальмом користуються тільки для утримання автомобіля під час стоянки, але в крайніх випадках його можна застосовувати і як аварійний.

Гальмівний механізм переднього колеса – дисковий, з рухомою скобою, змонтованою на поворотному кулаку. Дискове гальмо добре вписується в колесо, має невелику масу і невелику кількість деталей, досить простий при розбиранні та збиранні (рис. 1.2).



1 – болт кріплення фланця маточини; 2 – фланець; 3 – маточина; 4 – гайка кріплення колеса; 5 – диск гальма з болтами; 6 – кожух захисний; 7 – болт кріплення кожуха; 8 – кільце стопорне; 9 – підшипник, 10 – кулак поворотний; 11 – чохол захисний; 12 – палець напрямний; 13 – скоба; 14 – гайка кріплення пальця; 15 – поршень; 16 – чохол захисний поршня; 17 – колодка гальма; 18 – ковпачок захисний; 19 – клапан випуску повітря; 20 – пружина колодок; 21 – кільце ущільнювальне поршня

Рисунок 1.2 – Гальмо переднє з поворотним кулаком і маточиною

У передньому гальмі деталями, що обертаються, є: диск гальма 5, фланець маточини 2 і маточина 3. Необерттовими – поворотний кулак 10, скоба 13, гальмівні колодки 17 і брудозахисний кожух – 6.

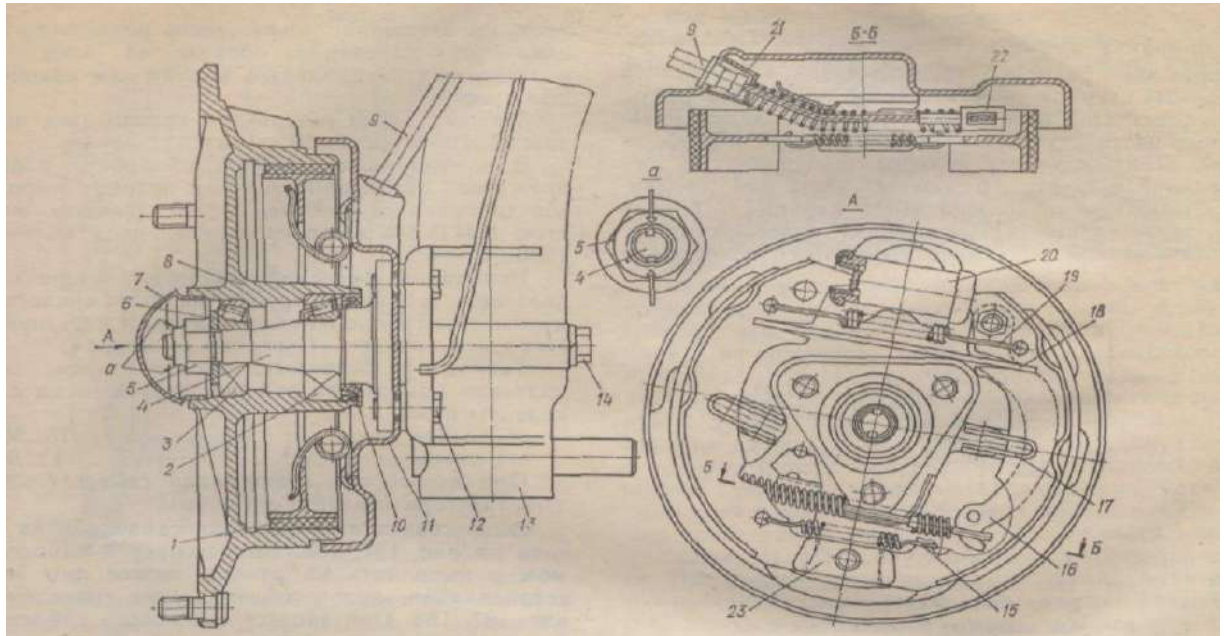
Скоба гальма 13 гайками 14 кріпиться до двох напрямних пальців 12. У свою чергу, на правлячі пальці входять у глухі циліндричні отвори поворотного кулака 10 і мають разом зі скобою рухливість («плавання») відносного гальмівного диска 5. У припливі 3, в якому розміщений поршень 15 з двома кільцями ущільнювачів 21 і захисний чохол 16. У верхній частині скоби (циліндра) є два різьбові отвори, одне — для клапана випуску повітря, інше — для наконечника – гальмівного шланга.

Поворотний кулак – є основною деталлю передньої підвіски, а також конструктивно входить у вузол переднього гальма У поворотному кулаку 10 виконаний спеціальний паз, через який проходить гальмівний диск 5 і два отвори для розміщення гальмівних колодок. Конфігурація отворів виконана формою гальмівних колодок. У середній частині скоби гальма є поперечний паз, в якому фіксується плоска пружина 20 постійно підтискає гальмівні колодки 17 до упорів поворотного кулака. Все це забезпечує щільну посадку гальмівних колодок у отворах і не допускає їхньої вібрації.

Гальмівний диск із трьома закріпленими у ньому болтами, входить у паз поворотного кулака. На болти гальмівного диска встановлюється фланець маточини 2. Фланець маточини шістьма болтами 1 кріпиться до маточини 3, закриваючи з зовнішнього боку гальмо. З внутрішньої сторони гальмо закривається брудозахисним кожухом 6, який кріпиться трьома болтами 7 до поворотного кулака 10.

Гальмівний механізм заднього колеса – барабанний з автоматичним регулюванням зазору між колодками та барабаном (рис. 1.3). Він змонтований на сталевому штампованому щиті 11 і кріпиться до балки задньої підвіски спільно зі маточкою трьома болтами 12 і 14. У нижній частині щита одним з болтів кріплення щита (довгий болт) кріпиться опора колодок 23 гальма 20. Гальмівні колодки стягнуті верхньої 19 і нижньої 15 пружинами, які

підтискають колодки до упорів поршнів колісного циліндра і до нижньої опори 23.



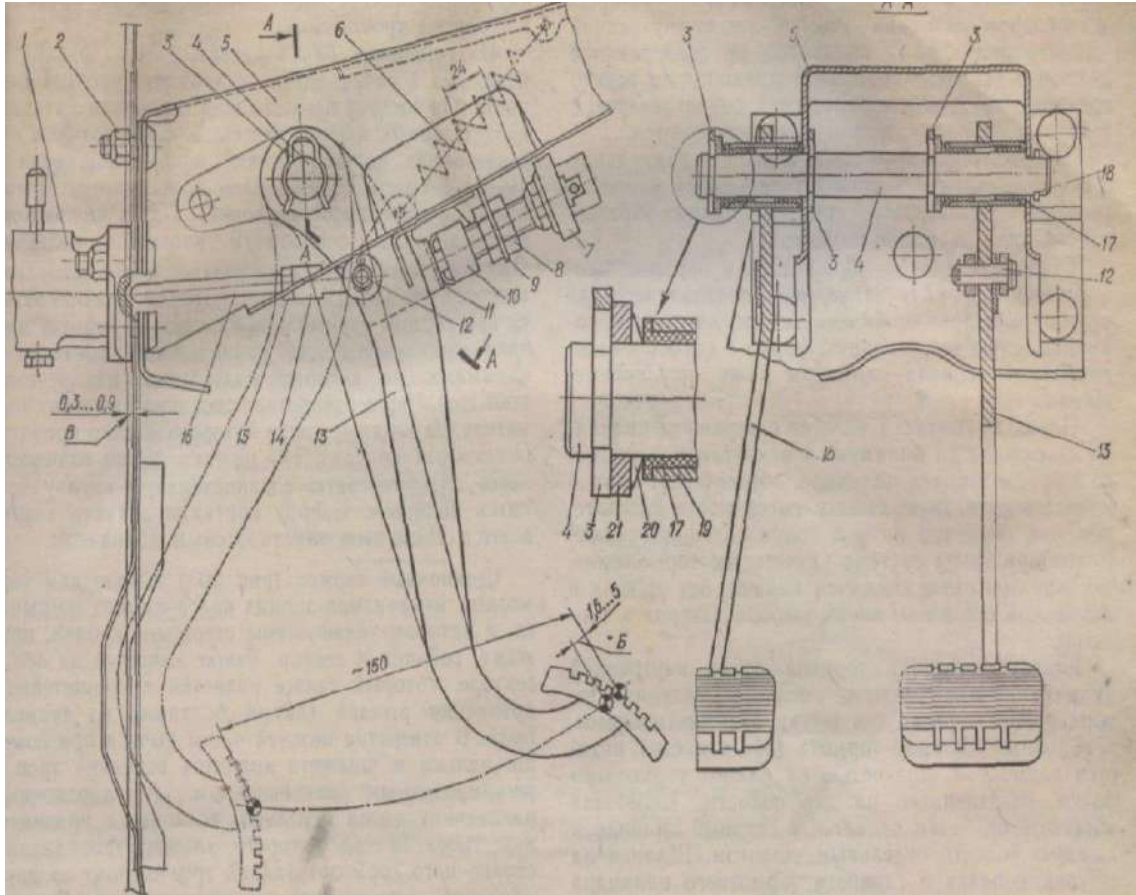
1 – колодка гальма; 2 – підшипник внутрішній, 3 – підшипник зовнішній; 4 – маточина; 5 – гайка маточини; 6 – шайба запірна; 7 – ковпак; 8 – гальмівний барабан; 9 – трос гальма стоянки; 10 – сальник; 11 – щит гальма; 12 – болт кріплення маточини (короткий); 13 – балка задньої підвіски; 14 – болт кріплення маточини (довгий); 15 – пружина стяжна нижня; 16 – важіль розтискний; 17 – пружина колодок; 18 – планка розпірна; 19 – пружина стяжна верхня; 20 – колісний циліндр; 21 – упор троса; 23 – наконечник троса; 24 – опора колодок, вид А – гальмо заднє без барабана; а – стопоріння гайки 5 шляхом вдавнення спідниці гайки в пази на кінці валу маточини 1

Рисунок 1.3 – Задня підвіска та заднє гальмо з маточиною та підшипниками

Від бічного зміщення в нижній частині колодки утримуються пазами нижньої опори, а в середній притиск зі щитом гальма, вони самовстановлюються в момент торкання з гальмівним барабаном, що покращує ефективність гальмування і призводить до більш рівномірного зношування накладок колодок.

Гідравлічний привід до гальм передніх і задніх коліс складається з підвісної педалі (рис. 1.4) гальма 13, штовхача 16, з'єднаної з головним гальмівним циліндром 1 та вимикача стоп-сигналу 7, що служить одночасно

верхнім упором педалі. Педаць гальма кріпиться на одній осі 4 з педаллю зчеплення 19 у спеціальному кронштейні 5 і встановлена на двох пластмасових втулках 17. Для поперечної фіксації педалі застосовуються пружинні клямки 3 і фіксатор 20 зі спеціальним упором 21.



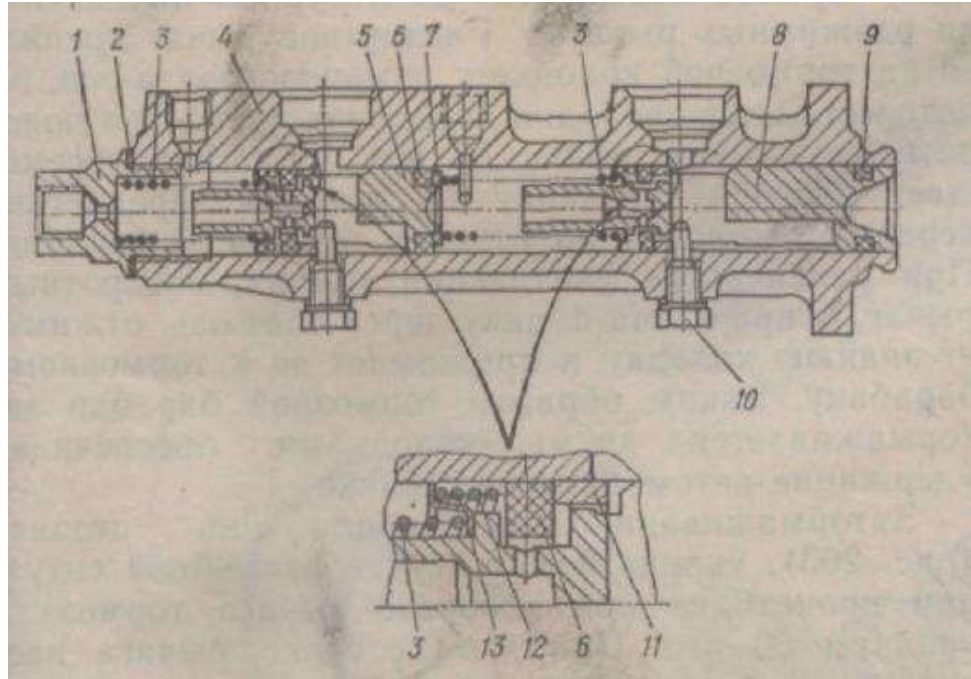
1 – циліндр головний у зборі; 2 – гайці кріплення кронштейна педалей; 3 – клямка; 4 – вісь педалей; 5 – кронштейн педалей; 6 – пружина; 7 – вмикач стоп-сигналу; 8 – контргайка; 9 – кронштейн вмикача; 10 – наконечник вмикача; 11 – упор на педалі; 12 – палець; 13 – педаць гальма; 14 – вилка штовхача; 15 – контргайка; 16 – штовхач; 17 – втулка педалі; 18 – шплінт; 19 – педаць зчеплення; 20 – фіксатор; 21 – упор; Б – вільний хід педалі гальма; В – вільний хід штовхача поршня

Рисунок 1.4 – Гідравлічний привід гальма

Штовхач 16 одним кінцем упирається в поршень головного гальмівного циліндра 1 іншим – втулкою 14 в педаць 13, що з'єднується з педаллю за допомогою кільця 12 і шплінта. Різьбове з'єднання штовхача з вилкою дозволяє змінювати його довжину для здійснення регулювання вільного ходу

педалі гальма. Педаль постійно притиснута до вимикача стоп-сигналу 7 пружиною зворотної 6.

