

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет  
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра «Автомобілі»  
(повне найменування кафедри)


## Пояснювальна записка

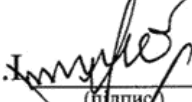
до дипломного проекту (роботи)

магістр  
(ступінь вищої освіти)

на тему: «ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ  
АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ПРИ РУСІ В ЕКСТРЕМАЛЬНИХ  
ДОРОЖНІХ УМОВАХ»

Виконав: студента VI курсу, групи Т-118М  
133 «Галузеве машинобудування»  
Освітня програма (спеціалізація)  
«Колісні та гусеничні транспортні  
засоби»

Евтушенко О.В.   
(підпис)

Керівник доц., к.т.н. Кубіч В.І.   
(підпис)

Рецензент   
(прізвище та ініціали)


2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**  
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний  
Кафедра Автомобілі  
Ступінь вищої освіти Магістр  
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
(код і найменування)  
Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби  
(код і найменування)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

  
Сосик А.Ю.  
"10" грудня 2019 року

**ЗАВДАННЯ**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Євтушенко Олег Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Визначення параметрів гальмівної системи автомобіля категорії М1 при русі в екстремальних дорожніх умовах

керівник проекту (роботи) к.т.н. доцент Кубіч В.І.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від «22» листопада 2019 року № 406

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 9.12.2019 р

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Автомобіль ВАЗ 2107 (прототип), повна вага 1060 кг, розподіл ваги по вісям 54-46 %, база автомобіля 2424 мм.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Огляд наукової літератури за напрямком дослідження.

2. Техніко-економічна характеристика складових об'єкта дослідження.

3. Визначення екстремальних умов руху автомобіля.

4. Аналіз методів досліджень робочих процесів в гальмівній системі.

5. Експериментальні дослідження робочих процесів в регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ 2107.

6. Розробка рекомендацій щодо впровадження експериментальних досліджень.

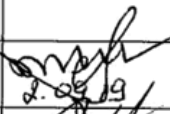
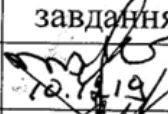


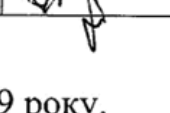
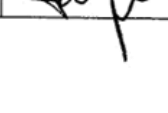
7. Економічне обґрунтування роботи.

8. Охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація на аркушах формату А4.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
Дослідницький	к.т.н. доцент, Кубіч В.І.	 2.09.19	 12.11.19
Економічний	к.е.н. доцент, Борисенко О.Є.		
Охорона праці	к.т.н. доцент, Лазуткін М.І.		

7. Дата видачі завдання « 2 » вересня 2019 року.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми дослідження	02.09.19-05.09.19	
2	Здійснення аналізу літературних джерел щодо обраного напрямку дослідження	06.09.19-12.09.19	
3	Проведення техніко-економічної характеристики об'єкта дослідження	13.09.19-22.09.19	
4	Визначення екстремальних умов руху автомобіля	23.09.19-30.09.19	
5	Аналіз методів досліджень робочих процесів в гальмівній системі	01.10.19-09.10.19	
6	Проведення експериментальних досліджень робочих процесів в регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ 2107	10.10.19-26.10.19	
7	Розробка рекомендацій щодо впровадження експериментальних досліджень	27.10.19-06.11.19	
8	Виконання економічної частини дослідження	07.11.19-17.11.19	
9	Розробка заходів щодо охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях	18.11.19-27.11.19	
10	Оформлення пояснювальної записки та представлення роботи до захисту	28.11.19-09.12.19	

Студент(ка)

  
(підпис)

Євтушенко О.В.  
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

  
(підпис)

Кубіч В.І.  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

ПЗ: 111 стр., 40 рис., 25 табл., 37 джерел.

### ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ГІДРАВЛІЧНА МАГІСТРАЛЬ, РЕГУЛЯТОР ГАЛЬМІВНИХ СИЛ, ВИПРОБУВАЛЬНИЙ СТЕНД, КЕРУЮЧИЙ ТИСК, ГАЛЬМІВНИЙ МОМЕНТ

В роботі вирішено науково-технічне завдання щодо отримання теоретично-експериментальних аспектів покращення гальмівних властивостей задньопривідного автомобіля категорії М1 при русі в екстремальних дорожніх умовах на підставі проведеного аналітичного обґрунтування параметрів робочих процесів, які протікають у регуляторі гальмівних сил.

**Мета роботи** – покращення гальмівної ефективності задньопривідного автомобіля під час руху в екстремальних дорожніх умовах.

**Об'єкт дослідження** – процес взаємодії елементів конструкції динамічного регулятора з пропорційним клапаном.

**Методи дослідження:** аналіз джерел інформації для визначення актуальності дослідження, аналітичні розрахунки граничної гальмівної сили за умов зчеплення та перерозподілу ваги автомобіля, фізичне моделювання в лабораторних умовах робочих процесів в динамічному регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ-2107 для визначення його характеристики, методи математичної статистики для обробки експериментальних даних.

Здійснена оцінка ефективності роботи регулятора в базовій схемі компоновки автомобіля, та визначена необхідність проведення досліджень щодо підвищення ефективності розподілу гальмівних сил при перерозподілі зчіпної ваги у поперечній площі.

Обрані та обґрунтовані екстремальні дорожні умови руху автомобіля у відповідності з кутом нахилу профіля та зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Визначені граничні гальмові сили у гальмівних механізмах автомобіля при зміні кута нахилу дороги та коефіцієнта зчеплення коліс з її покриттям.

Визначені необхідні тиски рідини в контурах приводу гальмівних механізмів при перерозподілі ваги автомобіля за різними нахилами профілю дороги.

Проведено фізичне моделювання впливу примусового переміщення поршня регулятора для визначення характеру зміни тисків в контурах керування в лабораторних умовах у відповідності з яким отримано закономірності зміни вихідного тиску регулятора від тиску керування.

Виконана порівняльна оцінка між розрахунковими та експериментальними даними щодо можливих змін тисків в контурах керування гальмівного приводу.

Запропоновано гідравлічну схему керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс задньопривідного автомобіля категорії М1.

Попередньо розроблений алгоритм керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс.

## ЗМІСТ

Вступ.....	8
1 Огляд наукової літератури за напрямком дослідження.....	11
1.1 Аналіз наукових статей, дисертацій тощо.....	11
1.2 Аналіз патентної інформації.....	21
2 Техніко-економічна характеристика складових об'єкта дослідження.....	26
2.1 Техніко-економічна характеристика гальмівної системи автомобіля прототипної конструкції.....	26
2.2 Загальні відомості про гальмівну систему автомобіля прототипної конструкції.....	31
Висновки за розділом.....	37
3 Визначення екстремальних умов руху автомобіля.....	38
3.1 Умови руху автомобіля на обмежених ділянках зі змінним профілем.....	38
3.1.1 Рух автомобіля по ухилам у поздовжньому напрямку.....	40
3.1.2 Рух автомобіля по ухилам в поперечному напрямку.....	42
3.2 Оцінка руху автомобіля за умови зчеплення шин з опорною поверхнею.....	43
3.3 Моделювання зміни тисків в гідроприводі гальм в екстремальних умовах руху.....	45
3.3.1 Гальмування автомобіля при русі вгору та на спуску.....	46
3.3.2 Гальмування автомобіля при русі на повздовжньому ухилі дороги.....	48
3.3.3 Визначення жорсткості пружини регулятора гальмівних сил.....	50
Висновки за розділом.....	56
4 Аналіз методів досліджень робочих процесів в гальмівній системі.....	57
4.1 Методи теоретичних досліджень.....	57
4.1.1 Метод аналізу та синтезу.....	57
4.1.2 Аналітичний метод.....	57
4.1.3 Метод математичної моделі.....	58
4.2 Методи діагностування гальмівних систем.....	59
4.3 Випробування гальмівної системи.....	60

4.3.1 Загальні положення.....	60
4.3.2 Випробувальне обладнання.....	61
4.3.3 Випробування по оцінці герметичності і міцності.....	62
4.3.4 Випробування регуляторів гальмівних сил.....	62
4.3.5 Оформлення результатів випробувань.....	62
4.4 Вибір схеми випробувального стенду.....	63
4.5 Вдосконалення стенду для проведення випробувань.....	64
Висновки за розділом.....	67
5 Експериментальні дослідження робочих процесів в регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ 2107.....	68
5.1 Моделювання роботи регулятора гальмівних сил.....	68
5.2 Методика проведення вимірів.....	68
5.3 Результати експериментів та їх аналіз.....	70
Висновки за розділом.....	75
6 Розробка рекомендацій щодо впровадження експериментальних досліджень... 76	76
6.1 Порівняння теоретичних тисків з можливостями регулятора.....	76
6.2 Пропонування схеми гідроприводу задніх гальмівних механізмів з урахуванням перерозподілу тисків .....	76
Висновки за розділом.....	80
7 Економічне обґрунтування роботи.....	81
7.1 Визначення трудомісткості та тривалості НДР.....	81
7.2 Визначення витрат на проведення НДР.....	83
7.2.1 Визначення витрат на матеріали.....	84
7.2.2 Розрахунок вартості палива й енергії.....	85
7.3 Визначення вартості спец обладнання і спеціального технологічного оснащення для експериментальних робіт.....	86
7.3.1 Розрахунок витрат на оренду обладнання та амортизацію універсального устаткування.....	90
7.3.2 Розрахунок заробітної плати.....	90
7.3.3 Внески на соціальні заходи.....	91
7.3.4 Накладні витрати.....	91

7.4 Розрахунок економічної ефективності роботи.....	92
Висновки за розділом.....	93
8 Охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях .....	94
8.1 Аналіз потенційних небезпек.....	94
8.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	96
8.3 Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці.....	98
8.4 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	103
8.4.1 Заходи з пожежної безпеки.....	103
8.4.2 Заходи безпеки при проведенні рятувальних та інших невідкладних робіт(РІНР) .....	104
Висновки за розділом.....	106
Висновки.....	107
Перелік джерел посилання.....	108

## ВСТУП

З моменту появи перших автомобілів ведеться постійна робота над покращенням їх показників, властивостей і безпеки руху. Спочатку зусилля автомобільних інженерів були спрямовані на підвищення максимальних швидкостей руху автомобіля та забезпечення його надійності і керованості.

Забезпечення безпеки руху особливо актуально в даний час, коли значно зросли швидкості руху транспортних засобів. Безпека дорожнього руху дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) визначається переліком чинників, до числа яких входить технічний стан їх робочих гальмівних систем. Одним з основних показників, за якими оцінюється відповідність технічного стану робочої гальмівної системи ДТЗ до вимог безпеки, є ефективність гальмування.

При гальмуванні передня і задня осі машини навантажуються по-різному, а зусилля, необхідне для ефективного гальмування автомобіля обома осями вимагає динамічної корекції. Для цих цілей у сучасних автомобілях використовують систему АБС (антиблокувальна система), яка стежить за обертанням коліс і в разі їх блокування злегка зменшує тиск в гальмівній системі, щоб дати колесу повернутися, а потім знову збільшує силу стиснення. Таким чином досягається переривчасте гальмування, що дає можливість корегування курсу автомобіля в умовах екстремального гальмування.