Головний циліндр гальма (рис. 1.5) кріпиться на двох шпильках до кронштейна педалей.



1 – пробка; 2 – прокладка; 3 – пружина поршня; 4 – циліндр; 5 – поршень задньої порожнини; 6 – манжета ущільнювальна високого тиску; 7 – упорна шайба; 8 – поршень передньої порожнини; 9 – манжета ущільнювальна низького тиску; 10 – болт настановний; 11 – розпірна втулка; 12 – пружина чашки; 13 – чашка

Рисунок 1.5 – Головний гальмівний циліндр

У порожнині головного циліндра 4 розташовані послідовно два поршні 8 і 5, кожен з яких керує своїм контуром. Поршень передньої порожнини 8 ущільнюється в циліндрі 4 двома гумовими манжетами 9 і 6. З зовнішнього боку канавку поршня встановлена гумова манжета низького тиску 9, а з внутрішньої сторони – плаваюча манжета високого тиску 6. Ущільнювальна манжета високого тиску підтискається пружиною 12 до торця розпірної втулки 11, інший кінець пружини впирається в чашку 13. З протилежної сторони чашку 13 постійно підтискає зворотна пружина поршнів 3, що упирається в шайбу упорну 7. Хід поршня . входить у паз поршня. Поршень передньої порожнини 5 в циліндрі створює тиск у контурі: праве переднє – ліве заднє гальмо.

Поршень задньої порожнини має аналогічний пристрій з ущільнення та обмеження ходу. Поршень задньої порожнини створює тиск у контурі: ліве переднє – праве заднє гальмо.

На поршень передньої порожнини 8 діє штовхач педалі гальма. Коли головний циліндр знаходиться в неробочому стані, плаваюча манжета високого тиску 6 утримується від зіткнення з поршнем розпірної втулки 11, що упирається в настановний болт поршня 10 передньої порожнини. У такому положенні головний циліндр живиться рідиною від бачка через проходи, що відкриваються завдяки розташуванню розпірною втулкою і поршня.

При натисканні на педаль гальма поршень передньої порожнини пересувається вперед і стикається з манжетою високого тиску 6, притискається до поршня пружиною 12. З цього моменту припиняється повідомлення з живильним бачком і починає зростати тиск перед поршнем передньої порожнини. Цей тиск передається на поршень задньої порожнини 5, який, переміщаючись, також перебиває повідомлення з живильним бачком. Таким чином, у системі гідроприводу підвищується тиск, який приводить в дію поршні колісних циліндрів.

Манжети високого тиску 6 мають переріз тороїдальної форми, зовнішній діаметр яких у вільному стані трохи перевищує внутрішній діаметр циліндра, якщо кільця, що не піддаються дії тиску гальмівної рідини, то тільки середній зовнішній пояс манжет стикається з дзеркалом циліндра, а кромки не стикаються.

Під дією гальмівної рідини радіальний та осьовий тиск змушує гумові манжети (кільця) розширюватися, створюючи таким чином ущільнення із дзеркалом циліндра.

Сторона манжети, звернена до поршня, притискається до дзеркала циліндра, а протилежна сторона, що омивається рідиною під тиском, зберігає свою закруглену форму і залишається відокремленою від дзеркала циліндра навіть при переміщенні.

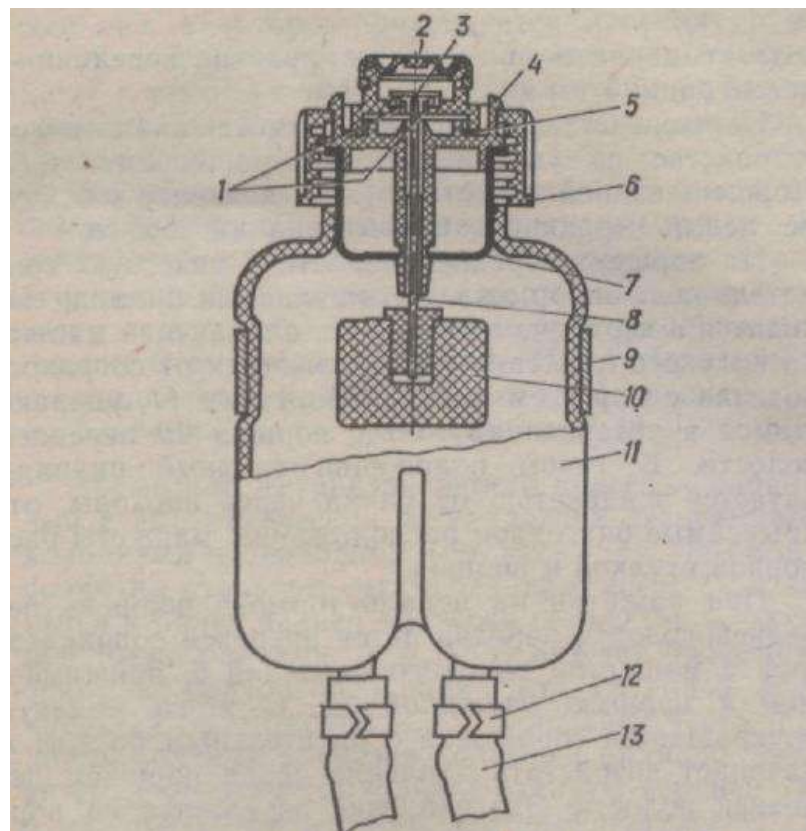
Площа контакту манжет з дзеркалом циліндра скорочена до мінімуму і закруглена форма, з боку дзеркала циліндра, забезпечує цілком задовільне

змащення поверхні ковзання при особливо низькому опорі тертю. Завдяки такій системі покращується гальмування, оскільки манжети рухаються плавно, без ривків у початковій стадії під час вибору зазорів у гальмах.

Головний циліндр гальма має внутрішній діаметр 19 мм. Манжети високого тиску (тороїдальної форми) три штуки взаємозамінні.

Головний циліндр гальма (обидві порожнини) живиться гальмівною рідиною від одного гальмівного бачка, розділеного на дві порожнини. Гальмівна рідина від бачка подається до головного циліндра в кожную порожнину окремим шлангом. Шланги на штуцерах бачка та головного гальмівного циліндра обтиснуті хомутами.

Бачок головного гальмівного циліндра 11 (рис. 1.6) кріпиться хомутом 9 кронштейна. Один кінець хомута спеціальним вирізом фіксується на кронштейні, а інший кінець болтом кріпиться до цього кронштейна.



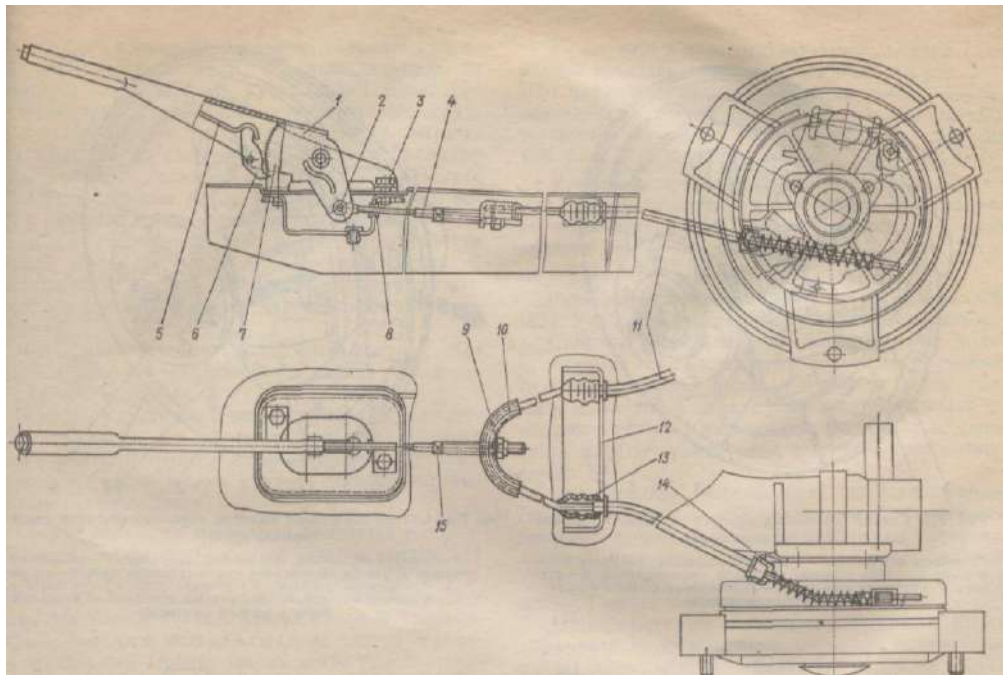
1 – нерухомий контакт; 2 – захисний ковпачок; 3 – рухомий контакт; 4 – основа датчика; 5 – кільце ущільнювача; 6 – кришці бачка; 7 – відбивач; 8 – штовхач; 9 – хомут кріплення бачка; 10 – поплавець; 11 – бачок; 12 – хомут; 13 – шланг заливної горловини.

Рисунок 1.6 – Бачок гальма та датчик аварійного рівня гальмівної рідини

На горловину бачка навертається кришка 6, що кріпиться до бачка датчик аварійного рівня рідини. Він складається з основи та корпусу датчика, виготовлених з пластмаси. Корпус датчика дівається на циліндричний поясок основи і разом з ним і відбивачем підтикається кришкою до торця.

Зазор між корпусом датчика і основою ущільнюється кільцем. Для фіксації кришки на верхній частині основи є дві пружні лапки, які замикаються при повному закриванні кришки. До корпусу датчика приклепані два нерухомі контакти з клеммами, на які надіваються наконечники дротів. Через отвір основи проходить штовхач, верхньому кінці якого жорстко кріпиться рухомий контакт. На нижньому кінці штовхача через пластмасову сполучну втулку кріпиться поплавець. Зверху контакти датчика закриваються пластмасовим захисним ковпачком.

Гальмо стоянки (рис. 1.7) до колодок гальмівних механізмів задніх коліс складається з важеля, в якому встановлені стрижень, кнопка, пружина, собачка і сектор.



- 1 – важіль; 2 – палець; 3 – болт кріплення; 4 – трос передній; 5 – стрижень;
 6 – собачка; 7 – сектор; 8 – ущільнювач; 9 – гайка регулювальна; 10 – зрівняльник троса;
 11 – трос приводу гальма стоянки; 12 – кронштейн; 13 – ущільнювач тросу; 14 – упор;
 15 – квадрат на наконечнику переднього троса

Рисунок 1.7 – Гальмо стоянки та його установка на автомобіль

Важіль гойдається на осі в секторі, який також є і кронштейном кріплення важеля (двома болтами) на тунелі підлоги. В отвір нижньої частини важеля за допомогою пальця та шплінта кріпиться передній трос із регулювальним наконечником. Регулювальний наконечник переднього троса з'єднаний з вирівнювачем троса, в паз якого укладений трос задній стоянкового гальма. Задній трос складається з двох оболонок, наконечників та ущільнювачів. Кожна з двох гілок заднього троса, що знаходиться в оболонках, дозволяє прокладати трасу згинами троса.

Наконечники заднього троса, через отвір у щиті гальма надіваються на фігурні наконечники розтискних важелів. Розтискний важіль кріпиться на гальмівній колодці за допомогою болта-осі, на якому важіль вільно повертається. При повертанні розтискний важіль 16 переміщує розпірну планку 18, яка пересуває передню колодку до упору в гальмівний барабан. При подальшому збільшенні зусилля поворотний важіль, спираючись на планку через болт-вісь, віджимає задню колодку і притискає її до гальмівного барабана. Таким чином, гальмівний барабан загальмовується двома колодками, забезпечуючи утримання автомобіля на стоянці.

Загальмовування автомобіля на стоянці (рис. 1.7), ухилі або у разі аварійної ситуації відбувається при повороті важеля гальма із зусиллям 30 кгс. При цьому собачка важеля прослизає по зубах сектора при переміщенні вгору і стопорить важіль. Для гальмування необхідно натиснути кнопку і опустити важіль вниз до упору. При цьому стяжні і пружини, що відгальмовують, відводять колодки у вихідне положення і розгальмовуються гальмівні барабани.

1.4 Можливі несправності гальмівної системи

Вивчивши принцип дії, пристрій гальмівної системи та спираючись на досвід експлуатації автомобіля складаємо таблицю можливих несправностей, їх причини та методи усунення (табл. 1.7) [3, 4].

Таблиця 1.7 – Можливі несправності, причини та методи їх усунення

Несправність 1	Можлива причина 2	Метод усунення 3
Ресивери пневмосистеми не герметичні або заповнюються повільно	Порушено герметичність ресивера	Замініть ресивер
	Негерметичність з'єднань трубопроводів	Усуньте нещільності у з'єднаннях
	Порушено регулювання регулятора тиску	Відрегулюйте регулятор тиску
Часто спрацьовує регулятор тиску при заповненні пневмосистеми	Витік повітря у магістралі від регулятора тиску до блоку захисних клапанів	Усуньте витік
Неефективне гальмування або відсутність гальмування при повністю натиснутій гальмівній педалі	Витік повітря в контурах I та II після гальмівного крана	Усуньте витік
	Перевищення допустимої величини ходу штоків гальмівних камер	Відрегулюйте хід штоків
	Порушення регулювання приводу гальмівного крана	Відрегулюйте привід гальмівного крана

Продовження таблиці 1.7

1	2	3
Неефективне гальмування або відсутність гальмування стоянковою або запасною гальмівними системами	Перевищення допустимої величини ходу штоків гальмівних камер	Відрегулюйте хід штоків
При встановленні рукоятки крана керування стоянковою системою в горизонтальне положення автомобіль не гальмується	Витік повітря з трубок контуру ІІ, з атмосферного виведення прискорювального клапана	Усуньте витік
Відсутність гальмування при включенні допоміжної гальмівної системи	Заїдання заслінок механізмів допоміжної системи	Розберіть механізм, очистіть від нагару та промийте
	Витік повітря з магістралі допоміжної гальмівної системи	Усуньте витік

Гальмівна система сучасного автомобіля складається з великої кількості деталей. Вихід із ладу тієї чи іншої відповідальної деталі може призвести до втрати автомобілем працездатності.