У автомобілях більш ранніх років випуску системи АБС не передбачено, але такі автомобілі все ще активно використовуються. Вони обладнані регулятором гальмівних сил. Тому задля підвищення безпеки таких автомобілів вважаю доцільним вести дослідження в напрямку покращення характеристик регулятора гальмівних сил. Робочий регулятор гальмівних сил при всіх допустимих варіантах завантаження автомобіля виключає випереджальне блокування задніх коліс щодо передніх, тим самим нівелюючи небезпеку відведення автомобіля в неконтрольований занос. Це має місце при повздовжньому русі автомобіля. Але розвантаження та перевантаження коліс однієї осі (моста) проявляється при русі автомобіля на поперечних ухилах, що не враховується при розподілі гальмівних сил.

У відповідності з зазначеним обрана тема магістерської роботи є актуальною та спрямована на підвищення гальмівних властивостей задньопривідного автомобіля категорії М1 при русі в екстремальних дорожніх умовах.

Магістерське дослідження виконано у відповідності з темою науково-дослідної роботи кафедри «Автомобілі» №01918 «Дослідження якісних показників колісних та гусеничних транспортних засобів».

**Мета роботи** – покращення гальмівної ефективності задньопривідного автомобіля під час руху в екстремальних дорожніх умовах.

**Об'єкт дослідження** – процес взаємодії елементів в конструкції динамічного регулятора з пропорційним клапаном.

**Предмет дослідження** – вплив ходу примусового переміщення поршня динамічного регулятора з пропорційним клапаном на тиски гальмівної рідини в робочих магістралях.

**Методи дослідження:** аналіз джерел інформації для визначення актуальності дослідження, аналітичні розрахунки граничної гальмівної сили за умов зчеплення та перерозподілу ваги автомобіля, фізичне моделювання в лабораторних умовах робочих процесів в динамічному регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ-2107 для визначення його характеристики, методи математичної статистики для обробки експериментальних даних.

**Задачі дослідження:**

- провести оцінку ефективності роботи регулятора гальмівних сил в базовій схемі компоновки автомобіля прототипної конструкції;
- провести вибір та обґрунтувати екстремальні дорожні умови руху автомобіля;
- визначити граничні гальмові сили при зміні кута нахилу дороги та коефіцієнта зчеплення колеса з її покриттям;
- визначити необхідні тиски рідини в контурах приводу гальмівних механізмів при перерозподілі ваги автомобіля за різними нахилами профілю дороги та зчеплення коліс з опорною поверхнею;

- провести фізичне моделювання впливу примусового переміщення поршня натурного регулятора гальмівних сил для визначення характеру зміни тисків в контурах керування;
- провести порівняльну оцінку між розрахунковими та експериментальними даними щодо відтворення можливих змін тисків в контурах керування автомобіля прототипної конструкції;
- запропонувати компоновку гідравлічної схеми керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс задньопривідного автомобіля;
- попередньо розробити та скласти у графічному вигляді алгоритм керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс.

### **Наукова новизна.**

Вперше отримано сукупність залежностей між тисками керування та вихідними тисками при фіксованих положеннях поршня регулятора, що дало можливість визначити співвідношення цих тисків при відповідних модельних режимах його роботи.

Запропонована схема роздільного приводу задніх коліс, яка передбачає регулювання тиску в лівому та правому колесі окремо у відповідності з попередньо складеним та розробленим алгоритмом керування ходом поршня регулятора гальмівних сил.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Запропонована методика щодо визначення характеристики регулятора гальмівних сил з поетапним моделюванням його роботи в лабораторних умовах, що можливо використовувати під час здійснення освітнього процесу при викладанні дисциплін «Автомобіля. Основи конструкції», «Робочі процеси автомобіля», «Методологія наукових досліджень», «Надійніть технічних систем».

**Апробація результатів роботи.** Основні положення магістерської роботи доповідались на студентській конференції «Тиждень науки» (2019 р.) та були опубліковані у вигляді тез доповідей.

# 1 ОГЛЯД НАУКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ ЗА НАПРЯМКОМ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Аналіз наукових статей, дисертацій тощо

Адаптивне гальмівне управління в екстремальному режимі, тобто в разі кочення колеса на межі юза, розглянуто в роботах [1, 2]. Дані роботи присвячені моделюванню динаміки гальмування колісної машини в разі кочення коліс в доекстремальному режимі. Зазначений режим гальмування характеризується тим, що гальмівна сила на колесі менше максимально можливої сили зчеплення колеса з опорною поверхнею. Встановлено, що найпростіше реалізувати зазначену функцію в гальмівному управлінні з електропневматичним (або електрогідравлічним, електромеханічним) гальмівним приводом.

У роботах [3, 4] розглянуті загальні методи побудови адаптивних технічних засобів АСУ ТП, що впливають з концепції чутливості і інваріантності систем управління технічними об'єктами. Авторами робіт [5, 6] запропоновані закон управління та схема адаптивного гальмівного управління колісної машини з електропневматичним приводом гальм.

У роботі [7] описана імітаційна модель динаміки гальмування колісної машини з адаптивним гальмівним управлінням на базі електропневматичного приводу гальм. Представлені результати моделювання динаміки гальмування автобуса МАЗ-256 з адаптивним електропневматичним приводом гальм. Імітаційна модель динаміки гальмування колісної машини з електропневматичним приводом реалізована в додатку Simulink програмного продукту Matlab. Структурно вона являє собою функціональні блоки з відповідними зв'язками. У блоці КМ(блок рішення рівняння руху колісної машини) спочатку визначаються сили опору руху колісної машини при заданій початковій швидкості  $V_0$ . Потім обчислюється значення уповільнення руху колісної машини в моменти часу  $t$ . Параметр управління - тиск в гальмівній камері  $p(t)$  - формується електропневматичним гальмівним приводом, робочі процеси гальмівних контурів якого імітуються в блоках EBS1 і EBS2. Задає

сигналом для блоків EBS1 і EBS2 є вихід блоку Manual, до якого підключається один з входів  $p_b$  або  $p_A$  відповідно до завданням дослідження. Сигнали  $p_b$  і  $p_A$  постійно обчислюються в блоці Brake-Assist відповідно до керуючим впливом водія  $P(t)$ . Блок формування задає сигналу  $P(t)$  моделює закон зміни керуючого впливу водія відповідно до завданням управління - значенням сталого зусилля на педалі  $P_p$  і часом його наростання  $t_p$ . Для дослідження динаміки гальмування колісної машини прийнятий лінійний закон зміни зусилля на педалі. Блок Brake-Assist імітує логічні дії електронного блоку управління. На виході з нього формуються два види сигналу, які характеризують рівень тиску в гальмівному приводі. Один сигнал  $p_b$  - тиск в гальмівному приводі, пропорційне зусиллю на педалі, другий сигнал  $p_A$  - тиск в гальмівному приводі, відповідно до закону адаптивного гальмівного управління. Тиск повітря і швидкість зміни керуючого впливу визначаються в блоці Subsystem1. Тиск повітря в гальмівному приводі, необхідне для забезпечення уповільнення колісної машини пропорційно зусиллю на педалі, визначається відповідно до закону адаптивного гальмівного управління. При імітаційному моделюванні динаміки гальмування колісної машини в якості еталонної моделі визначені параметри колісної машини в спорядженому стані. Робочі процеси електропневматичного приводу імітуються в блоках EBS1 і EBS2. Тут моделюється протягом повітря по трубопроводах ( $truboprovod1$  і  $truboprovod2$ ), а також процеси наповнення та спорожнення порожнин модулятора і виконавчих пристроїв - пневмокамер (блок  $tk_{na}$ ). Логічні дії електронного модуля управління клапанами моделюються в блоці EBU. Перебіг повітря управляється впускним і випускним електропневматичними клапанами із заданою швидкістю і геометричними параметрами. При моделюванні прийнято допущення, що гальмівний привід містить два однакових гальмівних контури і не підтримує функцію регулятора гальмівних сил. Це допустимо, оскільки мета моделювання - перевірити можливість регулювання гальмівної сили колісної машини в режимі докритического кочення коліс. Модель електропневматичного гальмівного приводу відповідає розрахунковій схемі. При описі газодинамічних процесів використовувався

метод з зосередженими параметрами, з наступними припущеннями: повітря розглядається як ідеальний газ; відсутня теплообмін з навколишнім середовищем; тиск, щільність і температуру в кожній точці розрахункового обсягу вважаємо однаковими (весь обсяг можна замінити одним вузлом з відповідними характеристиками). На кафедрі автомобілів ХНАДУ було виконано імітаційне моделювання динаміки гальмування з адаптивним керуванням на прикладі автобуса МАЗ-256. Формування керуючого впливу в блоці адаптивного регулятора відбувається на основі порівняння реалізованого уповільнення і бажаного. Блок електропневматичного приводу гальм управляє роботою клапанів і відпрацьовує наповнення і спорожнення гальмівних камер. Моделювалося службове гальмування з однаковим значенням зусилля на педалі і темпом його додатки для різних станів автобуса. Оцінка динаміки гальмування колісної машини виконувалась за гальмівним діаграм, одна з яких представлена на рисунку 1.1.

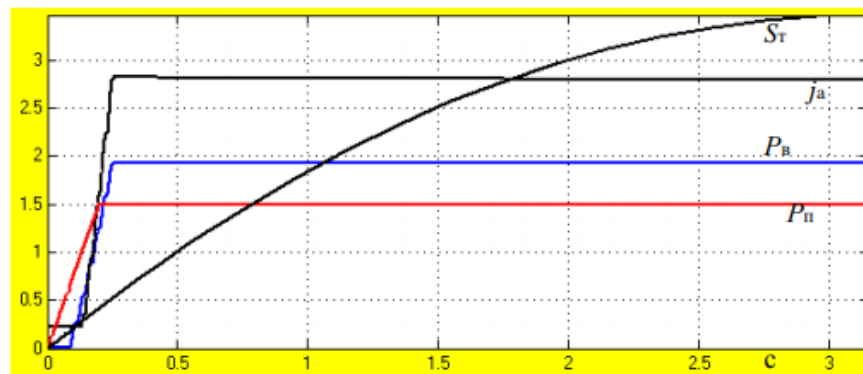
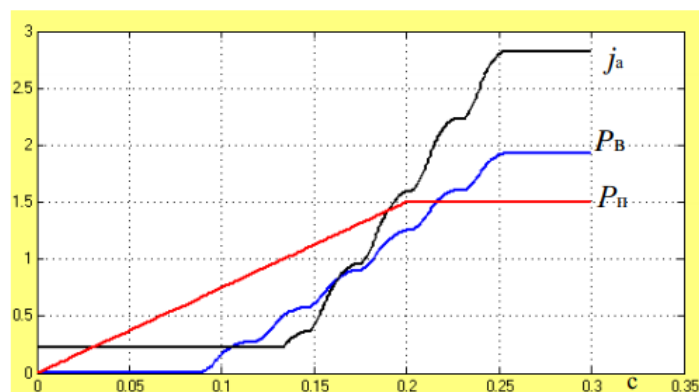


Рисунок. 1.1- Гальмівна діаграма

Динамічна стадія гальмівного управління аналізувалася по осцилограмам. Типові осцилограми представлені на рисунку 1.2.