Кожна деталь автомобіля має свою невід’ємну характеристику надійності – і тоді, коли деталь розглядається у зв’язку з її недостатньою надійністю, і тоді, коли про неї не згадують (що також є непрямою характеристикою надійності).

Характеристики надійності елементів автомобіля є вихідними для забезпечення або оцінки надійності автомобіля в цілому. Характеристика надійності елемента формується насамперед у зв'язку з тими можливими її відмовами, з якими доводиться рахуватися.

Будь-яку відмову елемента автомобіля в загальному випадку можна класифікувати більш ніж за 20 ознаками. Однак така повна характеристика надійності елемента вимагає великої кількості інформації, яку отримати вчасно непросто, а в більшості випадків, що зустрічаються на практиці, і не потрібно [2, 3].

Тому потрібно виділити цей мінімум відомостей, які необхідні проведення робіт із забезпечення надійності автомобіля, зокрема його оцінки, виділення робіт першочергових за тими чи іншими ознаками. Оскільки характеристика надійності елемента великою мірою кількісна, вона потребує певного обсягу інформації. Стадія, на якій з'явиться достатній обсяг інформації, залежить від організації служби спостереження за автомобілем, збору та обробки інформації.

1.5 Параметри автомобіля [4]

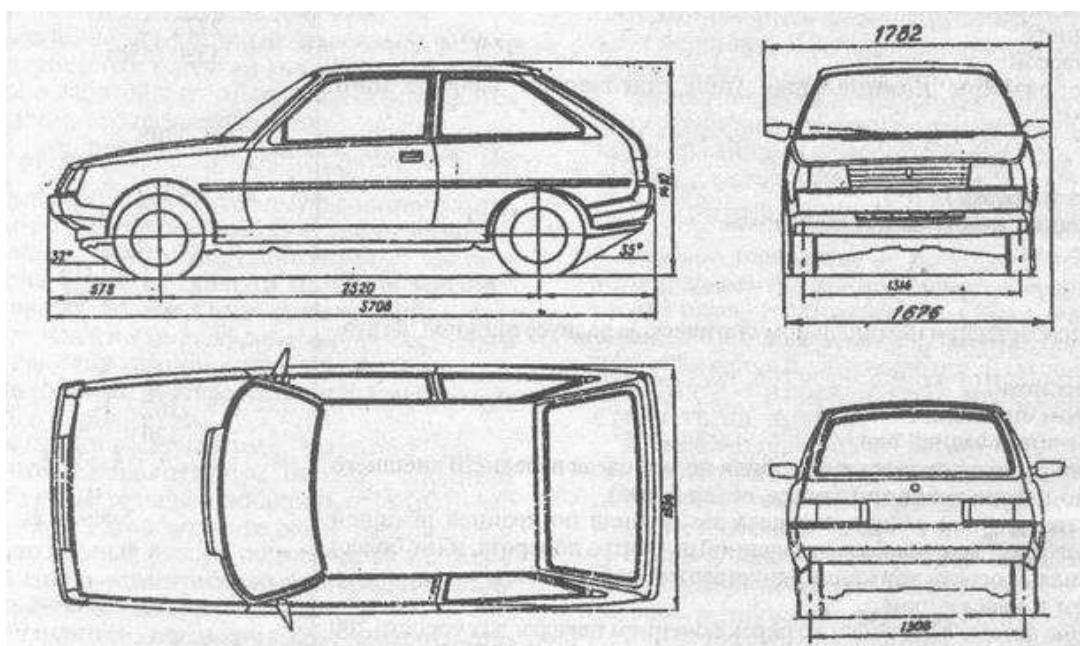


Рисунок 1.8 – Автомобіль ЗАЗ - 1102

Таблиця 1.8 – Технічні характеристики ЗАЗ-1102

Параметр	Показник
Кількість місць	5
Кількість циліндрів	4
Об'єм двигуна	1.3 л.
Рекомендоване паливо	АИ-92
Максимальна потужність	63 л.с. при 101/3000 об/мин
Довжина	3980 мм
Ширина	1564 мм
Кліренс	160 мм
Висота	160 мм
Об'єм багажника	300 л
Об'єм паливного бака	38 л
Повна маса	950 кг
Споряджена маса	690 кг
Тип передньої підвіски	винтовая пружина
Тип задньої підвіски	винтовая пружина
Передні гальма	дисковые
Задні гальма	барабанные
Тип трансмісії	механика
Кількість передач	5
Максимальна швидкість	154 км/год
Розгін до 100 км/год	15.6 с.
Витрата палива, л місто / траса / змішаний	7.6 / 5.5 / 7.3

2 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій гальмівних систем

Залежно від конструкції фрикційної частини розрізняють барабанні та дискові гальмівні механізми. Гальмівний механізм складається з обертової та нерухомої частин. В якості частини, що не обертається, гальмівні колодки або стрічки в якості обертової частини барабанного механізму використовується гальмівний барабан, конструкція якого представлена на рисунку 2.1. [1, 5]

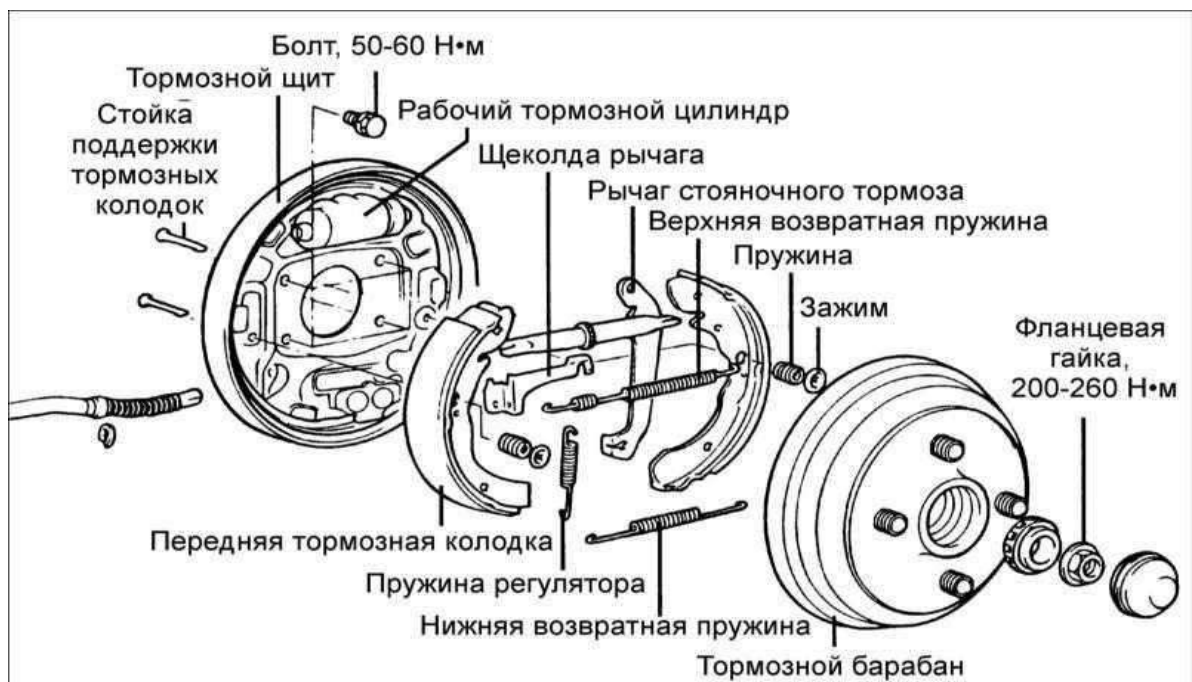


Рисунок 2.1 – Конструкція барабанного механізму

Частина дискового механізму, що обертається, представлена гальмівним диском, нерухома – гальмівними колодками. На передній та задній осях сучасних легкових автомобілів встановлюються, як правило, дискові гальмівні механізми.

Дисковий гальмівний механізм складається з гальмівного диска, що обертається, з двох нерухомих колодок, встановлених усередині супорта з обох боків, конструкція якого представлена на рисунку 2.2.

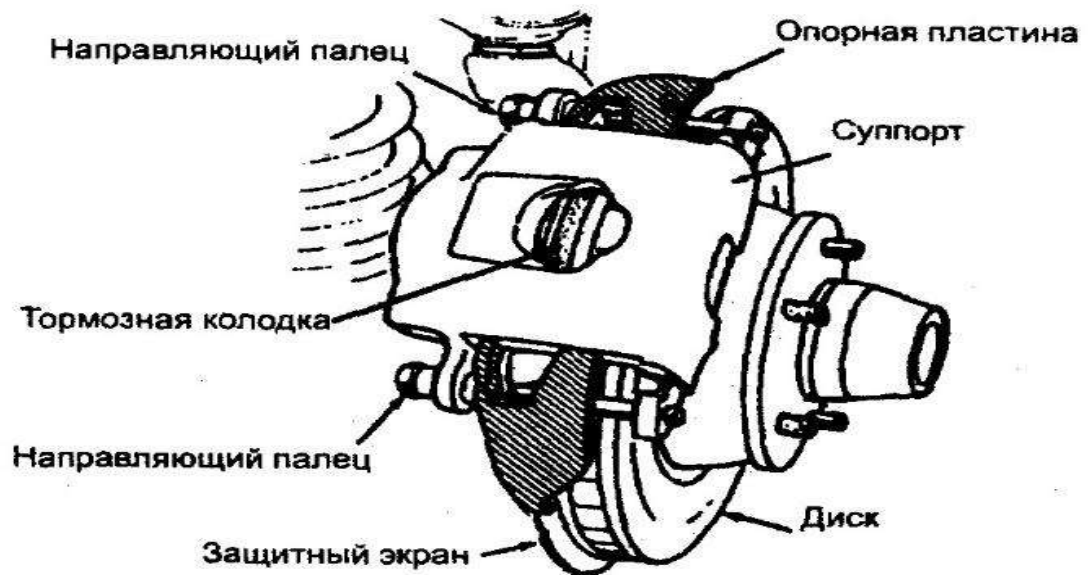


Рисунок 2.2 – Конструкція дискового гальмівного механізму

Супорт закріплений на кронштейні. У пазах супорта встановлені робочі циліндри, які при гальмуванні притискають гальмівні колодки до диска.

Гальмівний диск під час гальмування сильно нагрівається. Охолодження гальмівного диска здійснюється потоком повітря. Для найкращого відведення тепла на поверхні диска виконуються отвори. Такий диск називається вентильованим. Для підвищення ефективності гальмування та забезпечення стійкості до перегріву на спортивних автомобілях використовуються керамічні гальмівні диски [2, 5].

Гальмівні колодки притискаються до супорта пружинними елементами. До колодок прикріплено фрикційні накладки. На сучасних автомобілях гальмівні колодки оснащуються датчиком зношування.

Гальмівний привід забезпечує керування гальмівними механізмами. У гальмівних системах автомобілів застосовуються такі типи гальмівних приводів: механічний; гідравлічний; пневматичний; електричний; комбінований.

Механічний привід використовується в стоянковій гальмівній системі. Механічний привід є системою тяг, важелів і тросів, що з'єднує важіль гальма стоянки з гальмівними механізмами задніх коліс. Він включає важіль приводу,

троси з регульованими наконечниками, вирівнювач тросів та важелі приводу колодок.

На деяких моделях автомобілів стоянкова система приводиться в дію від ножної педалі, так зване стоянкове гальмо з ножним приводом. Останнім часом в стоянковій системі широко використовується електропривод, а сам пристрій називається електромеханічне стоянкове гальмо.

Гідравлічний привід є основним типом приводу у робочій гальмівній системі. Конструкція гідравлічного приводу включає гальмівну педаль, підсилювач гальм, головний гальмівний циліндр, колісні циліндри, з'єднувальні шланги та трубопроводи.

Гальмівна педаль передає зусилля від ноги водія на головний гальмівний циліндр. Підсилювач гальм створює додаткове зусилля, що передається від педалі гальма. Найбільше застосування на автомобілях знайшов вакуумний підсилювач гальм.

Головний гальмівний циліндр створює тиск гальмівної рідини та нагнітає її до гальмівних циліндрів. На сучасних автомобілях застосовується здвоєний (тандемний) головний гальмівний циліндр, який утворює тиск для двох контурів. Над головним циліндром розширювальний бачок, призначений для поповнення гальмівної рідини у разі невеликих втрат [1, 2].

Колісний циліндр забезпечує спрацювання гальмівного механізму, тобто. притискання гальмівних колодок до гальмівного диска (барабану).

Для реалізації гальмівних функцій робота елементів гідроприводу організована за незалежними контурами. При виході з ладу одного контуру його функції виконує інший контур. Робочі контури можуть дублювати один одного, виконувати частину функцій один одного або виконувати тільки свої функції (здійснювати роботу певних гальмівних механізмів). Найбільш затребуваною є схема, в якій два контури функціонують діагонально.

На сучасних автомобілях до складу гідравлічного гальмівного приводу включені різні електронні системи: антиблокувальна система гальм;

підсилювач_екстреного_гальмування; система розподілу_гальмівних зусиль; електронна_блокування_диференціала.