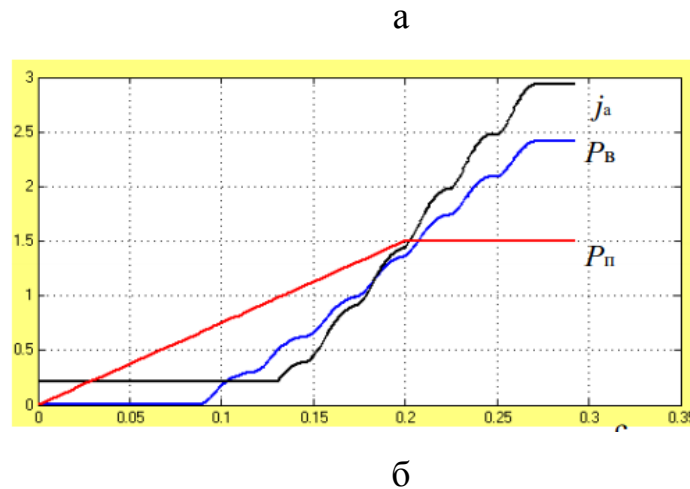


Рисунок 1.2- Осцилограми динамічної стадії адаптивного управління гальмами колісної машини: а - в спорядженому стані, б - в навантаженому стані.

При цьому оцінювалася залежність тиску в гальмівному приводі і уповільнення колісної машини для заданого темпу зміни зусилля на педалі гальма. Зазначені залежності оцінювалися при затормаживанні колісної машини в спорядженому і навантаженому стані. Очевидно, що при адаптивному управлінні гальмуванням уповільнення машини практично не залежить від стану завантаження машини, що забезпечується автоматичним підвищенням тиску повітря в гальмівному приводі з 0,193 МПа в спорядженому стані до 0,242 МПа в навантаженому стані. Слід зазначити, що при цьому водієві не треба адаптуватися до зміни становища машини, а досить сформувати зусилля на педалі гальма, що забезпечує бажане уповільнення колісної машини.

У статті [8] були розглянуті питання щодо підвищення якості та ефективності до екстремального режиму гальмування. Для адаптивного гальмівного управління колісної машини в режимі до екстремального керування, пропонується використовувати автоматичну систему з еталонною моделлю Еталонна модель  $M$  описує бажані властивості реальної системи. Вона будується в формі стаціонарного пристрою на основі попередніх розрахунків ефективності гальмування. При цьому параметри гальмування моделі відповідають сталому гальмування колісної машини для спорядженого стану, а коефіцієнти гальмуючих коліс КТКм залишаються постійними. Реалізоване уповільнення  $x_1(t)$  колісної машини порівнюються з бажаним уповільненням

$z_1(t)$ , і оцінюється помилка  $\varepsilon(t)$  управління. Відповідно до помилки управління ланцюга самонастроювання змінюють передавальну функцію пристрою керування для корекції управляючого впливу  $u(t)$ . На кафедрі автомобілів ХНАДУ було виконано імітаційне моделювання динаміки гальмування з адаптивним керуванням на прикладі автобуса МАЗ-256. Модель містить блоки: динаміки руху автобуса, електропневмопривода і адаптивного регулятора. Формування закону в блоці адаптивного регулятора відбувається на основі порівняння реалізованого уповільнення і бажаного. Блок електропневмопривода управляє роботою клапанів і відпрацьовує наповнення і спорожнення гальмівних камер. Моделювалося службове гальмування з однаковим значенням і темпом прикладення зусилля на педалі для різних станів автобуса. Оцінка динаміки гальмування виконувалась за гальмівним діаграм. Аналіз результатів дослідження динаміки гальмування автобуса показує хорошу збіжність значень уповільнення і гальмівного шляху для різних станів автобуса при адаптивному управлінні; суттєва зміна динаміки гальмування при постійних параметрах гальмівного управління.

У статті [9] розглянута схема гальмівної системи автомобіля з частково автоматизованим гідравлічним гальмівним приводом. Елемент автоматизації гальмівного приводу - вакуумний підсилювач, оснащений виконавчим пристроєм системи адаптивного управління. Дано опис статичної характеристики вакуумного підсилювача з виконавчим пристроєм системи адаптивного управління та запропонована методика визначення її параметрів, за умови забезпечення стійкості управління гальмуванням автомобіля при граничних величинах факторів, що обурюють і прийнятої помилку управління.

У статті [10] визначено ідеальний закон розподілу гальмівних сил між осями двовісного автомобіля при службових гальмуваннях. Встановлено, що зі збільшенням уповільнення двухосного автомобіля при службових гальмуваннях гальмівна сила на передній осі повинна зменшуватися.

В роботі [11] розглянуті методи підвищення точності оцінки ефективності гальмування транспортних засобів шляхом врахування більшості впливових факторів та тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи. Ця робота

присвячена проблемам оцінки ефективності гальмування ТЗ(транспортного засобу) при дослідженні ДТП. Метод, що розроблявся, включає до себе способи дослідження оцінки ефективності гальмування ТЗ, зокрема, при розслідуванні ДТП, а також систематизацію та корегування отриманих та відомих знань. Висновки робляться на основі емпіричних даних, тобто тих, що встановлюються шляхом спостереження та вимірювання. Базою отримання наукових даних у роботі є пошуковий експеримент з оцінки динаміки гальмування ТЗ різної категорії. Для пояснення процесу екстреного гальмування ТЗ у даній роботі висунута гіпотеза і побудована теорія, на основі якої складені математичні моделі предмета дослідження. Саме математичний опис дозволив систематизувати отримані дані та зробити прогнози, які потім знову були перевірені багатофакторним експериментом. Провідна наукова гіпотеза даної роботи спрямована на підвищення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ і полягає у наступному: по-перше, при моделюванні процесу гальмування ТЗ треба враховувати вплив постійно діючих сил опору повітря, опору коченню коліс і опору підйому не тільки в усталеній фазі гальмування, як це прийнято у існуючих моделях, але і під час реакції водія та час спрацьовування гальмівної системи, тобто на інтервалах часу, коли ТЗ проходить половину свого зупинного шляху. По-друге, якщо сучасні ТЗ обладнанні аеродинамічними пристроями, які здатні впливати на його динаміку руху, то це також треба враховувати при оцінці ефективності гальмування ТЗ. Потретє, на ефективність гальмування ТЗ впливають не тільки експлуатаційні параметри, які враховуються існуючими моделями, але і конструктивні особливості гальмівної системи, а саме сучасні тенденції її розвитку на базі АБС. При цьому статистична (нульова) гіпотеза дослідження полягає в тому, що динаміка гальмування ТЗ певної категорії, з певною гальмівною системою повинна підпорядковуватись одному з відомих законів розподілу. Розроблені емпіричні математичні моделі оцінки динаміки гальмування ТЗ, які враховують стохастичну природу процесу екстреного гальмування ТЗ і встановлюють регресійні залежності між випадковою величиною усталеного сповільнення ТЗ та коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою у межах певної категорії ТЗ з

урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи. На відміну від існуючих, ці моделі здатні врахувати різницю у динаміці гальмування між легковими автомобілями, обладнаними АБС, та автомобілями без АБС. Розроблено метод дослідження складних варіантів наїзду на пішохода, що відбуваються в умовах обмеженої оглядовості та видимості у режимі гальмування автомобіля. На відміну від існуючого розрахунково-графічного методу, запропонований розрахунково-аналітичний метод дослідження подібних ДТП, дозволяє проводити необхідні обчислення в автоматизованому режимі та вирішувати більш широкий спектр складних задач. Переваги запропонованого методу перевірено при моделюванні наїзду ТЗ на пішохода у програмі CYBID V-SIM-3.0.35. Проведені багатфакторні дорожні гальмівні випробування ТЗ категорій М1, М2, М3, N1, N2, N3, L з різними гальмівними системами та марками шин. Отримані результати довели, що є суттєва різниця між динамікою гальмування легкових автомобілів з АБС та без неї. Ця різниця складає в середньому 14,8 %. Крім того, ефективність гальмування сучасних автобусів категорії М3 та легкових автомобілів категорії М1, які обладнані АБС, значно відрізняється від тих даних, що застосовують експерти під час дослідження ДТП. Ця різниця складає в середньому 17,2 %. Розроблені емпіричні математичні моделі, які дозволяють враховувати вплив роботи АБС на ефективність гальмування ТЗ. Довжина зупинного шляху автомобілів категорії М1 з АБС буде на 6,8–10,6 % меншою, ніж у автомобілів тієї ж категорії, але без АБС.

В роботі [12] розглядалися теоретичні дослідження впливу дестабілізуючого момента на динамічні характеристики автомобіля під час руху, було застосовано гіпотезу про втрату стійкості через дію дестабілізуючого момента, запропоновано багатфакторний аналітичний коефіцієнт стійкості, що дозволяє оцінити стійкість руху автомобіля та її запас. Застосування розглянуто на прикладі моделювання процесу гальмування автомобіля при випереджаючому блокуванні коліс задньої осі. Динамічні характеристики автомобіля описуються рішенням системи нелінійних диференціальних рівнянь. Дестабілізуючий момент, обумовлений зсувом центра прикладення

бічних реакцій  $Z$  щодо центра мас автомобіля при заносі, визначається виразом:

$$M_{\text{dec}} = \Delta Z \cdot \sum P^E_Y, \quad (1.1)$$

Величина для цього випадку визначається залежністю

$$\Delta Z = \frac{L \cdot Y_B}{Y_A + Y_B}. \quad (1.2)$$

Реактивний момент із боку дороги щодо центра мас автомобіля

$$M_{RA} = R_{ZA} \cdot \varphi'_y \cdot a, \quad (1.3)$$

де  $\varphi'_y$  - запас коефіцієнта зчеплення для коліс передньої осі в поперечній площині

$$\varphi'_y = \varphi_{y\text{max}} - \frac{j_{cy}}{g}, \quad (1.4)$$

де  $\varphi_{y\text{max}}$  - максимальне значення коефіцієнта зчеплення в поперечній площині для коліс передньої осі.

Чисельне значення визначається як відношення дестабілізуючого момента до суми реактивних моментів передньої й задньої осей щодо центра мас і стабілізуючого момента (залежить від різниці дотичних реакцій на колесах різних бортів), що діють на автомобіль у площині дороги в процесі руху

$$K_{cm} = \frac{M_{\text{dec}}}{\sum M_R + M_{\text{стабТ}}} = \frac{M_{\text{dec}}}{M_{RA} + M_{RB} + M_{\text{стабТ}}}. \quad (1.5)$$

З аналізу виразу (1.5) можна зробити такі висновки:

- якщо  $K_{cm} = 1$ , рух автомобіля відбувається при байдужій рівновазі, тобто найменше збурювання призведе до втрати стійкості;

- якщо  $K_{cm} < 1$ , автомобіль рухається стійко, тобто можливий рух у сталому режимі ( $\varepsilon_a = 0$ );

- якщо  $K_{cm} > 1$ , рух автомобіля нестійкий, тобто під дією дестабілізуючого момента відбувається зміна кутового прискорення (кутової швидкості й курсового кута).

Для розглянутого випадку руху автомобіля при випереджальному блокуванні коліс задньої осі становить інтерес визначення коефіцієнтів стійкості

для задньої та передньої осей окремо. Побудовано графік зміни дестабілізуючого момента та стабілізуючого момента, що діють на автомобіль у площині дороги, і коефіцієнта стійкості задньої осі в процесі заносу, вирахованого за формулою (1.5). Аналіз цього графіка доводить, що, починаючи з часу  $t = 0$ , задня вісь не зберігає стійкість, величина становить 2,6...2,7; значення дестабілізуючого момента  $M_{dec}$  досягає значних значень за умови збереження власної стійкості передньою віссю автомобіля. При аналізі графіків можна визначити зону (простір над кривою) припустимого відхилення центра прикладення бічних реакцій за умови забезпечення стійкості руху автомобіля щодо кутової швидкості із заблокованими колесами задньої осі. Аналіз графіків зміни доводить, що розвиток заносу досліджуваного автомобіля за відсутності бічного ковзання коліс передньої осі (збереження передньою віссю власної стійкості) можливий при виконанні умови, тобто до момента досягнення величиною момента граничного значення суми моментів за умовами зчеплення, після чого необхідно перейти до іншої розрахункової схеми автомобіля. Також в роботі наведено параметри процесу динамічної стабілізації курсового кута автомобіля.

Процес динамічної стабілізації при гальмуванні розділено на дві фази:

- гасіння заносу задньої осі автомобіля. Тривалість першої фази до моменту виконання умови;
- усунення кутового відхилення автомобіля в площині дороги, викликаного заносом. Тривалість другої фази до моменту виконання умови .

Запропоновано розгальмовування із цією метою тільки одного заднього колеса (розташованого на внутрішньому борті стосовно напрямку заносу), що дозволяє забезпечити високі характеристики перехідних процесів обох фаз процесу стабілізації курсового кута за рахунок додаткової складової стабілізуючого момента, обумовленою різницею гальмівних сил на колесах задньої осі. У роботі наведено програму експериментальних досліджень та обробку їхніх результатів. Програма складалася із трьох етапів. Завдання першого етапу експериментальної частини полягало у визначенні динамічних параметрів руху автомобіля, а також максимальної величини дестабілізуючого момента, що діє на автомобіль, при заносі в процесі гальмування. Завдання другого етапу

експериментальної частини полягало у підтвердженні працездатності і ефективності пристрою, що дозволяє регулювати курсовий кут автомобіля при гальмуванні. Третій етап складався із двох частин. У першій частині експериментальний автомобіль рухався зі швидкістю, близькою до максимально можливої з радіусом повороту  $R=15$  м. Тиск повітря в шинах обох осей був однаковим і становив 0,196 МПа, що відповідало експлуатаційним характеристикам шин. Перед проведенням другої частини експериментальних досліджень тиск повітря в шинах передньої осі було знижено до 0,147 МПа. Це призвело до зменшення сумарного коефіцієнта опору відведенню передньої осі. У другій частині експериментальних досліджень автомобіль рухався зі швидкістю близькою до максимальної для цих умов з радіусом повороту  $R=15$  м. На автомобілі було встановлено вимірювально-реєстраційний комплекс з керуючим пристроєм.

У процесі гальмування реєструвалися такі параметри:

- час гальмування  $t$ ;
- початкова швидкість перед гальмуванням;
- кутова швидкість автомобіля в площині дороги;
- тиск у контурах гальмового приводу ;
- поздовжнє та бокове прискорення у місці розташування давачів.

Експериментальні дослідження при русі автомобіля ВА3-2108 по криволінійній траєкторії постійного радіуса показали, що робота дестабілізуючого момента в процесі руху автомобіля - величина постійна для цих дорожніх умов (відносна похибка %). Також встановлено, що значення коефіцієнта стійкості при різних динамічних параметрах автомобіля перебувають у діапазоні. Основні результати досліджень, проведених у дисертаційній роботі, дозволили інституту машин і систем Мінпромполітики і НАН України, Харківському НДІ судової експертизи імені Бокаріуса встановити вплив дестабілізуючого момента на техніко-експлуатаційні характеристики автомобілів, що важливо при аналізі причин виникнення ДТП.

Наукова робота [13] присвячена визначенню гальмівної ефективності модифікацій і комплектацій базової моделі ТЗ з пневматичною гальмівною

системою під час їх сертифікації на основі розрахунково-експериментального аналізу процесу гальмування. Розроблено математичну модель процесу гальмування модифікацій і комплектацій базової моделі КТЗ з пневматичною гальмівною системою, яка дозволяє оцінити ефективність гальмування КТЗ, стійкість КТЗ при гальмуванні, розподіл гальмових сил між осями транспортного засобу і сумісність гальмового керування автомобілів-тягачів з причепами. Розроблено методику оцінювання гальмівної ефективності КТЗ, яка дозволяє оцінити ефективність гальмування базової моделі КТЗ, її модифікацій і комплектацій з використанням робочої, запасної, стоянкової і допоміжної гальмівних систем, розподіл гальмових сил між осями транспортного засобу, а також стійкість КТЗ при гальмуванні. Результати бортового вимірального комплексу підтвердило достовірність розробленої методики оцінювання гальмівної ефективності КТЗ і правомірність прийнятих умов і допущень, а також висновків, отриманих при теоретичному дослідженні. Виконано кількісну оцінку ступеня впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів на гальмівну ефективність модифікацій і 19 комплектацій базової моделі КТЗ під час їх сертифікації, а також встановлено діапазони можливих варіацій технічних параметрів КТЗ, за яких оціночні показники ефективності гальмівної системи відповідають нормативним значенням.

## **1.2 Аналіз патентної інформації**

У патенті [14] в основу винаходу поставлена задача поліпшення якості процесу регулювання гальмівних сил і підвищення швидкодії гідравлічного гальмівного приводу при гальмуванні. Для автомобілів з центром тяжкості, зміщеним до передньої осі крива ідеального розподілу тисків в передньому і задньому гальмівних контурах, побудована з умови одночасного блокування всіх коліс автомобіля і має максимум. На початку процесу гальмування тиск робочого тіла від переднього гальмівного контуру через канали 11 і 10 порожнину 8, канал 7, порожнину 4 і канал 6 надходить в задній гальмівний контур. Тиск в обох контурах підвищується до настання точки "а". Під дією сил інерції при гальмуванні транспортного елемент 9 переміщається і роз'єднує контури ділянку

(а-Б). При подальшому збільшенні тиску  $P_1$  в передньому гальмівному контурі, що перевищує зусилля пружини 16, викликає переміщення (точки Б) диференціального поршня, збільшується обсяг порожнини 4; тиск  $P_2$  в задньому гальмівному контурі знижується (ділянка Б-с); подальше переміщення поршня 2 обмежує упор 17 (точка с). При подальшому збільшенні тиску  $P_1$ , тиск в задньому контурі залишається незмінним (ділянка с ~ d). Підбором жорсткості пружини 16 і площі кільцевої поверхні диференціального поршня 2 можна домогтися, що точки а, б, d буду перебувати на кривій 21 ідеального розподілу тисків, а точка з максимально наближена до кривої 21.

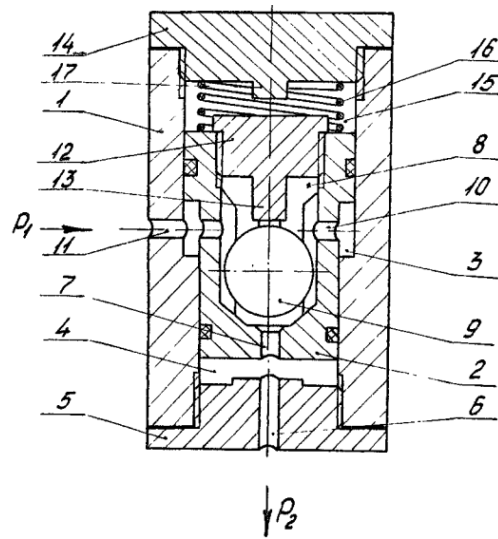


Рисунок 1.3 - Регулятор тиску

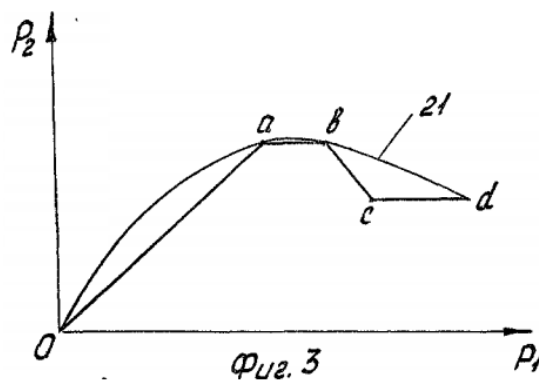


Рисунок 1.4 - Тиск в гальмівних контурах передніх і задніх коліс відповідно  $P_1$  і  $P_2$ .

У патент [15] покладена задача по спрощенню конструкції регулятора і підвищенню його надійності. Працює регулятор наступним чином. В процесі загальмування шток 29 впливає через вилку 28 на корпус 1 регулятора і повертає його проти хід часово стрілки. Внаслідок цього, важіль 20, з'єднаний тягою

30 нерухомою деталлю, повертається щодо корпусу 1. При цьому в з'єднанні його з муфтою 17 спочатку вибирається зазор 23. Потім муфта 17 починає повертатися разом з важелем 20. В цей час черв'як 16 залишається нерухомим, так як кулачки муфти 17 повертаються щодо кулачків черв'яка 16 в храпова з'єднанні 18 в напрямку обгону, а момент опору обертанню черв'яка 16 значно більше моменту, що передається храповим з'єднання в режимі обгону. здійснюється автоматичне регулювання гальма. Якщо зазор між накладками і барабаном гальма не перевищує необхідного, то муфта 17 повернеться щодо черв'яка 16 в межах кроку кулачків храпового з'єднання 18 і перескакування кулачків не відбудеться. При растормаживанні всі деталі повертаються у вихідне становище і регулювання гальма не відбувається. Внаслідок зносу гальмівних накладок, зазор в гальмі збільшується. Але конструкція регулятора дозволяє здійснити автоматичне регулювання гальма. Конструкція регулятора проста і містить невелику кількість деталей, виготовлення яких не викликає великої трудомісткості.

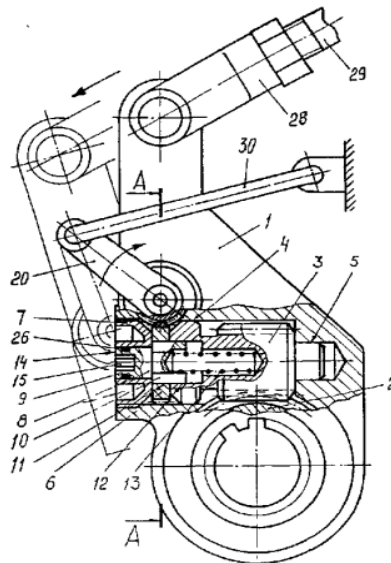


Рисунок 1.5 - Регулятор тиску

Виходячи з того на що потрібно звернути увагу з метою поліпшення ефективності гальмування, наприклад задньопривідного автомобіля категорії М1 ранніх років випуску, пропоную зупинитись на визначенні наступних параметрів гальмівної системи, рисунок 1.6.



Рисунок 1.6 – Параметри гальмівної системи автомобіля

Таким чином на підставі проведеного аналізу науково-технічних джерел інформації: наукових праць, дисертацій, патентів розглянуті способи регулювання вихідних параметрів гальмівної системи, проблеми підвищення стійкості руху транспортного засобу при гальмуванні, вибору оптимальних критеріїв проектування гальмових систем і покращенню гальмових характеристик автомобіля. Це дало мені можливість сформульовані наступні наукові категорії магістерського дослідження.