Пневматичний привід використовується у гальмівній системі вантажних автомобілів. Комбінований гальмівний привід є комбінацією декількох типів приводу. Наприклад, електропневматичний привід.

Принцип роботи гальмівної системи розглянуто з прикладу гідравлічної робочої системи.

При натисканні на гальмо педаль навантаження передається до підсилювача, який створює додаткове зусилля на головному гальмівному циліндрі. Поршень головного гальмівного циліндра нагнітає рідину через трубопроводи до колісних циліндрів. При цьому збільшується тиск рідини у гальмівному приводі. Поршні колісних циліндрів переміщують гальмівні колодки до дисків (барабанів).

При подальшому натисканні на педаль збільшується тиск рідини та відбувається спрацювання гальмівних механізмів, що призводить до уповільнення обертання коліс та появи гальмівних сил у точці контакту шин із дорогою. Чим більше прикладена сила до гальмівної педалі, тим швидше та ефективніше здійснюється гальмування коліс. Тиск рідини при гальмуванні може досягати 10–15 МПа.

При закінченні гальмування (відпускання гальмівної педалі), педаль під впливом зворотної пружини переміщається у вихідне положення. У вихідне положення переміщається поршень головного гальмівного циліндра. Пружинні елементи відводять колодки від дисків (барабанів). Гальмівна рідина з колісних циліндрів трубопроводами витісняється в головний гальмівний циліндр. Тиск у системі падає [2, 5].

2.2 Переваги і недоліки застосування дискових гальм

Для оцінки ефективності гальмівного механізму за кордоном прийнята характеристика гальма, під якою розуміють відношення окружної гальмівної

сили на радіусі гальмівного барабана до приводної сили, що притискає колодки до барабана. Характеристика гальма залежить від різних конструктивних геометричних параметрів, а також від коефіцієнта тертя між накладкою і барабаном. Так як до теперішнього часу в автомобілебудуванні не існує фрикційного матеріалу, не схильного до зменшення коефіцієнта тертя в процесі експлуатації, то, природно, що гальмо, що володіє найменшим самопосиленням, залежить від коефіцієнта тертя, є найменш чутливим до коливань останнього. У зв'язку з цим відсутність самопосилення у дискового гальма вважатимуться його перевагою [2, 5].

Перевагою дискового гальма (рис. 2.3) є стабільність гальмівного моменту, що розвивається, при деякому коливанні коефіцієнта тертя гальмівних накладок.



Рисунок 2.3 – Дисковий гальмівний механізм

Внаслідок цього автомобіль, забезпечений дисковими гальмами, зберігає стабільність своїх гальмівних характеристик в діапазоні температур, що найчастіше зустрічається в експлуатації. Навіть при нагріванні гальмівного диска до високої температури, при якій барабанне гальмо втрачає до 50% своєї

ефективності, зниження ефективності гальмування дискового гальма незначно, що пояснюється знову ж таки відсутністю самопосилення і стабільністю коефіцієнта тертя. У барабанному ж гальмі фактор самопосилення відіграє дуже істотну роль і в дуже великій мірі залежить від коефіцієнта, так що навіть при незначному коливанні останнього (від зростання температури) самопосилення, а значить і величина гальмівного моменту, і ефективність дії всього гальма в цілому дуже сильно змінюються.

Лінійність залежності гальмівного моменту від приводного зусилля забезпечує водію за наявності дискових гальм на автомобілі краще «почуття» гальмівної сили та більший ефект від застосування автоматичних пристроїв для регулювання гальмівного моменту з метою запобігання коліс та втрати керованості автомобілем. За наявності дискових гальм такі регулятори (наприклад, інерційної дії) залежно від перерозподілу навантажень по осях автомобіля дають кращі результати, ніж у разі барабанних гальм [3, 5].

Автоматичний пристрій, що змінює співвідношення гальмівних сил по осях залежно від інтенсивності гальмування, за наявності барабанних гальм обмежено у своїх можливостях, оскільки коливання величини коефіцієнта тертя на гальмівних барабанах передніх і задніх коліс призводять до відмінності в дії гальм, що значно перевищує діапазон регулювання самого автоматичного устрою.

Вплив відмінності температур барабанних гальм передніх і задніх коліс може значно порушити розподіл гальмівних зусиль, що призводить до нестійкості руху автомобіля і може викликати занесення при екстреному гальмуванні. З цієї точки зору для автомобільних гальм важливіше не високе значення коефіцієнта тертя, а його стабільність. І дискові гальма за рахунок своєї вищої стабільності дії дозволяють застосовувати автоматичний пристрій.

Статистична оцінка великого числа дослідів показує, що при однакових початкових умовах величина відхилення за повільність від його середнього значення, що оцінює рівномірність гальмування, у дискових гальм наполовину менше, ніж у барабанних. Гальмування автомобіля при наявності на ньому

дискових гальм відбувається на будь-якій швидкості плавно, без вібрацій та рівномірно всіма колесами. Практично це означає, що дискові гальма можуть забезпечити автомобілю більшу безпеку руху [2].

Теплове розширення барабана у барабанних гальм істотно позначається на величині зазорів, передатному відношенні в приводі та величині холостого ходу. Для цих гальм існує певна труднощі для здійснення автоматичного регулювання зазору між накладкою та барабаном. Дискове гальмо не ставить перешкод для використання пристрою автоматичного регулювання зазору. В експлуатації та обслуговуванні дискове гальмо простіше та зручніше барабанного.

Внаслідок того, що дискове гальмо працює без самопідсилення, його встановлення на автомобіль вимагає збільшення тиску в гальмівному приводі з тим, щоб забезпечити необхідне зусилля притискання гальмівних колодок. Цього можна досягти при збільшенні передавального відношення приводу: у дискового гальма вільний хід поршня робочого гідроциліндра приблизно в 4 рази менше вільного ходу поршня робочого циліндра барабанного гальма.

Внаслідок дії великих зусиль скоба дискового гальма схильна до значних деформацій. При виборі величини зазору в гальмі повинні бути враховані теплове розширення скоби та биття диска за рахунок деформації цапфи та люфту підшипників.

Установка дискових гальм на всі колеса викликає певні труднощі щодо гальма стоянки.

Щодо чутливості дискових гальм до вологи та забруднення деякі фірми вирішують це питання встановленням щитів, що прикривають диск, інші – використанням дискових гальм із постійним контактом накладок та диска, завдяки чому гальмо завжди злегка розігріте та самоочищається.

У дисковому гальмі з одним робочим циліндром можливе виникнення згинального моменту, який підвищує навантаження на підшипники і вимагає їх посилення. Посилення підшипників маточини побічно зменшує биття диска, оскільки ліфт їх менше.

Високі вимоги пред'являються до геометричної точності робочих поверхонь дискового гальма з метою забезпечення малого експлуатаційного зазору.

Дискове гальмо висуває підвищені вимоги до ізоляції гальмівної рідини, оскільки її робоча середня температура вища, ніж у рідини у приводі барабанних гальм. Деякі фірми використовують з цієї причини неметалеві поршні в робочих циліндрах (метал добре проводить тепло), інші ставлять відповідні ущільнення та ізоляційні шайби [5].

Гальмівні накладки для дискових гальм повинні володіти підвищеною зносостійкістю через великі питомі тиски на поверхнях, що контактують.

Дискове гальмо має підвищену вартість, яка частково обумовлюється більш дорогими накладками, застосування підсилювача в приводі та необхідністю оплати ліцензій, оскільки всі незначні та значні зміни та покращення в конструкції фірми негайно патентують, передбачливо припускаючи їх значущість. Усі фірми, що випускають зараз дискові гальма, купують та продають ліцензії на винаходи у цій галузі. «Чистої» конструкції дискового гальма зараз немає. Як правило, він розроблений однією фірмою, покращений іншою, і в ньому використовуються будь-які вузли за ліцензією третьої фірми.

Переваги дискових гальм:

- при підвищенні температури характеристики дискових гальм досить стабільні, тоді як у барабанних знижується 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 спрацьовування 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 [2, 5].

2.3 Сучасні тенденції розвитку дискових гальмівних механізмів

Барабанні гальма і зараз часто зустрічаються на автомобілях. Як і дискові, вони мають ряд переваг та недоліків, які найчастіше визначають сферу їх застосування. «Барабани», як і раніше, дешевше і простіше у виробництві. «Барабани» мали перевагу перед ранніми дисковими гальмами ще й тому, що конструктивно мають ефект механічного самопосилення. Завдяки тому, що нижні частини колодок пов'язані один з одним, тертя барабан передньої колодки посилює притискання до нього задньої колодки. Цей ефект сприяє багаторазовому збільшенню гальмівного зусилля, що передається водієм, і швидко підвищує дію, що гальмує, при посиленні тиску на педаль. Простота, дешевизна та низькі вимоги до систем управління гальмами в наш стрімкий вік зводяться нанівець однією дуже важливою обставиною. Оскільки при гальмуванні кінетична енергія за допомогою тертя гальмівних колодок барабан (або диск) перетворюється на теплову енергію (тобто гальма нагріваються), необхідно ефективно це тепло розсіювати. І ось тут барабанні гальма програють дисковим, оскільки розсіюють тепло не надто добре. Це тому, що фрикційні накладки знаходяться всередині барабана. Такий серйозний недолік призводить до цілого кола проблем. Надмірне нагрівання може спричинити деформацію барабана. Це, своєю чергою, призводить до того, що гальмівні накладки прилягають щодо нього нерівномірно. Все це знижує дію, що гальмує (особливо при частому відгальмовуванні). Ось чому на швидкісних машинах барабанні гальма навіть позаду вже не зустріти. Застосування оребрених алюмінієвих або

недеформованих посиленних стандартних барабанів, використання більш широких і довгих накладок дозволяють дещо знизити ці проблеми, але тоді йдуть всі переваги барабанних гальм: низька ціна, простота виготовлення і т. п., а результат не дуже помітний. До повального впровадження дискових гальм призвело до збільшення швидкісних можливостей автомобілів. Спочатку такі гальма зайняли своє місце у передніх колесах, що зумовлено великими навантаженнями на передній осі, що виникають при гальмуванні, а тепер і ззаду їх можна зустріти все частіше [2, 5].

Дискові гальма розсіюють тепло набагато краще, ніж барабанні. І сам диск, і скоба для кріплення гальмівних механізмів, і гальмівні колодки відкриті для доступу повітря. Вільне обдування гальм практично виключає зниження гальмівної дії. Але «диски», як правило, не мають ефекту самопосилення, як барабанні гальма, що накладає підвищені вимоги до підсилювача гальм. Як «мінуси» можна також згадати дещо вищу вартість виробництва і більш швидке знос фрикційних накладок через більший тиск при гальмуванні. 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. Вони є своєрідним сендвіч 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 різні технічні хитрощі. Так, наприклад, багато фірм пропонують розбірні гальмівні диски. Вони є безпосередньо робочий диск у вигляді бублика, скріплений болтовим з'єднанням із середньою частиною, яка і 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. До речі, ці робочі гази можуть створювати подібність повітряної подушки та знижувати ефективність гальм. Так що їх відведення дуже важливе, особливо в гальмах, що працюють під великим навантаженням. Перфорація запобігає і коробленню гальмівного диска. Канавки разом з отворами сприяють видаленню води, бруду, пилу та ін., що знижує ризик подряпати гальмівний диск. Відведення газів також у їхній юрисдикції. І канавки, і перфорація збільшують додаткову гальмівну силу та зменшують зношування. Вказавши всі ці переваги канавок, не можна не сказати і про те, навіщо вони спочатку були розроблені. Знову ж таки, автоспорт із його підвищеними навантаженнями на гальма зажадав ефективного очищення гальмівних колодок. Справа в тому, що при роботі на великих навантаженнях гальмівні колодки дуже швидко покриваються тонким шаром нагару - фрикційного матеріалу, що вигорів і відпрацьований. Якщо його не зняти примусово, колодка перетворюється на слизьку лижу. Канавки, шліци практично зрізають цей відпрацьований шар, оновлюючи колодку. Це дозволяє підтримувати працездатність колодок протягом усієї гонки. Враховуючи все вищесказане, можна вважати, що для звичайних міських автомобілів гальмівні диски зі шліцами, звичайно, є предметом гордості власника, але водночас причиною частішої зміни гальмівних колодок.

Якщо повернутись до «сендвічів», то варто згадати про цікаву розробку австралійських інженерів. Компанія DBA запатентувала сучасну технологію системи вентиляції гальмівного диска. Назвали такі диски Kangaroo Paw, чи Лапа Кенгуру (рис. 2.4). Назва обумовлена тим, що у розрізі перемички між двома половинками диска нагадують слід кенгуру. Завдяки тому, що 144 стовпчики мають особливу форму і розташовані у 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. Така архітектура гальмівного диска робить його міцнішим і стабільнішим при загальному зниженні маси. Цю розробку можна вважати серйозним проривом у дизайні гальмівних дисків [2, 5].