**Мета роботи** – покращення гальмівної ефективності задньопривідного автомобіля під час руху в екстремальних дорожніх умовах.

**Об'єкт дослідження** – процес взаємодії елементів в конструкції динамічного регулятора з пропорційним клапаном.

**Предмет дослідження** – вплив ходу примусового переміщення поршня динамічного регулятора з пропорційним клапаном на тиски гальмівної рідини в робочих магістралях.

**Методи дослідження:** аналіз джерел інформації для визначення актуальності дослідження, аналітичні розрахунки граничної гальмівної сили за умов зчеплення та перерозподілу ваги автомобіля, фізичне моделювання в лабораторних умовах робочих процесів в динамічному регуляторі гальмівних сил автомобіля ВАЗ 2107 для визначення його характеристики, методи математичної статистики для обробки експериментальних даних.

**Задачі дослідження:**

- провести оцінку ефективності роботи регулятора гальмівних сил в базовій схемі компоновки автомобіля прототипної конструкції;
- провести вибір та обґрунтувати екстремальні дорожні умови руху автомобіля;
- визначити граничні гальмові сили при зміні кута нахилу дороги та коефіцієнта зчеплення колеса з її покриттям;
- визначити необхідні тиски рідини в контурах приводу гальмівних механізмів при перерозподілі ваги автомобіля за різними нахилами профілю дороги та зчеплення коліс з опорною поверхнею;
- провести фізичне моделювання впливу примусового переміщення поршня натурального регулятора гальмівних сил для визначення характеру зміни тисків в контурах керування;
- провести порівняльну оцінку між розрахунковими та експериментальними даними щодо відтворення можливих змін тисків в контурах керування автомобіля прототипної конструкції;
- запропонувати компоновку гідравлічної схеми керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс задньопривідного автомобіля;
- попередньо розробити та скласти у графічному вигляді алгоритм керування тисками в контурах приводу гальмівних механізмів задніх коліс.

## 2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА СКЛАДОВИХ ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

### 2.1 Вимоги до гальмівних систем

Вимоги до технічного стану гальмівної системи транспортного засобу викладено у ГОСТ [16].

Робоча гальмівна система АТС повинна забезпечувати виконання нормативів ефективності гальмування на стендах згідно з таблицею 2.1, або в дорожніх умовах згідно з таблицею 2.2 або 2.3. Початкова швидкість гальмування при перевірках в дорожніх умовах - 40 км / ч.

У дорожніх умовах при гальмуванні робочою гальмівною системою з початкової швидкістю гальмування 40 км / год АТС не повинно жодної своєї частиною виходити з нормативного коридору руху шириною 3 м.

Таблиця 2.1 - Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою при перевірках на роликівих стендах

АТС	Категорія АТС	Зусилля на органі керування $P_n, H$	Питома гальмівна сила $g_T$ не менше
Пасажи́рські та вантажо-пасажи́рські	M1	490	0.53
	M2, M3	686	0,45

Таблиця 2.2 - Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою в дорожніх умовах при початковій швидкості гальмування 40 км / год з використанням приладу для перевірки гальмівних систем

АТС	Категорія АТС (тягача в складі автопоїзда)	Зусилля на органі керування $P_n, H$	Гальмівний шлях АТС $S_T, m$ , не більше
Пасажи́рські та вантажо-пасажи́рські автомобіли	M1	490	15,8
	M2, M3	686	19,6
Легкові автомобілі з причепом без гальм	M1	490	15,8

Таблиця 2.3 - Нормативи ефективності гальмування АТЗ робочою гальмівною системою в дорожніх умовах при початковій швидкості гальмування 40 км / год з використанням реєструючого деселерометра

АТЗ	Категорія АТЗ (тягача в складі автопоїзда)	Зусилля на органі керування $P_{п}, Н$	Стале уповільнення $J_{уст.}, м/с^2$ , не менше	Час спрацювання гальмівної системи $t_{сп}, с$ , не більше
Пасажи́рські та вантажо-пасажи́рські автомобілі	М1	490	5,2	0,6
	М2, М3	686	4,5	0,8 (1,0*)
Легкові автомобілі з причепом без гальм	М1	490	5,2	0,6

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

Порушення герметичності трубопроводів або з'єднань в гідравлічному гальмівному приводі, підтікання гальмової рідини, наявність в гальмівному приводі видимих місць перетирання, корозії, механічних пошкоджень, перегинів або деталей з тріщинами або залишкової деформацією не допускаються.

Гнучкі гальмівні шланги, передають тиск стисненого повітря або гальмівної 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 де-формацій пружних елементів підвіски і кутів повороту коліс АТЗ. Набухання шлангів під тиском, тріщини і наявність на них видимих місць перетирання не допускаються.

Дія робочої системи повинна забезпечувати плавне, без утруднень зменшення і збільшення гальмівних сил (уповільнення АТЗ) при зменшенні і збільшенні, відповідно, зусилля впливу на орган керування гальмовою системою.

Установчі параметри регулятора гальмівних сил (тиск на контрольному виведення, зусилля натягу або подовження пружини при додатку зусилля, зазор і т.п.) для АТЗ дозволеною максимальною і спорядженої маси повинні відповідати значенням, зазначеним у встановленій на АТЗ табличці виробника або в експлуатаційній документації, або в керівництві по ремонту АТЗ.

Стандарт [16] поширюється на гальмівні системи пасажирських і вантажних автомобілів, автопоїздів, автобусів, тролейбусів, автомобільних причепів, напівпричепів та спеціальних причіпних систем (далі - автотранспортних засобів), призначених для експлуатації на автомобільних дорогах загальної мережі СРСР, і встановлює технічні вимоги до гальмівних системам і нормативи їх ефективності.

### **Загальні вимоги**

Автотранспортний засіб повинен мати робочу і стоянкову гальмівні системи.

Розміщення елементів управління повинне забезпечувати доступність і зручність керування гальмівними системами. Робоча стоянкова гальмівні системи повинні впливати на поверхні терття постійно пов'язані з колесами автотранспортного засобу за допомогою деталей, які не повинні виходити з ладу від зусиль, що виникають в процесі гальмування автотранспортного засобу.

Гальмівні системи після обкатки автотранспортного засобу та необхідної підробітки гальмівних механізмів повинні забезпечувати рівномірний розподіл гальмівних сил між колесами однієї осі. Допустиме відхилення не повинно перевищувати 15% максимального значення гальмівної сили.

Знос фрикційних поверхонь гальмівних механізмів повинен компенсуватися системою ручного або автоматичного регулювання. Гальмівні системи повинні забезпечувати встановлену ефективність гальмування без регулювання зазорів після нагрівання гальмівних механізмів при допустимих інструкцією по експлуатації величинах зазору під фрикційної парі гальмівних механізмів в холодному стані.

Розташування і кріплення елементів гальмівних систем повинні забезпечувати їх збереження та працездатність при експлуатації, а в разі

поломки в трансмісії або рульового управління, що призводить до пошкодження гальмівної системи, забезпечувати можливість гальмування автотранспортного засобу з необхідною ефективністю.

Апарати гальмівного приводу, елементи магістралей, резервуари гальмівної рідини і акумулятори енергії повинні бути захищені або розташовані на автотранспортному засобі так, щоб вони не піддавалися нагріванню, що веде до втрати їх працездатності.

Гальмівна педаль і її кронштейн, з'єднання між гальмівною педаллю і головним гальмівним циліндром або гальмівним краном, корпуси гальмівних апаратів (включаючи колісні гальмівні гідроциліндри, гальмівні камери і пневмоциліндри) і їх поршні, система гальмівних важелів і куркулів, гальмівні колодки, барабани і диски не повинні виходити з ладу через поломки протягом усього терміну служби автотранспортного засобу в умовах експлуатації, для яких він призначений.

Розташування елементів гальмівної системи повинна забезпечувати можливість їх технічного обслуговування і заміни за допомогою інструменту водія, що додається до автомобіля.

Гальмівні системи автотранспортних засобів повинні бути обладнані системами сигналізації і контролю їх стану.

Робоча гальмівна система повинна забезпечувати зменшення швидкості і зупинку автотранспортного засобу незалежно від його швидкості, навантаження і величин ухилів доріг, для яких воно призначене.

Робоча гальмівна система повинна діяти на всі колеса автотранспортного засобу. Дія робочої гальмової системи повинна бути регульованою і раціонально розподілятися по осях автотранспортного засобу.

Час спрацювання приводу робочої гальмівної системи автотранспортних засобів має становити не більше 0,4 с.

Стандарт [17] поширюється на апарати гідравлічного гальмівного приводу автотранспортних засобів в зборі: головні гальмівні циліндри, скоби дискові гальмівних механізмів, колісні гальмівні циліндри барабанних гальмівних механізмів, регулятори гальмівних сил, вакуумні (в зборі з

головними гальмівними циліндрами) і гідровакуумного підсилювачі - і встановлює технічні вимоги і методи випробувань.

### **Технічні вимоги**

Апарати гідравлічного гальмівного приводу повинні відповідати вимогам цього стандарту, ГОСТ 23181 і технічної документації (ТД), затвердженої в установленому порядку.

Апарати гідравлічного гальмівного приводу повинні володіти герметичністю і міцністю при тиску на вході, відповідному тиску при зусиллі на педалі гальма по ГОСТ 23181, але не менше 20 МПа.

Залишкова деформація корпусу підсилювача в осьовому напрямку після випробувань на міцність не повинна перевищувати 0,3 мм.

Вимоги до герметичності і міцності апаратів гальмівного приводу повинні виконуватися також після проведення випробувань циклічним навантаженням відповідно до режимів, і в обсязі не менше 150000 циклів.

Стандарт [18] поширюють на колісні транспортні засоби (далі - КТЗ) категорій М, МG, N, NG, O, що призначені для перевезення вантажів та (або) пасажирів на дорогах загально Користування. 1) стандарти не поширюють на КТЗ: - максимальна швидкість яких за конструкцією не перевищує 25 км / год; - призначені для Виконання транспортних операцій (в тому числі технологічних) винятково поза дорогами Загальна Користування; - для спортивних змагань та Військових цілей. Стандарт установлює вимоги безпеки до технічного стану КТЗ, що знаходяться в експлуатації, та методи контролю.

### **Вимоги до гальмівних систем**

Не допускаються наявності деталей гальмівних систем із тріщинами і залишковою деформацією, відсутності герметичності гальмівного приводу та непередбаченого конструкцією контакту його трубопроводів з елементами КТЗ.

Рівень гальмівної Рідини в резервуарі гідравлічного або пневм-гідравлічного приводу винен відповідати вимогам.

Система сигналізації та контролю гальмівних систем винна функціонувати відповідно до вимог.

Регулятор гальмівних сил або обмежувачі тиску робочого тіла (за наявності) мають бути відрегульовані відповідно до вимог експлуатації.

Антиблокувальні пристрої гальмівної системи та інші електронні пристрої підвищення стійкості КТЗ (за наявності) та їх сигналізатори мають функціонувати відповідно до вимог експлуатації ДСТУ 3649: 2008 24.

### **Робоча гальмівна система**

Вибір показників обумовлюється обраних методом контролю: за методом стендових випробувань визначаються показателі, за методом дорожніх випробувань. При використанні методу дорожніх випробувань, будь-яка частина КТЗ під час гальмування не повинна виходити за межі коридору руху шириною 3,5 м.

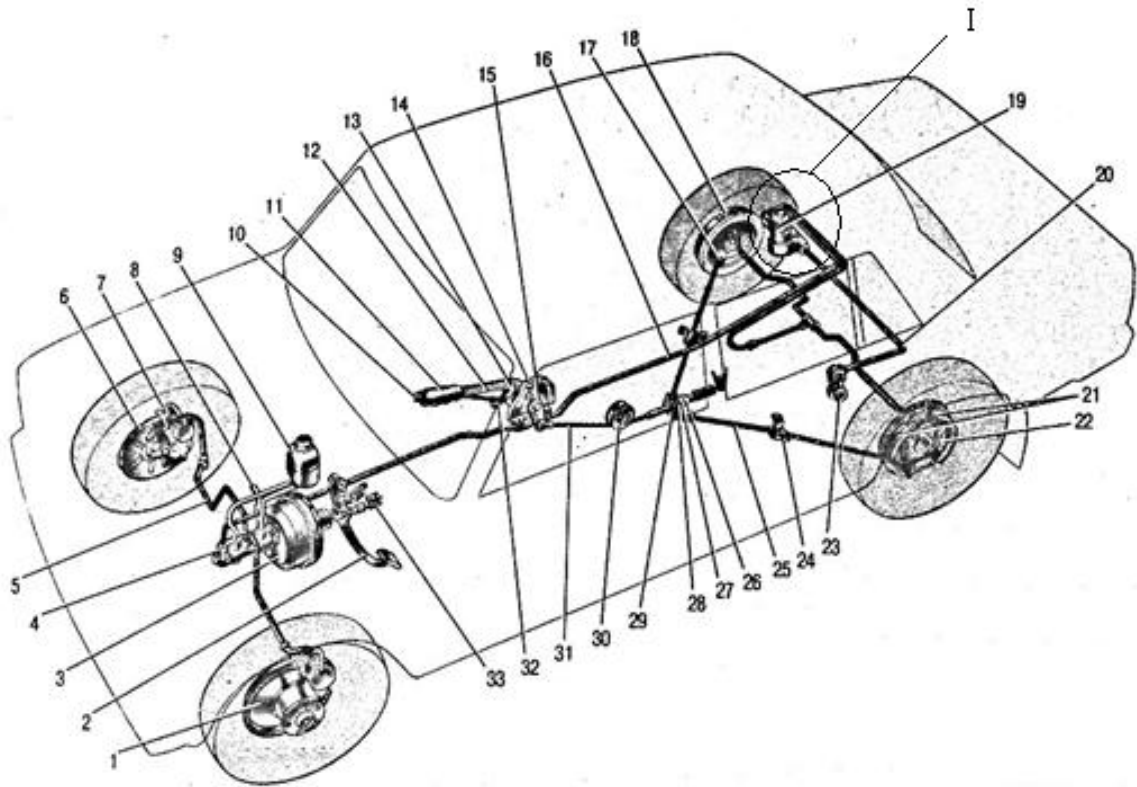
### **Зносостійкість гальмівної системи**

Показники ефективності гальмування є усталене сповільнення КТЗ, значення которого повинною бути не менше ніж:  $0,5 \text{ м / с}^2$  ( $0,6 \text{ м / с}^2$  - при випробуванні міжміських автобусів та туристичних автобусів дальнього сполучення) - для КТЗ у стані максимальної масі;  $0,8 \text{ м / с}^2$  - для КТЗ у стані порожньої масі. прДСТУ 3649: 2008 25

## **2.2 Загальні відомості про гальмівну систему автомобіля ВАЗ 2107**

В якості базової моделі автомобіля обрано легковий автомобіль ВАЗ 2107 з регулятором гальмівних сил динамічного типу з пропорційним клапаном, гідравлічний привід гальмівної системи наведена на рисунку 2.1.

Гальмівна система служить для зниження швидкості і швидкої зупинки автомобіля, а також для утримання його на місці при стоянці. Сучасний автомобіль обладнується робочою і стоянковою гальмівними системами. Робоча гальмівна система служить для зниження швидкості руху автомобіля аж до повної його зупинки незалежно від його швидкості, навантаження і ухилів дороги.



I - предмет дослідження; 1-гальмовий диск; 2-педаць гальма; 3- вакуумний підсилювач; 4-головний циліндр гідроприводу гальм; 5-трубопровід контуру приводу передніх гальм; 6-захисний кожух переднього гальма; 7-суппорт переднього гальма; 8-вакуумний трубопровід; 9-бачок головного циліндра; 10-кнопка важеля приводу гальма стоянки; 11-Важіль приводу гальма стоянки; 12-тяга засувки важеля; 13- засувка важеля; 14-кронштейн важеля приводу гальма стоянки; 15-поворотний важіль; 16-трубопровід контуру приводу задніх гальм; 17-фланец заднього наконечника оболонки троса; 18-циліндр заднього гальма; 19- регулятор тиску задніх гальм; 20-важіль приводу регулятора тиску; 21- колодки гальма; 22-важіль ручного приводу колодок; 23-тяга важеля приводу регулятора тиску; 24-кронштейн кріплення переднього наконечника оболонки троса; 25-задній трос; 26-контргайка; 27-регульовальна гайка; 28-втулка; 29-напрямна заднього троса; 30-направляючий ролик; 31-передній трос; 32-упор вимикача контрольної лампи гальма стоянки; 33-вимикач стоп-сигналу

Рисунок 2.1 – Гальмівна система ВАЗ-2107

Стоянкова гальмівна система слугує для утримання на місці автомобіля, що стоїть на поверхнях з ухилом, а також може бути використана як екстрена аварійна гальмівна система при відмові основної.

ВАЗ-2107 вібрав у себе все найкраще від раніше випущених "Жигулів". Двохконтурна гальмівна система, регулятор тиску в системі задніх гальм, автоматичне регулювання зазорів між гальмівними колодками, дисками, барабанами підвищують ефективність гальмування [30].

Регулятор гальмівних зусиль являє собою механічний пристрій, призначений для скидання надлишкового тиску в задніх барабанних гальмах [31].

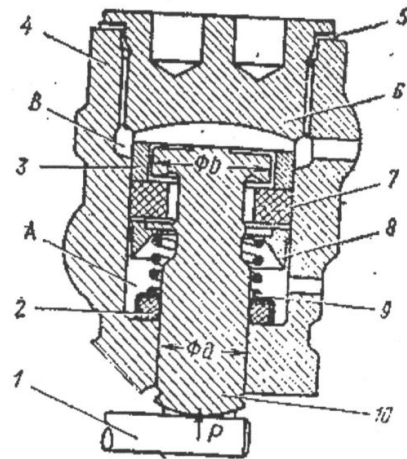
Регулятор тиску включений у привід задніх гальм для зниження тиску в цьому контурі при зменшенні навантаження на задній міст, щоб не допустити юза задніх коліс. Він кріпиться двома болтами з пружинними шайбами до кронштейна кузова. Причому один отвір у кронштейні виконано овальним, що дозволяє регулювати положення регулятора тиску. У дію регулятор тиску приводиться торсійним важелем, що кріпиться до кузова обоймою через гумову опорну втулку. Довге плече важеля приводу регулятора тиску з'єднується шарнірно через тягу з балкою заднього моста, а коротке плече проходить через отвір осі і заходить у виріз нижньої частини поршня 10 регулятора тиску. Це плече передає на поршень коливальний рух балки заднього моста.

У корпус регулятора тиску вкручені штуцери двох трубопроводів: нижнього - для підведення рідини від головного циліндра гідроприводу гальм, верхнього - для подачі рідини до колісних циліндрів задніх гальм. Поршень регулятора тиску на виході з корпусу ущільнений кільцем, розташованим у металевій обоймі. Це кільце підгортається до нижньої частини корпусу пружиною. Верхній кінець пружини упирається в тарілку, що плаває, і через неї в заплічка поршня. Пружина прагне піджати поршень до упору його в пробку, що укручена в корпус регулятора тиску. Під пробку встановлена ущільнювальна прокладка. Втулка вільно кладеться на голівку поршня. Вона обмежує підйом ущільнювача нагору до голівки поршня.

Коли в гідравлічному приводі гальм немає тиску, то поршень 10 під дією пружини і торсійного важеля піднятий нагору до упору в пробку. Тому порожнини

корпусу, що знаходяться над головкою поршня і під нею, вільно повідомляються. Це відкриває вільний прохід рідини до колісних циліндрів задніх гальм.

При гальмуванні гальмовий момент, що створився, на колесах перерозподіляє навантаження по вісях автомобіля: на передню вісь навантаження збільшується, на задню — зменшується. Це приводить до підняття задка кузова, тобто відстань між балкою заднього моста і кузовом збільшується. При цьому коротке плече важеля . опускається, і поршень регулятора тиску під тиском рідини починає опускатися, стискаючи пружину. У момент повного гальмування відбувається максимальне переміщення навантаження з задньої вісі на передню і найбільший підйом задка кузова. Зчеплення ведучих коліс з дорогою погіршується, а тиск торсійного важеля на поршен зменшується. Унаслідок більшої площі торця головки поршня сила від тиску рідини опускає поршень униз до зіткнення головки з ущільнювачем . Подальше надходження рідини до колісних циліндрів задніх гальм припиняється, тобто гальмовий момент на задніх колесах не збільшується, незважаючи на сильне натискання на педаль гальма. Тому задні колеса автомобіля не блокуються і не відбувається занос автомобіля.



А-порожнина нормального тиску; В - порожнина регульованого тиску; Р-зусилля, передане важелем 1 приводу регулятора тиску; 1 - важіль приводу регулятора тиску; 2 -ущільнювальне кільце; 3 -розпірна втулка; 4 - корпус регулятора; 5 - прокладка; 6- кришка; 7 - гумовий ущільнювач; 8 -тарілка пружини; 9 - пружина поршня; 10 - поршень.

Рисунок 2.2- Регулятор тиску гальм (у неробочому положенні)

Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що регулятор гальмівних сил є елементом системи безпеки автомобіля, частково зберігає його стійкість на дорозі при екстремому натисканні на педаль гальма.

### **Можливі несправності регулятора**

До несправностей, які виникають під час експлуатації регулятора відносяться:

- заклинювання клапана;
- розрегулювання положення;
- протікання гальмівної рідини.

Розрегульований регулятор можна налаштувати. Визначити потребу в регулюванні рівня можна по поведінці машини при натисканні на гальмо. При не правильному налаштуванні регулятора машину починає кидати в бік.

При заклинюванні клапана або протіканні рідини механізм підлягає заміні. Теоретично його можна відремонтувати. Однак процес такого ремонту складний і дорогий, що робить його нерентабельним.

### **Налаштування регулятора тиску гальм на автомобілі ВАЗ - 2107**

Для забезпечення нормального гальмування автомобіля важливо правильно відрегулювати регулятор. Такі пристрої дуже часто заклинивають, що призводить до відсутності гальм на задніх колесах. Якщо це сталося, то після заміни, важливо правильно його відрегулювати. В іншому випадку, даний механізм краще не використовувати, ніж застосовувати його в несправному стані.