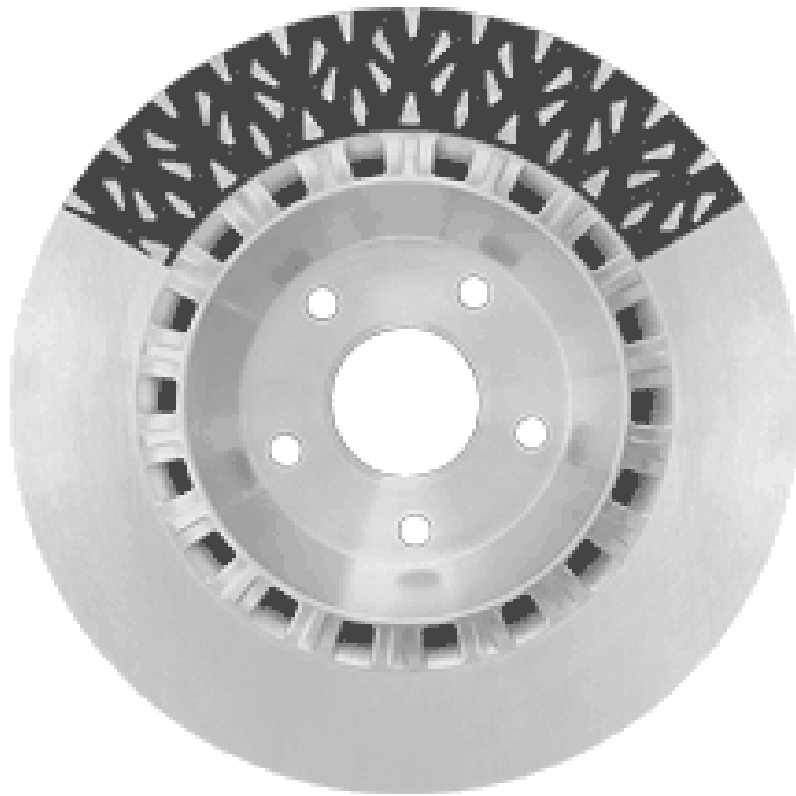


Рис. 2.4 – Гальмівний диск Kangaroo Paw.

Ще краще 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. Тут 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 компонуваннюм 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».

Від конструкції до матеріалів. Тут також можна зустріти багато різних підходів. Найчастіше можна зустріти гальмівні барабани та диски з чавуну. Мотоциклетні гальмівні диски виготовляють із нержавіючої сталі, щоб захистити їх від корозії. Але чавун все ж таки володіє кращими фрикційними якостями. 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. Такі гальма значно легші за своїх чавунних побратимів і працюють дуже ефективно. Однак карбонові гальма працюють лише за дуже високих температур. Те, що для звичайних сталевих чи 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. З цієї причини застосування вуглепластикових композитів у гальмах обмежується болідами Формула-1 та автомобілями, що беруть участь в інших подібних перегонах. Та й ціна таких виробів не маленька.

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. Навпаки, погані, неякісні колодки можуть зіпсувати гальмівний диск, зробивши у ньому глибокі канави, тощо. буд. 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. У кожної фірми своя рецептура та свої інгредієнти. До складу суміші можуть входити 15 та більше різних компонентів. Їхні пропорції чітко витримані. Будь-яка зміна частки того чи

іншого компонента може істотно змінити властивості майбутніх гальмівних накладок, аж до повної непрацездатності. Основа фрикційної суміші – армуючий компонент. Саме від нього залежить міцність, термостійкість та стабільність гальмівних властивостей виробу. В останні роки склалися стійкі види фрикційних виробів, що отримали свою назву, саме ґрунтуючись на їхньому армуючому компоненті. Виділяються азбестові, безазбестові та органічні (на основі органічних волокон) компоненти. Перші, як видно з назви, як армуючий елемент використовують азбест. Шкідливість цього матеріалу для людини вже стала притчею в мовах. У багатьох посібниках з ремонту та обслуговування автомобілів говориться, що міняти гальмівні колодки, що містять азбест, і навіть знімати колеса (якщо у вас такі гальма) необхідно гранично обережно, завчасно подбавши про захист органів дихання і зору. Безазбестові матеріали є фрикційними, в яких роль армуючого компонента виконують інші складові. Це може бути сталева вата, мідна, латунна стружка, різні полімерні композиції і т. д. Найсучасніші на даний момент фрикційні матеріали виконують на основі органічних волокон. У таких колодках найкращі гальмівні властивості. Недарма саме вони встановлюються на сучасні боліди Формула-1, де навантаження на гальма (за мірками міських автомобілів) є просто позамежними [2, 5].

Колодки також повинні охолоджуватися, але, на відміну від дисків, вони повинні не пропускати тепло через себе. Нагріваючись самі, вони обов'язково почнуть гріти робочі гальмівні циліндри, а вони, у свою чергу, гальмівну рідину, і якщо вона закипить, гальма перестануть працювати, з усіма наслідками. Ось чому так важливо забезпечити тепловий бар'єр між фрикційними накладками та металевою основою гальмівної колодки.

3 ДІАГНОСТИКА ТА ВИПРОБУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Лабораторні випробування гальмівної системи

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.

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.

Розглянемо приклади наступних стендів [6. 7].

Стенд гальмівний, електропневматичний, стаціонарний, автоматизований, модель K486 (рис. 3.1) – призначений для технічного діагностування гальмівної системи легкового автомобіля.

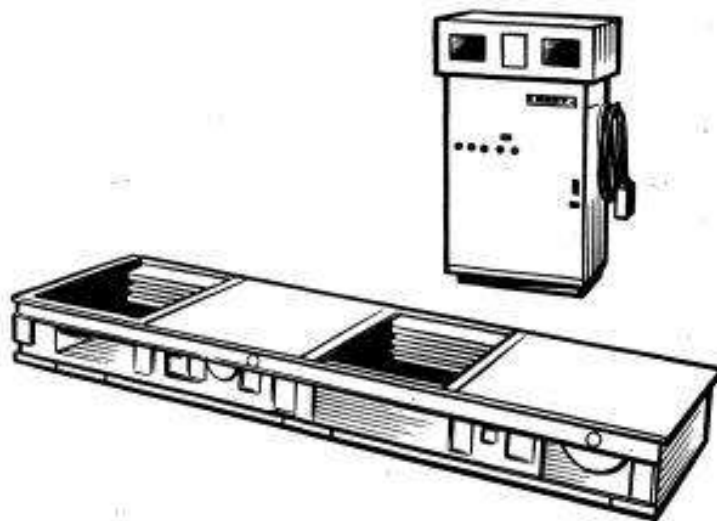


Рисунок 3.1 – Автоматизований стенд моделі K486 для перевірки гальм

У конструкцію стенда входять стійка приладів і опорний пристрій, що складається з двох блоків роликів. Для полегшення виїзду та в'їзду автомобіля є підйомний пристрій, приводом якого є гумокордні пневматичні балони. Конструкція стенду виключає прослизання коліс при блокуванні. Оцінка стану гальм проводиться за зусиллям, що вимірюється при прокручуванні загальмованих коліс автомобіля блоками бігових роликів стенду. Результати виміру запам'ятовуються цифровими індикаторами, тензометрична силовимірювальна система забезпечує високу точність виміру. Керування стендом проводиться з кабіни автомобіля за допомогою дистанційного пульта. Діапазон виміру гальмівної сили 0-5000 Н. Початкова швидкість гальмування 4 км/год. Живлення від трифазної мережі змінного струму напругою 380/220 В, частотою 50 Гц у мережі стисненого повітря тиском 0,4–0,6 МПа.

Стенд гальмівний, стаціонарний, роликовий, модель K208M (рис. 3.2) – призначений для перевірки гальмівної системи з примусовим приводом коліс автомобіля з навантаженням на вісь до 20000 Н і колією 1100–1800 мм.

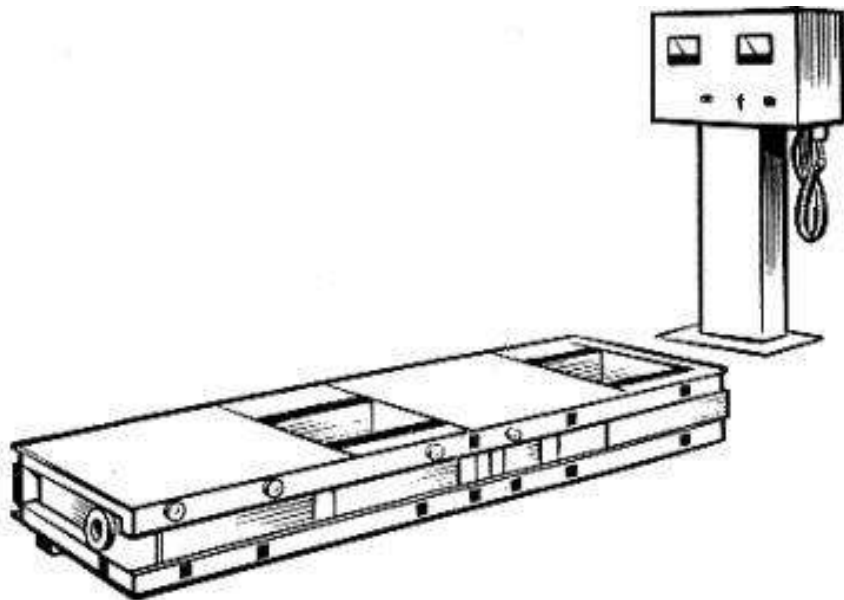


Рисунок 3.2 – Стенд моделі K208M для перевірки гальм

У конструкцію стенду входять: пульт керування; опорний пристрій, що складається із двох блоків роликів; пневматичний витяг, що забезпечує

вільний в'їзд автомобіля на стенд; блок подачі повітря з розподільником повітря та апаратна шафа. На стенді вимірюються гальмівна сила на окремих колесах та синхронність спрацьовування гальм коліс окремої осі, час спрацьовування гальмівного приводу та зусилля, що прикладається до педалі гальма через силовимірювальний пристрій – педаметр. Оцінка стану гальм проводиться за зусиллям, що вимірюється при прокручуванні загальмованих коліс автомобіля блоками бігових роликів стенду (рис. 3.3).

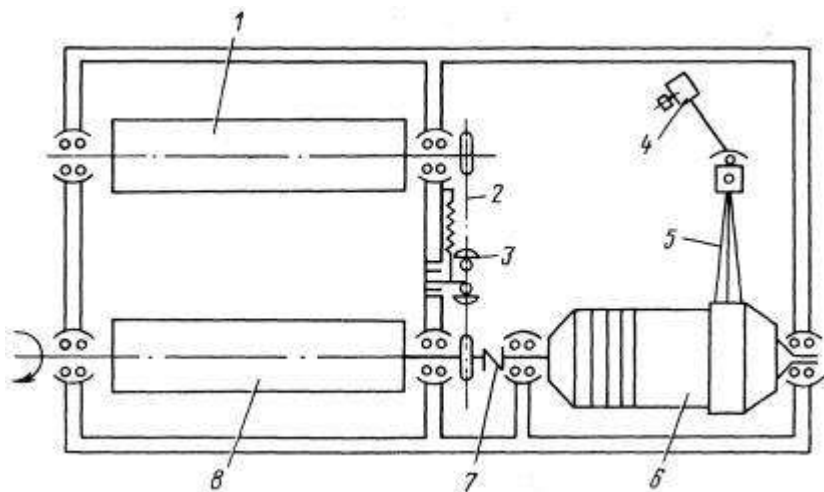


Рисунок 3.3 – Схема блоку роликів гальмівного стенду моделі K208M

Розвивається при цьому роликами 8, крутний момент 1, пропорційний гальмівному моменту на колесі, створює на корпусі їх електродвигуна 6 реактивний момент, який через важіль 5 сприймається датчиком тиску 4 і подається на вимірювальні прилади пульта керування, де розташовані два мікроамперметри зі стабілізатором напруги гальмівні сили на окремих колесах осі, оскільки блоки роликів мають автономні приводи від електродвигуна 6 через муфту 7 і ланцюгову передачу 2 з натяжним пристроєм 3. Діапазон вимірювання гальмівної сили 0–5000 Н (0–500 кгс); імітована швидкість руху автомобіля 5 км/год; живлення від трифазної мережі змінного струму 380/220 В та частотою 50 Гц; тиск повітря, що подається в циліндри витягу, 0,6 МПа.

Гальмівні стенди для діагностування гальмівних якостей вантажних автомобілів, автобусів та причепів випускаються наступними моделями. K259 та K480 – стаціонарні, роликові з допустимим навантаженням на вісь до 60 кН;

КІ4998 та КІ8925 ДЕРЖСНІТИ – стаціонарні, роликові з допустимим навантаженням на вісь до 40 кН (4,0 тс) та 50 кН (5,0 тс) відповідно [8].

Основними вузлами стендів є: пульт керування; два блоки роликів з індивідуальним приводом та навантажувальним пристроєм; пневмопідйомник двосторонньої дії, що забезпечує вільний в'їзд та з'їзд автомобіля зі стенду.

У пульті керування стендом КІ4998 (рис. 3.4) знаходяться вимірювальна апаратура та кнопки керування електричною системою.

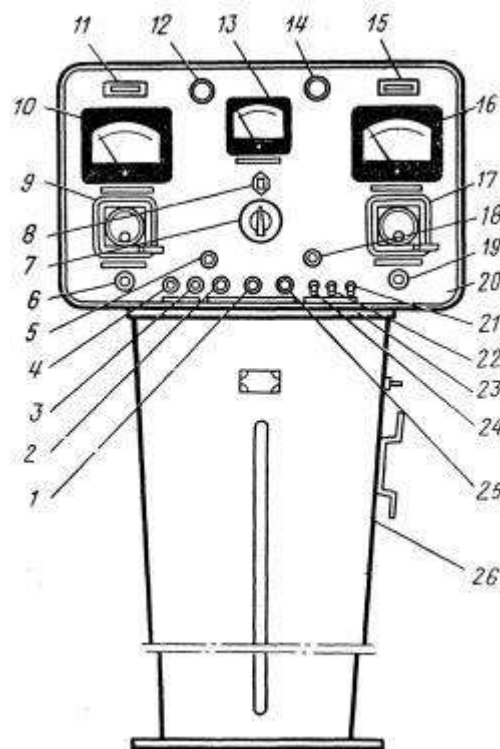


Рисунок 3.4 – Пульт керування гальмівного стенду моделі КІ4998

На панелі приладів пульта встановлені: два мікроамперметри 10 та 16 на 0–100 мА, призначені для фіксації гальмівних сил правого та лівого коліс автомобіля; мікроамперметр 13 для фіксації зусилля на гальмівній педалі; два електросекундоміри 9 і 17 для визначення часу спрацювання гальмівного приводу. У центрі панелі розташовані: перемикач 7 меж значень гальмівних сил від 0 до 10000 Н, тумблер 8 (700–1400) перемикання діапазонів зміни гальмівних сил, а також червона сигнальна лампа 18, що включається при установці підйомників у верхньому положенні (з'їзд). зелена лампа 5 готовність системи. На сторонах панелі знаходяться сигнальні лампи 11 та 15

блокування правого та лівого коліс автомобіля. У нижній частині розташовані: загальна кнопка 1 «Стоп» для відключення електродвигунів, кнопка пуску електродвигунів правого 25 і лівого 2, кнопка-скидання 3, кнопка готовності секундоміра 4, лампи 6 і 19 готовності пуску лівої та правої сторони стенду, тумблер 21 готовності до пуску і включення 22 ламп освітлення пульта 12 і 14, тумблер 24 включення пневмопідйомника; 20 – передня панель; 23 – опора пульта.