Якщо регулятор вийшов з ладу, то ремонту даний механізм не підлягає. Визначити несправність регулятора можна при гальмуванні. Якщо при різкому гальмуванні виникає занос задньої частини автомобіля, то це свідчить про те, що регулятор не працює так як потрібно. Для початку розглянемо, як відрегулювати регулятор при ослабленні болтів. Налаштування пристрою виконується в такий спосіб.

Перш за все, слід загнати автомобіль на оглядову яму, і завантажити в багажник вантаж вагою близько 150-200 кг.

Після цього слід послабити кріплення болтів 1 і 2, щоб можна було легко повертати кронштейн кріплення.

На наступному етапі слід від'єднати важіль під номером 4 від тяги 7

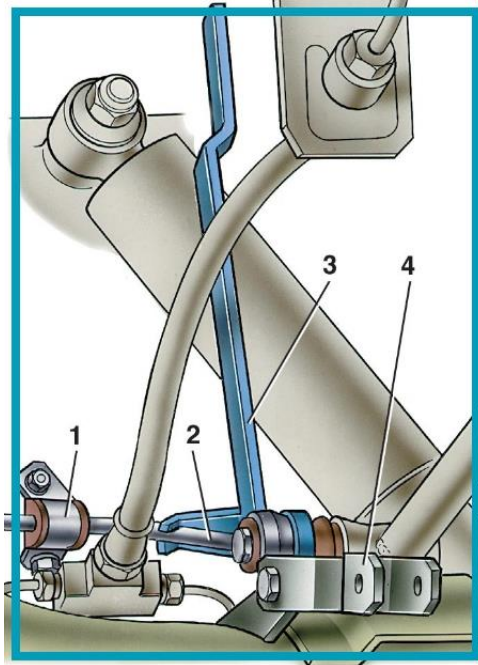


Рисунок 2.3-Налаштування регулятора гальмівних сил автомобіля.

На кінці важеля слід закріпити пристосування під номером 3, як показано на фото вище. Стрижень такого пристосування повинен бути спрямований вгору до упору в кузов автомобіля.

Так чином, налаштовується відстань 140 мм між закінченням важеля і лонжероном кузова.

Далі слід підняти захисний ковпачок, і повернути регулятор до моменту з'єднання важеля з поршнем.

Тепер потрібно затягнути болти кріплення, і поставити на місце гумовий ковпачок.

На завершальному етапі демонтується пристосування під номером 3, після чого здійснюється з'єднання кінця важеля з тягою.

Після цього здійснюється перевірка отрегульованого регулятора. Найкраще перевірку здійснювати на повороті, при цьому потрібно розігнатися і

різко загальмувати. Якщо машину не буде вести, значить, було налаштовано правильно.

### **Висновки за розділом**

Проведений аналіз нормативних документів ГОСТ, ДСТУ, які регламентують розробку/ випробування/ експлуатацію гальмівної системи автомобіля

В якості базової моделі автомобіля категорії М1 обраний автомобіль ВАЗ-2107.

Проведена техніко-економічна характеристика гальмівної системи автомобіля.

Описаний принцип дії та несправності регулятора тиску гальмівних сил.

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

#### 3.1 Умови руху автомобіля на обмежених ділянках з змінним профілем

Прохідністю називається експлуатаційна властивість, що визначає можливість руху автомобіля в погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю й при подоланні різних перешкод [32].

До погіршених дорожніх умов відносяться мокрі, брудні, засніжені, зледенілі, розбиті й розмоклі дороги. При русі по бездоріжжю відбувається взаємодія автомобіля з різними ґрунтовими поверхнями.

До перешкод відносять:

- ухили;
- бар'єрні перешкоди, профіль яких являє собою короткі ухили й пороги (дорожні насипи, канали, пришляхові кювети, рови);
- дискретні перешкоди (пні, валуни і т.д.). Втрата прохідності може бути повної або часткової:

Повною втратою прохідності є – припинення руху.

Часткова втрата прохідності зв'язана зі зниженням швидкості руху (продуктивності), а також з ростом витрати палива в розглянутих умовах руху.

За рівнем прохідності автомобілі й автопоїзда підрозділяють на дорожні (звичайної прохідності), підвищеній прохідності, високої прохідності. До дорожніх відносяться автомобілі й автопоїзда, призначені переважно для використання на дорогах із твердим покриттям. Конструктивними ознаками таких АТЗ є: неповнопривідність (колісна формула автомобілів-тягачів – 4x2, 6x2, 6x4), шини з дорожнім або універсальним малюнком протектора, використання в трансмісії простих диференціалів.

Автомобілі й автопоїзда підвищеної прохідності призначені для використання як на дорогах із твердим покриттям, так і поза дорогами і подолання природних перешкод. Їхньою основною конструктивною ознакою є повнопривідність, тому цю групу поєднують за назвою повнопривідні

автомобілі. У трансмісіях автомобілів підвищеної прохідності в більшості випадків установлюють блокувальні диференціали.

Прохідність ділиться на профільну й опорну. Профільна прохідність характеризує можливість долати нерівності шляху, перешкоди і вписуватися в необхідну смугу руху. Опорна прохідність визначає можливість руху в погіршених дорожніх умовах і по ґрунтах, що деформуються.

Більшість одиничних показників профільної прохідності являє собою геометричні параметри автомобіля й причіпного складу. Профільну прохідність автомобілів відповідно до ГОСТ 2265 –77 оцінюють по наступних показниках:

- дорожньому просвіту;
- передньому (задньому) звису;
- куту переднього (заднього) звису;
- поздовжньому радіусу прохідності;
- найбільшому куту подоланого підйому;
- найбільшому куту подоланого косогору.

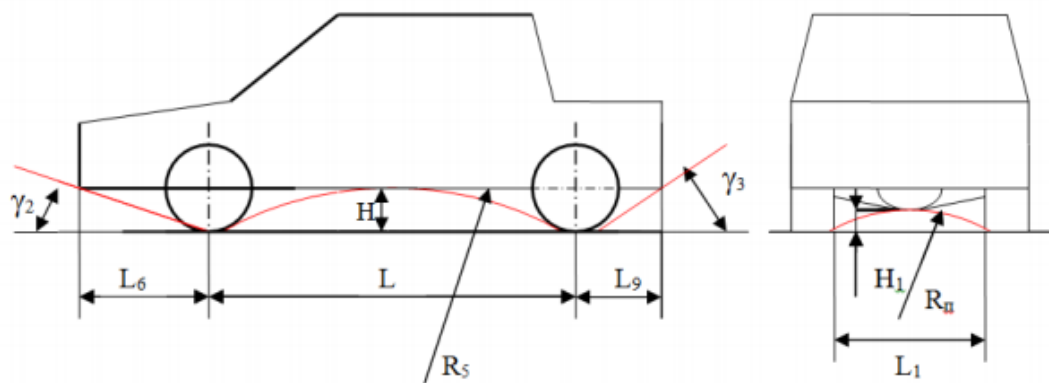


Рисунок 3.1- Параметри профільної прохідності легкового автомобіля

Дорожній просвіт  $H_1$  (рисунок 3.1). Відстань від найнижче розташованих точок автомобіля (причепа) до опорної поверхні визначає можливість руху по м'яких ґрунтах і подолання зосереджених перешкод (каменів, пнів і т.д.).

Передній  $L_6$  (задній  $L_9$ ) звис (рисунок 3.1). Відстань від крайньої частини контуру передньої (задньої) виступаючої частини по довжині автомобіля від площини, що перпендикулярна опорній поверхні, що проходить через центри

передніх (задніх) коліс, яка впливає на прохідність при переїзді через канави, пороги, кювети й т.п.

Кут переднього  $\gamma_2$  (заднього  $\gamma_3$ ) звису. Кут між опорною поверхнею й площиною, дотичною до кіл зовнішніх діаметрів передніх (задніх) коліс і точкою контуру передньої (задньої) частини автомобіля що проходить таким чином, що всі інші точки контуру виявляються із зовнішньої сторони цього кута, характеризує можливість подолання перешкод з короткими підйомами й спусками. Для дорожніх автомобілів  $\gamma_2 \geq 25^\circ$ , а  $\gamma_3 \geq 20^\circ$ .

Поздовжній радіус прохідності  $R_5$ . Радіус циліндра, дотичного до кіл, описаних вільними радіусами сусідніх коліс, найбільш рознесених по базі, що й проходить через точку контуру нижньої частини автомобіля таким чином, що всі інші точки контуру виявляються із зовнішньої сторони цього циліндра, характеризує прохідність по місцевості з перешкодами гребнистого характеру, складками місцевості, насипами, буграми. Найбільший кут подоланого підйому. Кут підйому, що має довжину не менше двократної довжини автомобіля або автопоїзда, і рівну поверхні, подоланій автомобілем без використання інерції, порушень умов нормальної роботи агрегатів і безпеки руху, регламентований ГОСТ Р 52280-2004. Установлене значення максимального підйому 25% для одиночного автомобіля дорожнього типу й 18% для автопоїзда.

Найбільший кут подоланого косогуру. При русі автомобіля по рівному косогуру без бічного ковзання коліс більш ніж на ширину профілю шини й без порушення умов нормальної роботи агрегатів і безпеки визначають цей параметр, який ненормований стандартами.

### **3.1.1 Рух автомобіля по ухилам в поздовжньому напрямку**

При русі автомобіля на спусках і підйомах по дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення може відбуватися втрата поздовжньої стійкості у вигляді ковзання. При спуску це виражається в поздовжньому ковзанні автомобіля в напрямку руху, а при підйомі - в буксованні ведучих коліс, що викликає сповзання автомобіля назад.

Рух на слизькому спуску відбувається з малою швидкістю, тому силою опору повітря і силою опору коченню в ситуації, що розглядається можна знехтувати.