У комплекті стенду знаходяться: гідравлічний педалеметр, що підключається до пульта 26; контактний датчик для включення електросекундомірів та пульт дистанційного керування.

Блоки роликів, правий та лівий (рис. 3.5), аналогічні за конструкцією. Вони складаються з рами 13; ведучого 8, веденого 9 роликів; двоступінчастого циліндричного редуктора 2, з'єднаного з електродвигуном 12 ланцюговою передачею 1; пружної муфти 3; пневматичного витягу 7; навантажувального 11 і тарувального пристрою 4; натяжного 10 та відбійного 6 роликів; ланцюг 5 з'єднує ролики 8 та 9 [7].

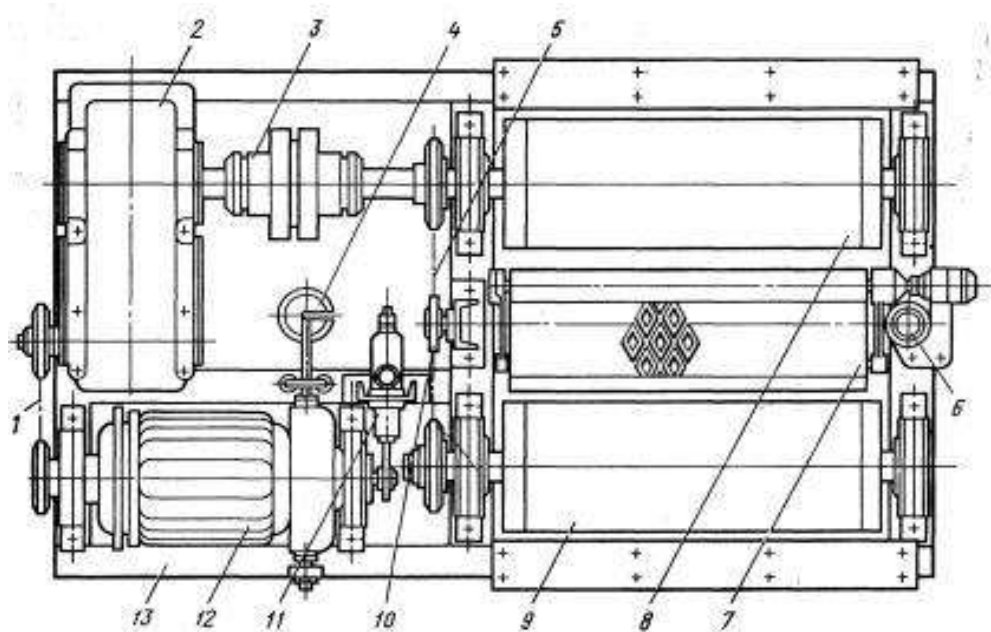


Рисунок 3.5 – Блок роликів стенду KI4998

Реактивний момент, що виникає при гальмуванні роликів, сприймається гідроелектричним навантажувальним пристроєм 11 де за допомогою датчика тиск рідини в циліндрі перетворюється в електричні сигнали, реєстровані мікроамперметрами на пульті керування і протаровані на величину гальмівної сили.

В даний час застосовують у більшості випадків як найпростіші роликові стенди з використанням сил зчеплення. Слід зазначити, що при малій частоті обертання роликів гальмові сили виходять дещо більшими, ніж у дорожніх умовах при реальних швидкостях руху. Підвищення частоти обертання колеса на гальмівних стендах пов'язане зі збільшенням потужності, що витрачається на привід, і підвищенням вартості стенда та його експлуатації. Для отримання на стенді реальних величин гальмівних сил не слід застосовувати швидкості нижче 5–10 км/год (для легкових автомобілів) та 2–5 км/год (для вантажних автомобілів) [6, 8].

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 спрацьовування гальмівних механізмів, реакцію водія.

3.2 Дорожні випробування гальмівної системи

Випробування гальмівних систем у дорожніх умовах є основним видом випробувань щодо визначення їх ефективності, про що буде викладено нижче. Важливе значення має визначення довговічності та зносостійкості гальмівних механізмів, зокрема їх фрикційних елементів у дорожніх умовах. Необхідність проведення випробувань безпосередньо на автомобілі обумовлена тим, що в цьому випадку можна отримати дані про ресурс зазначених вузлів та їх деталей з урахуванням реального розподілу гальмівних сил між колесами автомобіля, яке завжди відрізнятиметься від теоретичного. Ця обставина істотно впливає термін служби деталей гальмівних механізмів. На

довговічність впливає і температурні умови, які в стендових умовах неможливо точно відтворити, а також фактори, властиві експлуатації автомобіля. Випробуванням на довговічність передують підготовка гальм автомобіля, яка, крім необхідних регулювальних робіт і вимірювань, передбачає пристрій на гальмівних накладках спеціальних штучних баз, що є вихідними при вимірюванні товщини накладок. З цією метою в накладках свердлять отвори 5 мм, що забезпечує отримання плоскої поверхні на підставі свердління. Для запобігання отворам у накладці від забруднення продуктами зносу в процесі випробувань їх заповнюють азбестом. Перед виміром азбест видаляють, а отвори продувають стисненим повітрям [7, 8].

Глибину отвору вимірюють з точністю до 0,01 мм глибиноміром із укріпленою на ньому стопорним гвинтом підставкою.

Спочатку гальмівні накладки, диски та барабани заміряють після їх приробітку перед випробуванням, а потім у процесі випробування через певну кількість гальмування. Принагідно із вимірами здійснюють контрольний огляд всієї гальмівної системи автомобіля метою виявлення можливих відмов та несправностей, перевіряють стан накладок, наявність на них тріщин, механічних пошкоджень, розшарування, склоподібності тощо. Під час огляду барабанів має спостерігатися поява ризиків, тріщин та мартенситних плям, які є наслідком перегріву робочих поверхонь. Результати вимірів заносять у спеціальні карти.

Випробування гальм на довговічність проводять на горизонтальній дорозі методом послідовних гальмування, режим яких вибирають так, щоб максимально прискорити випробування, однак за умови виключення спотворення зносу фрикційних пар, які спостерігаються в експлуатації. Методику випробувань гальмівних механізмів розробляють на базі попередніх ритмометричних 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 гальмування із середньою інтенсивністю, характерною

для переважної більшості гальмування в напружених умовах експлуатації автомобіля. Крім того, кожен цикл випробувань включає гальмування автомобіля з уповільнення, що перевищують цю величину аж до максимальних значень. Ставлення таких гальмування до основних гальмування зазвичай невеликі (10–15%). Ці гальмування необхідні головним чином для перевірки працездатності гальмівних механізмів та елементів приводу в експериментальних умовах [6].

При випробуваннях задаються і суворо витримуються, крім уповільнення, початкова швидкість руху автомобіля, а також інтервал між гальмуваннями, тривалість якого вибирається такою, щоб виключити перегрів гальм при цьому. Випробування гальмівних механізмів полягають, коли знос поверхонь, що труться, ставати 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 відчують гальмівні механізми з трьома комплектами гальмівних накладок, взятих з однієї партії. Випробування на довговічність гальмівних барабанів передбачають поряд з їх нагріванням шляхом кількох послідовних гальмування різке охолодження, наприклад, струменем води, спрямованої на барабан через отвори в диску колеса.

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

При дорожніх випробуваннях визначають шум і вібрації при роботі гальм [2, 7, 8].

4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахунок гальмівної системи автомобіля

4.1.1 Розрахунок переднього гальмівного механізму

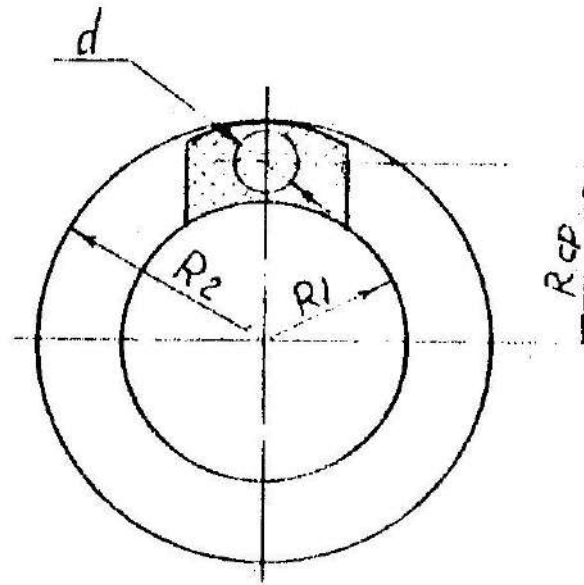


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема переднього гальмівного механізму

Гальмівний момент переднього гальма розраховуємо за такою формулою [1, 5]:

$$M_{T1} = \mu_0 \cdot P_{n.ц} \cdot n \cdot r_{cp}, \text{ Нм},$$

де μ_0 – коефіцієнт тертя гальмівної накладки по диску;

n – число пар тертя;

r_{cp} – середній радіус тертя накладки, мм;

$P_{n.ц}$ – зусилля, що розвивається поршнем гальмівного циліндра, Н

$$P_{n.ц} = (p_1 - p_{01}) \cdot S_1 \cdot \eta_{ц.п.м},$$

де p_1 – тиск в циліндрах передніх гальм, МПа;

p_{01} – початковий тиск спрацьовування гальмівного механізму, МПа;

S_1 – площа поршня циліндра переднього гальма, мм^2

$$S_1 = 0,785 \cdot d_{n.o}^2 = 0,785 \cdot 45^2 = 1590 \text{ мм}^2.$$

Середній радіус тертя накладки знаходимо з формули:

$$r_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{117^3 - 80,5^3}{117^2 - 80,5^2} = 100 \text{ мм}.$$

Виходячи з вищевикладених розрахунків формула гальмівного моменту набуде вигляду:

$$M_{T1} = \mu_o \cdot S_1 \cdot \eta_{y.n.m} \cdot n \cdot r_{cp} \cdot (p_1 - p_{01}), \text{ Нм},$$

де $K_1 = \mu_o \cdot S_1 \cdot \eta_{y.n.m} \cdot n \cdot r_{cp}$ – характеристика переднього гальмівного механізму, мм^3 .

$$K_1 = 0,445 \cdot 1590 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 100 = 127359 \text{ мм}^3.$$

4.1.2 Розрахунок заднього гальмівного механізму

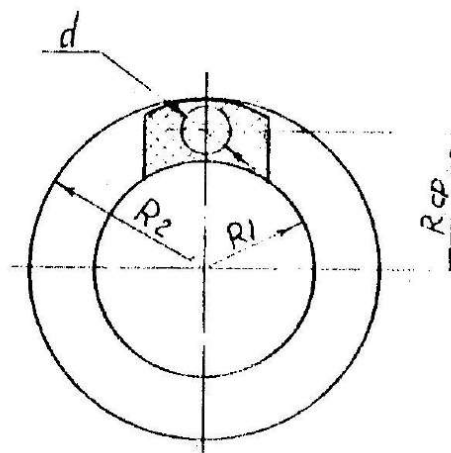


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема заднього гальмівного механізму

Гальмівний момент заднього гальма розраховуємо за такою формулою:

$$M_{T2} = \mu_{\delta} \cdot P_{n.ц} \cdot n \cdot r_{cp}, \text{ Нм},$$

де μ_{δ} – коефіцієнт тертя гальмівної накладки по диску;

n – число пар тертя;

r_{cp} – середній радіус тертя накладки, мм;

$P_{n.ц}$ – зусилля, що розвивається поршнем гальмівного циліндра, Н

$$P_{n.ц} = (p_1 - p_{01}) \cdot S_2 \cdot \eta_{ц.н.м},$$

де p_1 – тиск в циліндрах задніх гальм, МПа;

p_{01} – початковий тиск спрацьовування гальмівного механізму, МПа;

S_2 – площа поршня циліндра заднього гальма, мм²

$$S_2 = 0,785 \cdot d_{n.д}^2 = 0,785 \cdot 25^2 = 490 \text{ мм}^2.$$

Середній радіус тертя накладки знаходимо з формули:

$$r_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{117^3 - 80,5^3}{117^2 - 80,5^2} = 100 \text{ мм}.$$

Виходячи з вищевикладених розрахунків формула гальмівного моменту набуде вигляду:

$$M_{T2} = \mu_{\delta} \cdot S_2 \cdot \eta_{ц.н.м} \cdot n \cdot r_{cp} \cdot (p_1 - p_{01}), \text{ Нм},$$

де $K_2 = \mu_{\delta} \cdot S_2 \cdot \eta_{ц.н.м} \cdot n \cdot r_{cp}$ – характеристика заднього гальмівного механізму, мм³.

$$K_2 = 0,445 \cdot 490 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 100 = 39249 \text{ мм}^3.$$

4.1.3 Розрахунок теплової напруженості гальмівного механізму

Як було сказано вище, нагрівання гальмівного диска негативно позначається на динаміці гальмування автомобіля та призводить до погіршення його експлуатаційних параметрів. Визначимо нагрівання диска масою 3,4 кг при екстремому гальмуванні:

$$T = \frac{G_a \cdot V}{2 \cdot M_o \cdot C}, ^\circ\text{C},$$

де $G_a = 1100$ кг – повна маса автомобіля;

$V = 115$ км/ч – швидкість початку гальмування;

$C = 210$ ккал/кг·град – теплоємність матеріалу диска

$$T = \frac{1100 \cdot 115}{2 \cdot 13,6 \cdot 210} = 21 ^\circ\text{C}.$$

З розрахунків видно, що диск підтримує тепловий режим за умов екстремого гальмування [1].

4.1.4 Перевірочний розрахунок працездатності гальмівної системи

Працездатність дискових гальмівних механізмів перевіряється за двома основними показниками:

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

Розміри гальмівної накладки повинні відповідати прийнятому коефіцієнту перекриття K_n для дискових гальм [1, 5]:

$$K_n = \frac{S_k}{S_d},$$

де S_k – площа накладки;

S_d – площа диска.

$$K_n = 0,113$$

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 МФ15 витримує питомий тиск до 5 МПа при робочих тисках 2 МПа.

Середня питома потужність тертя дискового гальма:

$$N_{mp} = \frac{G \cdot V \cdot j}{2 \cdot g \cdot 3,6 \cdot \sum S},$$

де G – частина зчіпної ваги автомобіля, яка при гальмуванні реалізується дисковими гальмами;

$V = 142$ км/год – максимальна швидкість руху автомобіля;

$j = f_i \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,85$ м/с² – максимальне уповільнення;

$\sum S$ – сумарна площа гальмівних накладок.

$$N_{mp} = \frac{1100 \cdot 142 \cdot 7,85}{2 \cdot 9,8 \cdot 3,6 \cdot 0,241} = 161348 \text{ Вт/м}^2$$

Допустиме значення питомої потужності тертя дискового гальма становить $[N_{mp}] = 449450$ Вт/м², що значно більше отриманого значення. Отже, розрахований дисковий механізм працездатний [5].

4.2 Конструювання стенду для діагностики гальмівної системи автомобіля

4.2.1 Конструкція та принцип роботи стенду

Гальма відіграють важливу роль у підтримці високих технічних стандартів безпеки руху транспортних засобів; отже, конче необхідно, щоб гальмівна система регулярно перевірялася. Зазвичай використовуються гальмівні випробувальні стенди (роликові динамометри) при перевірці та ремонті на станціях технічного обслуговування. Гальмівні сили вимірюються на колі колеса, що забезпечує основу для оцінки роботи та ефективності гальмівної системи.

Основними компонентами стенду для діагностики гальм є два взаємно незалежні комплекти роликів, відповідно, для лівої та правої сторін автомобіля. Автомобіль встановлюється на випробувальний стенд так, щоб колеса осі, що випробовуються, розташовувалися на роликах. Для наочності, стенд роликової приведений на рисунку 4.3.

Нерухома рама 1 підтримує комплекти роликів 13, при цьому ролики розташовані паралельно. Мотор-редуктор 2 надає руху провідний ролик за допомогою муфти при цьому другий ролик пов'язаний ланцюговою передачею 5. Сам приводний пристрій підвішується на подовженні валу 3 провідного ролика.

Сила, що утримує важіль, який за допомогою фланців кріпиться до приводного пристрою, передається на датчик навантаження 4, при цьому рама служить як опора для всієї конструкції. Сила гальмування F_{Br} вимірюється за допомогою контролю реактивного моменту M_n . Гідравлічний двигун наводить ролики в рух і потім підтримує постійну швидкість обертання.

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

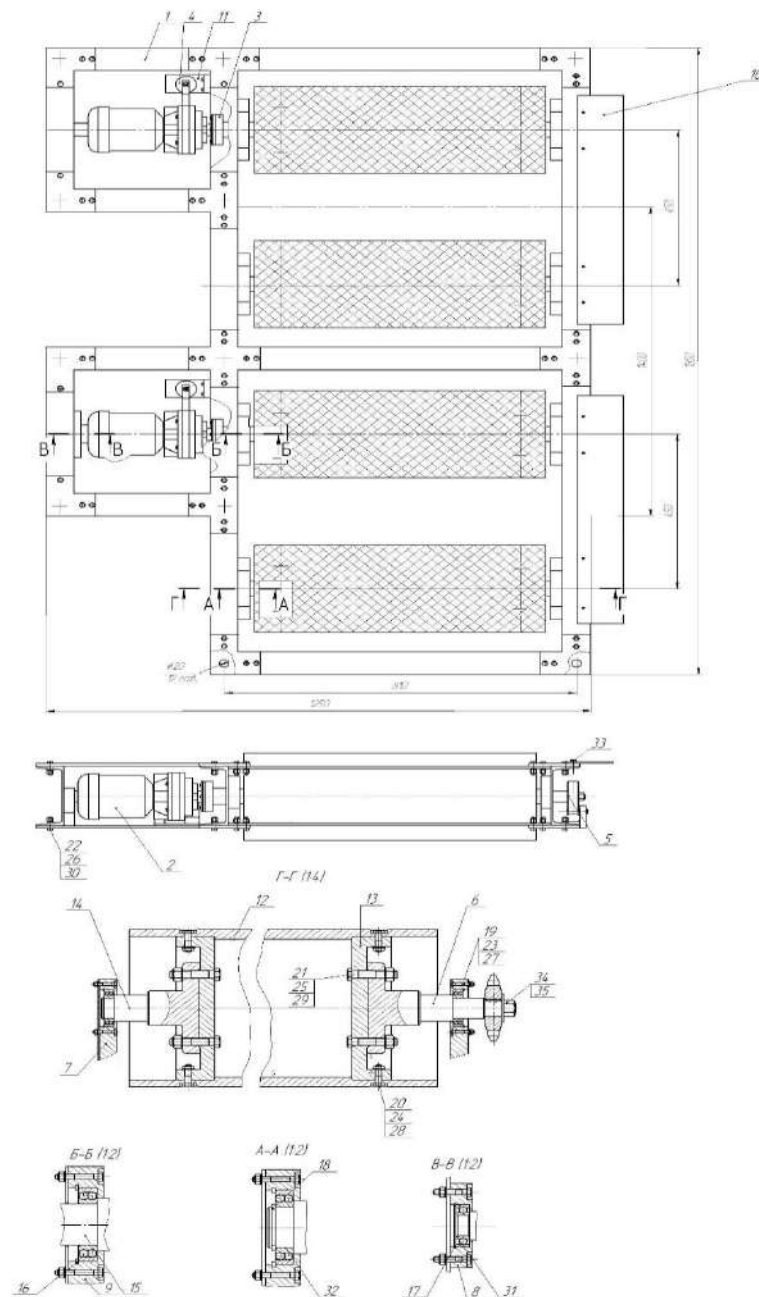


Рисунок 4.3 – Стенд роликів для діагностики гальмівної системи

Привідні двигуни для комплектів роликів можуть приводитися в дію або дистанційним керуванням або за допомогою інтегрального автоматичного перемикача двопозиційного типу. Коли автомобіль встановлюється на випробувальний стенд, він натискає на ці ролики і приводить в дію стенд.

Коли автомобіль залишає вимірювальний стенд, то ролики вивільняються і установка вимикається. Як тільки гальмівна сила, що прикладається, починає перевищувати прийнятну величину сили тяги між шинами і випробувальними роликами, колесо почне прослизати і потім

блокується. За величиною прослизання можуть виконуватися виміри гальмівної сили. При блокуванні вимірюється тільки опір ковзанню між шиною та роликом. У цьому випадку пристрій автоматичного відключення, яке розпізнає цей тип прослизання за допомогою контролю швидкості обертання випробувальних роликів, припиняє випробування до тих пір, поки задана максимальна величина швидкості перевищується. Це дозволяє уникнути як помилкових вимірів, 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.

Основною особливістю стенду є можливість зміни міжосьової відстані роликів, що дасть можливість збільшити парк автомобілів, які можуть пройти діагностику на даному стенді. Одночасно збільшивши точність вимірів.

4.2.2 Визначення основних геометричних параметрів стенда, що проєктується

З метою збільшення зчеплення допускається нормативною документацією рифлена поверхня ролика [9, 10].

Для гальмівних стендів допускається зменшення діаметра роликів при одночасному збільшенні міжцентрової відстані:

$$d_p = 0,3 d_k,$$

де d_k – діаметр колеса автомобіля, представленого для діагностики.

$$d_k = 0,3 \cdot 995 = 300 \text{ мм},$$

де $d_k = 0,3$ мм. Величина ширини проєктованого ролика буде прийнята рівною згідно з розрахунками 750 мм.

Другою геометричною величиною, яка впливатиме на показання роботи стенд, є міжосьова відстань між роликами за умовою зчеплення коліс з поверхнею.

$$L = \frac{(d_k + d_{\delta})\varphi}{\sqrt{(1 - \varphi^2)}},$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею барабана 0,75;

d_k, d_{δ} – діаметр колеса, діаметр барабана, 995 і 300 мм відповідно.

$$L = \frac{(995 + 300)0,75}{\sqrt{(1 - 0,75^2)}} = 450_{\text{мм}}.$$

Приймаємо рівним міжосьову відстань 0,450м [9]

4.2.3 Потужностний розрахунок стенду

З огляду на те, що проєктований стенд матиме малі робочі швидкості під час проведення випробувань, так як швидкість в процесі випробування не перевищуватиме 10 км/год, отже, потужності мотор-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 [2, 9].

Потужність приводного електродвигуна визначається з наступного

виразу

$$N = \frac{9.81kPtVt}{3600\eta},$$

де $k = 2,0$ – коефіцієнт враховує можливі короткочасні навантаження;

$Vt = 6$ км/год – швидкість автомобіля при гальмуванні;

Pt – максимальна гальмівна сила;

η – ККД стенду дорівнює 0,89.

$$P_t = \frac{G}{2\varphi},$$

де $\varphi = 0,7$ – коефіцієнт зчеплення;

G – максимальна вага на борт автомобіля 20000 Н;

$f = 0,1$ – коефіцієнт опору кочення колеса з ролика.

$$Pt = \frac{20000}{2 \cdot 0.7 \cdot 0.1} = 142852 \text{ Н};$$

$$N = \frac{9.81 \cdot 2,0 \cdot 142852 \cdot 6}{3600 \cdot 0.89} = 5,28 \text{ кВт}.$$

Визначивши необхідну потужність двигуна, вибираємо мотор-редуктор стандартного ряду.

Зменшення потужності двигуна досягається при зниженні обертів ролика. Швидкість обертання роликів при максимальній швидкості автомобіля, що діагностується 6 км/год – 165 об/хв. Виходячи з цих параметрів, вибираємо електродвигун RAM 160 MB 3:

- номінальні обороти 180 об/хв;
- максимальна потужність 5,5 кВт.

Таким чином умова виконується

4.2.4 Розрахунок міцності елементів стенду

Зробимо проєктний розрахунок мінімальної величини діаметра стрижня болта, що передає навантаження від диска ролика до фланця приводного валу (рис. 4.4) [9, 10].

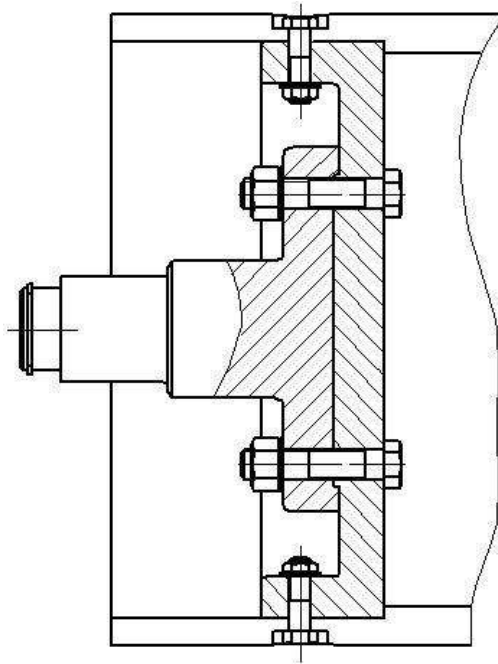


Рисунок 4.4 – Диск ролика з фланцем приводного валу

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

де F – сила, що діє на болт у площині зрізу, визначається виходячи з максимальної гальмівної сили, що діє в плямі контакту ролика і колеса, 10000 Н;

d – діаметр болта 0,020 м;

$n = 8$ – кількість болтів;

$$\sigma_{cp} = \frac{4 \cdot 10000}{3,14 \cdot 0,020^2 \cdot 8} = 3,98 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$3,98 \text{ МПа} = \sigma_{cp} \leq [\sigma] = 45 \text{ МПа}.$$

Умова міцності на зріз для цієї типо-групи болтів виконується. У графічній частині опорний диск має 8 відповідно діаметром 20 мм.

Проведемо перевірочний розрахунок з'єднання на зріз різьбової частини. Розрахунок ведеться виходячи з наступної послідовності:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A} \leq [\tau], \quad (3.7)$$

де $A_{cp} = dkH$;

d – діаметр різьблення, 0,020 м;

H – висота гайки, 0,020 м.

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

$$\tau_{cp} = \frac{F \cdot d}{A} \leq [\tau],$$

де 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 та можливості бічного відведення;

Умова на міцність різьблення на зминання наступне:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} \leq [\sigma],$$

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

$$A_{cm} = \pi d_2 h z,$$

де d_2 – середній діаметр різьблення, 0,0195 м;

h – робоча висота профілю різьблення, 0,00125 м;

$z = 8$ – число витків у різьбленні гайки.

$$A_{cm} = 3,14 \cdot 0,0195 \cdot 0,00125 \cdot 8 = 0,0065;$$

$$\tau_{cp} = \frac{750}{0,0065} = 115652 \text{ МПа} \leq [\tau] = 15 \text{ МПа};$$

$$A_{cp} = 3,14 \cdot 0,020 \cdot 0,88 \cdot 0,020 = 0,0011 \text{ мм}^2.$$

Розрахунок підшипників кочення базуються лише на двох умовах [11]:

– розрахунок на статичну вантажопідйомність по залишковим деформаціям;

– розрахунок на ресурс (довговічність) зі втомного вифарбовування.

Розрахунки за іншими критеріями не розроблені, оскільки ці критерії пов’язані з низкою випадкових чинників, які важко піддаються обліку.

Підібрати радіальний роликопідшипник для валу ролика діаметром $d=80$ мм (рис. 4.5).

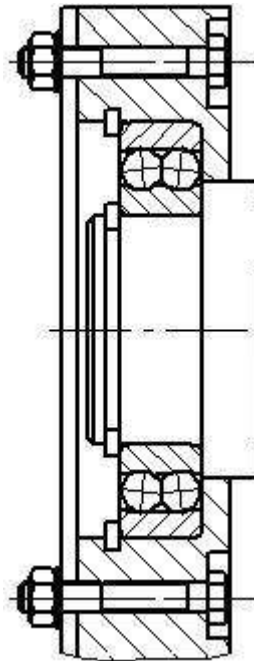


Рисунок 4.5 – Підшипниковий вузол

Приймається $F_r = 5000$ Н – радіальне навантаження на зовнішній підшипник з урахуванням ваги автомобіля;

$$n = 165 \text{ хв}^{-1};$$

$$\text{потрібний ресурс } L_{10 \text{ ah}} = 1000 \text{ год};$$

$$\text{робоча температура } t \leq 95^\circ\text{C};$$

$$Do_m = 1; V = 1; Do_\delta = 1,3.$$

Циклограма навантаження складається з чотирьох ступенів, що мають відношення радіальних навантажень:

$$\frac{P_{r1}}{P_r} = 1,0;$$

$$\frac{P_{r2}}{P_r} = 0,5;$$

$$\frac{P_{r3}}{P_r} = 0,195;$$

$$\frac{P_{r4}}{P_r} = 0,005;$$

при відповідному відношенні ресурсу:

$$\frac{L_{10 \text{ ah}1}}{L_{10 \text{ ah}}} = 0,1; \quad \frac{L_{10 \text{ ah}2}}{L_{10 \text{ ah}}} = 0,5; \quad \frac{L_{10 \text{ ah}3}}{L_{10 \text{ ah}}} = 0,1; \quad \frac{L_{10 \text{ ah}4}}{L_{10 \text{ ah}}} = 0,3.$$

Осьові навантаження випадкові (малі за величиною) можна прийняти $F_a = 0$.

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_m,$$

де $X = 1$, $Y = 0$, так як $F_a/(VF_r) = 0 < e$.

Тоді

$$P_r = (115000) \cdot 1,3 \cdot 1 = 6500 \text{ Н}.$$

Еквівалентне динамічне навантаження при змінному режимі роботи:

$$P_{\varepsilon r} = P_r \sqrt[3]{\left(\frac{P_{r1}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah1}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r2}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah2}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r3}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah3}}{L_{10ah}} + \left(\frac{P_{r4}}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{L_{10ah4}}{L_{10ah}}} =$$

$$= 6500 \sqrt[3]{1,0^3 \cdot 0,1 + 0,5^3 \cdot 0,5 + 0,195^3 \cdot 0,1 + 0,05^3 \cdot 0,3} = 4800 \text{ Н.}$$

Визначаємо необхідний ресурс у мільйонах оборотів:

$$L_{10a} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10ah}}{10^6} = \frac{60 \cdot 165 \cdot 1000}{10^6} = 9,9.$$

Визначаємо необхідну базову динамічну радіальну вантажопідйомність:

$$C_r = \sqrt[3]{\frac{L_{10a}}{a_{23}}} \cdot P_{\varepsilon r} = \sqrt[3]{\frac{600}{0,7 \dots 0,8}} \cdot 4800 = 25920 \text{ Н},$$

де $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ – для нормальних умов експлуатації.

Вибираємо за каталогом роликопідшипник серії Підшипник 14208 ГОСТ 8382-75 з наступними характеристиками [9]:

$$Z_r = 46000 \text{ Н,}$$

$$C_{or} = 40000 \text{ Н,}$$

$$n_k = 950 \text{ хв}^{-1}.$$

Імовірність безвідмовної роботи при заданому ресурсі визначається за такою формулою:

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(0,441 \dots 0,386)^{1,5}} \cdot 100 = (97 \dots 97,5)\%;$$

$$a_1 = \left(\frac{P_{\text{эr}}}{C_r} \right)^m \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6 a_{23}} \cdot L_{10a} = \left(\frac{4800}{46000} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 165}{10^6 \cdot (0,7)} \cdot 1000 = 0,39;$$

$$S = 0,9^{a_1^k} \cdot 100 = 0,9^{(0,39)^{1,5}} \cdot 100 = 96,52\% .$$

Зробимо перевірочний розрахунок діаметра валу ролика (рис. 4.6). При дії розрахункового навантаження.

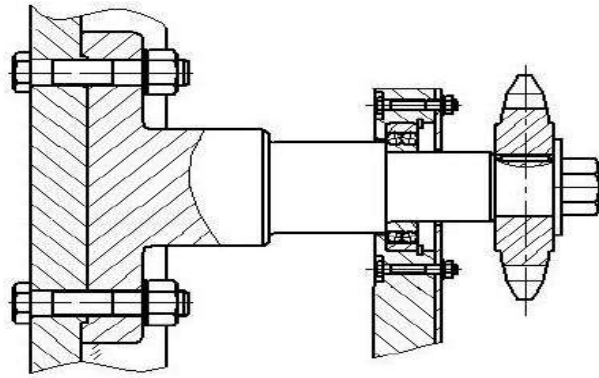


Рисунок 4.6 – Привідний вал

$$\sigma_{cp} = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{4F}{\pi d^2},$$

де F – сила, що діє на вал у площині зрізу, 10000 Н;

d – діаметр валу 0,080 м;

$$\sigma_{cp} = \frac{10000}{0,0201} = 0497 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$0.497 \text{ МПа} = \sigma_{cp} \leq [\sigma] = 55 \text{ МПа} .$$

Умова міцності даної конструкції виконується

5 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ УКРАЇНИ

5.1 Заходи цивільного захисту [12]

Згідно із Законом в Україні створена Єдина державна система цивільного захисту населення і територій.

Єдина державна система цивільного захисту населення і територій (далі -- єдина система захисту) -- це сукупність органів управління, сил і засобів центральних і місцевих органів виконавчої влади, органів місцевого самоврядування, які реалізують державну політику у сфері цивільного захисту.

Цивільний захист (ЦЗ) -- це система організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших заходів, які здійснюються центральними і місцевими органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, підпорядкованими їм силами і засобами, підприємствами, установами та організаціями незалежно від форм власності, добровільними рятувальними формуваннями, що забезпечують виконання цих заходів з метою запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, які загрожують життю та здоров'ю людей, завдають матеріальних збитків у мирінні час і в особливий період.

Правовою основою цивільного захисту є Конституція України, названий Закон, закони України "Про Цивільну оборону України", "Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру", "Про правовий режим надзвичайного стану", "Про аварійно-рятувальні служби", "Про пожежну безпеку", "Про об'єкти підвищеної безпеки", "Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку", "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення", "Про правовий режим територій, що зазнали радіоактивного забруднення внаслідок Чорнобильської катастрофи", міжнародні договори України, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України, та інші акти законодавства.

Мета цивільного захисту:

---реалізація державної політики у сфері цивільного захисту;

--проведення заходів безпеки та захисту населення і територій, об'єктів національної економіки і культурних цінностей та довкілля від негативних наслідків надзвичайних ситуацій у мирний час та в особливий період;

--участь у подоланні наслідків глобальних техногенних, геофізичних, економічних катастроф на територіях іноземних держав відповідно до міжнародних договорів України.

Цивільний захист базується на таких основних принципах:

--комплексний підхід до розв'язання завдань цивільного захисту, що базується на необхідності проведення єдиних заходів цивільного захисту від впливів фізичного, хімічного, біологічного, морально-психологічного та засобів масового ураження;

-- територіальність та функціональність єдиної системи захисту;

-- добровільність у проведенні ризикованих заходів;

-- свобода інформації у сфері цивільного захисту;

-- раціональна безпека з економічно найменшою ймовірністю виникнення надзвичайних ситуацій і зменшення їх наслідків.

Завдання цивільного захисту:

--розвиток національної економіки у напрямках, які виключають можливість виникнення надзвичайних ситуацій;

--збирання та аналітичне опрацювання інформації про надзвичайні ситуації;

--прогнозування та оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій, визначення на основі прогнозу потреби в силах і засобах, необхідних для запобігання їм та ліквідації їх;

--здійснення нагляду і контролю у сфері цивільного захисту; розроблення і виконання законодавчих та інших нормативно-правових актів, дотримання норм і стандартів у сфері цивільного захисту розроблення планів здійснення запобіжних заходів у сфері цивільного захисту;

--створення, збереження і раціональне використання матеріальних ресурсів, необхідних для запобігання надзвичайним ситуаціям;

--розроблення та виконання науково-технічних програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям;

--оповіщення населення про виникнення або загрозу виникнення надзвичайної ситуації, своєчасне та достовірне інформування про обстановку, що складається, і вжиті заходи для запобігання надзвичайним ситуаціям;

--організація захисту населення і територій, організація психологічної та медичної допомоги потерпілим від надзвичайних ситуацій;

--проведення невідкладних робіт для ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій та організація життєзабезпечення постраждалого населення;

--забезпечення готовності сил і засобів цивільного захисту до запобігання надзвичайним ситуаціям, реагування на них та ліквідації їх наслідків;

--надання оперативної допомоги населенню з використанням засобів цивільного захисту при виникненні надзвичайних ситуацій;

--навчання населення та організація тренувань способам захисту при виникненні надзвичайних ситуацій;

-- міжнародне співробітництво у сфері цивільного захисту.

Для виконання завдань цивільного захисту, зменшення матеріальних втрат та недопущення завдання шкоди об'єктам, матеріальним і культурним цінностям та навколишньому середовищу при виникненні надзвичайних ситуацій центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування, підпорядковані їм сили і засоби, підприємства, установи та організації незалежно від форм власності, добровільні рятувальні формування здійснюють оповіщення та інформування, спостереження і лабораторний контроль, укриття у захисних спорудах, евакуацію, інженерний, медичний, психологічний, біологічний, економічний, радіаційний та хімічний захист.

Єдина система захисту може функціонувати у режимі:

-- повсякденної діяльності;

-- підвищеної готовності;

-- надзвичайної ситуації;

- надзвичайного стану;
- воєнного стану.

Залежно від наявної або прогнозованої обстановки і масштабу встановлюється відповідний режим функціонування єдиної системи захисту в межах конкретної території.

ВИСНОВКИ

В загально технічному розділі дипломного проєкту розглянуті вимоги до гальмівних систем автомобілів, а також класифікація гальмівного керування. Описано пристрій і принцип роботи гальмівної системи автомобіля категорії М1, а саме ЗАЗ 1102 та наведені параметри цього автомобіля. А також розглянуті можливі несправності гальмівної системи.

В другому аналітичному розділі проведено огляд та аналіз існуючих конструкцій гальмівних систем, а також розглянуті переваги і недоліки застосування дискових гальм. Також в даному розділі дипломного проєкту наведені сучасні тенденції розвитку дискових гальмівних механізмів.

Третій розділ дипломного проєкту присвячений діагностиці та випробуванням гальмівної системи автомобіля. В цьому розділі були розглянуті лабораторні та дорожні випробування гальмівної системи автомобіля.

В четвертому конструкторському розділі проведено розрахунок гальмівної системи автомобіля, а саме переднього та заднього гальмівного механізму, розрахунок теплової напруженості гальмівного механізму а також зроблено перевірочний розрахунок працездатності гальмівної системи. В даному розділі також ще запропоновано стенд для діагностики гальмівної системи автомобіля та проведено розрахунок його елементів.

П'ятий розділ дипломного проєкту присвячено цивільному захисту України, а саме розглянуті заходи цивільного захисту.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.Н. Щукин. Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля. – Москва.: Машиностроение, 1965. – 484с.
2. Автомобильный справочник. перевод с англ. Первое русское издание. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896с.
3. А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клеменко, В.И. Кирчатый. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Харьков: издательство ХГАДТУ, - 2000. – 472с.
4. Руководство по ремонту и эксплуатации автомобиля ЗАЗ 1102. Запорожье. Изд-во: Коммунар. 1988г.
5. Робочі процеси автомобілів: навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін., Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 492 с.
6. Руководство по диагностике технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта. Москва. «Транспорт»,1984. 276с.
7. С.М. Мороз Контроль и диагностика автомобиля. «Знание», М., 1987, 151 с.
8. Г.В. Спичкин. «Практикум по диагностированию автомобиля» «Высшая школа». М.,1986. 289с.
9. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т./ Ануриев В.И. – 5-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1989г., 728 с.
10. Кіницький Я.Т. „Теорія механізмів та машин” Київ. „Наукова думка” 2002р.
11. 19. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин.– М.: Высш. шк., 1984. – 336с.
12. Шоботов В. М. Цивільна оборона: Навчальний посібник: Вид. 2-ге, перероб. - К.: Центр навчальної літератури, 2006. - 438 с.