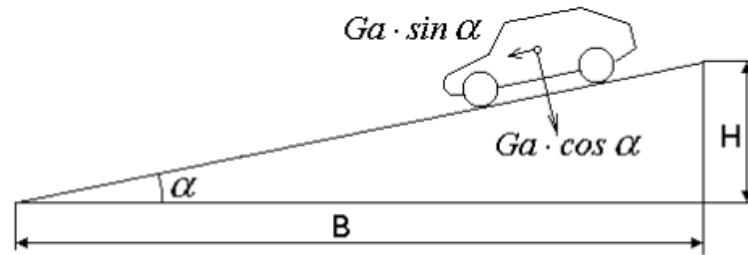


Рисунок 3.2- Розрахункова схема для визначення показників стійкості автомобіля при русі на спуску

Сила, що викликає зісковзування автомобіля:

$$P = G_a \cdot \sin \alpha \quad (3.1)$$

Максимальна сила, що утримує автомобіль на спуску дорівнює силі зчеплення:

$$P_{\text{сц}} = G_a \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \quad (3.2)$$

Рівність цих сил відповідає початку зісковзування автомобіля, при цьому:

$$\varphi = \operatorname{tg} \alpha \quad (3.3)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \varphi \quad (3.4)$$

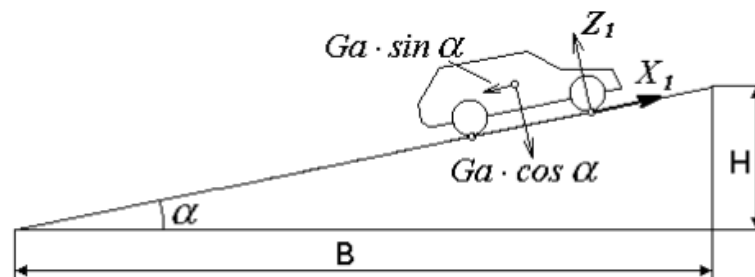


Рисунок 3.3- Розрахункова схема для визначення показників стійкості автомобіля при русі на підйом

На рисунку 3.3 наведена розрахункова схема для визначення граничного значення кута підйому, подоланого передньопривідним автомобілем за умовою зчеплення. Максимальна величина поздовжньої реакції в цьому випадку обмежена силою зчеплення передніх ведучих коліс. Рух на слизькому підйомі

відбувається з малою швидкістю, тому силою опору повітря і силою опору коченню в ситуації, що розглядається можна знехтувати.

$$X_1 \leq \varphi \cdot Z_1 \quad (3.5)$$

тут  $X_1 = G_a \cdot \sin \alpha$  для визначення  $Z_1$  складемо рівняння моментів всіх сил щодо точки контакту задніх ведених коліс з опорною поверхнею:

$$Z_1 \cdot L + G_a \cdot h \cdot \sin \alpha - G_a \cdot b \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3.6)$$

де  $b$  і  $h$  - координати центру ваги автомобіля

Висловивши  $Z_1$  з рівняння (3.6) і підставивши його значення в (3.5). отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\varphi \cdot b}{L + \varphi \cdot h} \quad (3.7)$$

### 3.1.2 Рух автомобіля по ухилам в поперечному напрямку

Максимальний кут косягору за умовою занесення (ковзання)  $\beta_3$  - кут поперечного ухилу дороги, при якому починається ковзання автомобіля, ілюструє рисунок 3.4.

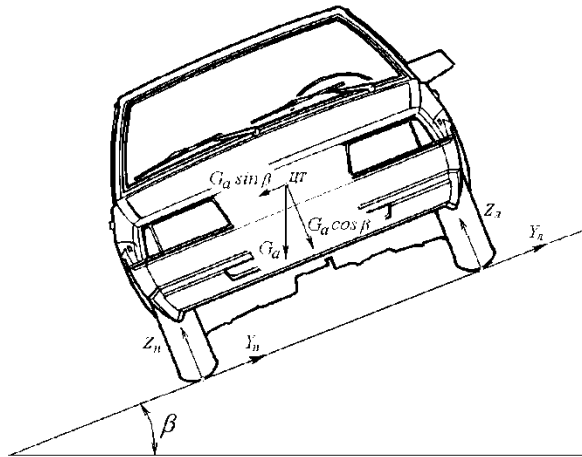


Рисунок 3.4 - Розрахункова схема для визначення показників стійкості автомобіля при русі по дорозі з поперечним ухилом

Втрата стійкості автомобіля в результаті зісковзування його в поперечному напрямку можлива лише при великих значеннях кута поперечного ухилу. В таких умовах рух з високою швидкістю вкрай небезпечно, якщо це не випадок руху на віражі, тому при розрахунку граничного значення кута косягору припускаємо рух

з малою швидкістю і вважаємо, що сила опору повітря і сила опору коченню малі. Зісковзування автомобіля в поперечному напрямку може статися в тому випадку, коли сума поперечних сил стане дорівнює, або перевищить силі зчеплення.

$$Y_n + Y_d = G_a \cdot \sin \beta \quad (3.8)$$

$$P_{ци} = G_a \cdot \varphi \cdot \cos \beta \quad (3.9)$$

З рівнянь (3.8) та (3.9) отримуємо:

$$\beta_{\max} = \arctg \varphi \quad (3.10)$$

### 3.2 Оцінка руху автомобіля за умови зчеплення шин з опорною поверхнею

Можливість автомобільних коліс, при нормальному навантаженні, передавати і сприймати дотичні сили при русі по дорозі, є дуже важливою якістю, що дозволяє автомобілю пересуватися. Надійне зчеплення колеса з дорогою підвищує безпеку руху. Дана якість оцінюють коефіцієнтом зчеплення  $\varphi$  - ставленням максимальної дотичної реакції в зоні контакту  $T_{\max}$  до нормального навантаження  $G_k$  або реакції, що впливає на колесо:

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{G_k} \quad (3.11)$$

Розрізняють два види коефіцієнта зчеплення при коченні колеса в площині обертання: без буксування або ковзання; при буксованні або юзі, а також коефіцієнт зчеплення в поперечній площині при бічному ковзанні колеса.

Великий вплив на коефіцієнт зчеплення надають: стан опорної поверхні, стан і конструкція шин, швидкість руху, вертикальне навантаження на колесо, тиск повітря в шині, температура контакту.

Максимальні значення коефіцієнта зчеплення характерні для сухих доріг з твердим цементно- і асфальтобетонним покриттям. Ходова частина якості покриття в міру його зношування погіршуються. найменші значення коефіцієнта зчеплення відповідають для зледенілих, засніжених і мокрих покриттях, виняток становить мокрий пісок, який ущільнюється і передає великі дотичні сили.

Конструктивними особливостями, що впливають на коефіцієнт зчеплення, є розміри колеса і малюнок протектора. До невеликого збільшення коефіцієнта зчеплення на сухих твердих покриттях призводить збільшення діаметра і ширини бігової доріжки на увазі збільшення площі плями контакту.

Таблиця 3.1-Коефіцієнти зчеплення шини з різними дорожніми покриттями

Дорожнє покриття	Суха поверхня	Мокра поверхня
Асфальт	0,7...0,8	0,4...0,55
Грунтова дорога	0,4...0,6	0,2...0,45
Глина	0,5...0,6	0,3...0,4
Пісок	0,2...0,4	0,35...0,5
Обледеніла дорога	0,2...0,3	-
Дорога, покрита снігом	0,2...0,4	-
Лід	0,08...0,2	-

Швидкість руху автомобіля значно впливає на величину коефіцієнта зчеплення. На дорогах з твердим сухим покриттям при зростанні швидкості коефіцієнт зчеплення зменшується, так як при русі з більшою швидкістю гума деформується і не встигає приймати початкове положення, в результаті чого протектор в повному обсязі впроваджується в мікронерівності, що трохи знижує коефіцієнт зчеплення.

На дорогах з асфальтовим покриттям істотний вплив на коефіцієнт зчеплення надає температура шини. При зростанні температури шини, коефіцієнт зчеплення збільшується, з огляду на те, що гума стає м'якшою і краще охоплює нерівності дороги.

Великий вплив на коефіцієнт зчеплення надає малюнок протектора. Мінімальне зчеплення на мокрих, засніжених і зледенілих асфальтових покриттях мають шини з гладким протектором. Дрібний розчленований протектор в формі поздовжніх ребер і шашок забезпечує найбільший коефіцієнт тертя на дорогах з твердим сухим покриттям. На твердій мокрій дорозі коефіцієнт зчеплення тим вище, чим краще здатність шини видаляти бруд і вологу з області плями контакту шини. Цьому сприяє малюнок з поздовжніми ребрами, розчленований надрізами під кутом сорок п'ять градусів. на слизьких покриттях в 1,5...2 рази коефіцієнт зчеплення підвищує установка шипів проти ковзання, а також виготовлення протектора з гуми спеціального складу.

Також на шину впливають тиск повітря в ній і нормальне навантаження на колесо. При збільшенні тиску повітря в шині на сухому чистому опорному покритті, коефіцієнт зчеплення зменшується, тому що площа плями контакту відповідно зменшується. Однак, більш інтенсивне видавлювання бруду і вологи на мокрих покриттях в області плями контакту відбувається при збільшенні тиску в шині, в результаті чого відбувається збільшення коефіцієнта зчеплення.

### 3.3 Моделювання зміни тисків в гідроприводі гальм в екстремальних умовах руху

Вихідні дані для розрахунків занесені до таблиць 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2 - Характеристики автомобіля ВАЗ-2107[11]

Характеристика	Значення	
База автомобіля, L мм	2424	
Колія автомобіля, B мм	1321	
Маса спорядженого автомобіля, кг	1060	
Повна маса автомобіля, кг	1460	
Висота центра ваги спорядженого автомобіля, $h_{g1}$ мм	560	
Висота центра ваги завантаженого автомобіля, $h_{g2}$ мм	860	
Радіус кочення колеса, $r_k$ мм	287	
Гальмівні механізми	передні	задні
Тип гальмівного механізму	дисковий	барабанний
Діаметр диска, мм	250	
Середній радіус поверхні тертя, мм	104	
Площа накладки, $см^2$	34,68	120
Діаметр барабана, мм		250
Ширина накладок, мм	48	50
Кут охопту, град		110
Плече дії сили $P_n$ a, мм		89
Плече дії сили $P$ h, мм		178
Розподіл ваги автомобіля по осям, $K_p$ %	Споряджений автомобіль 54 - 46	Завантажений автомобіль 46 - 54

Таблиця 3.3 - Коефіцієнт перерозподілу ваги автомобіля при гальмуванні

	Коефіцієнт перерозподілу ваги автомобіля при гальмуванні	
При підйомі	$K_{R1}=1,1$	$K_{R2}=0,9$
При спуску	$K_{R1}=1,5$	$K_{R2}=0,5$
Гальмування з максимальною інтенсивністю на горизонтальній поверхні	$K_{R1}=1,3$	$K_{R2}=0,7$

### 3.3.1 Гальмування автомобіля при русі вгору та на спуску.

Розподіл ваги по вісях нерухомого автомобіля на горизонтальній площадці визначається по залежностям[12]:

$$R_{z1} = Ga \cdot L_2/L; \quad (3.12)$$

$$R_{z2} = Ga \cdot L_1/L \quad (3.13)$$

При русі автомобіля в гору та на спуску розвесовка змінюється.

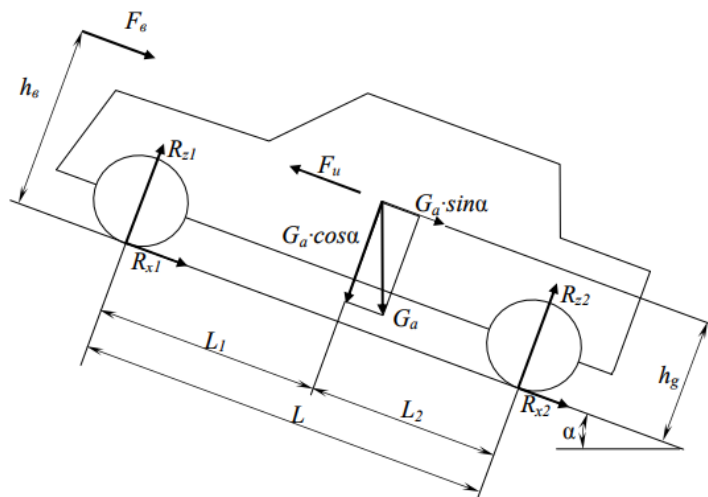


Рисунок 3.3 – Сили діючі на автомобіль при русі в гору

Визначення максимального кута підйому автомобіля за умов зчеплення:

$$\tan^{-1} \alpha = \frac{L_i \cdot \varphi}{L - h_g \cdot \varphi} = 30^\circ \quad (3.14)$$

Визначення нормальних реакцій при русі автомобіля в гору:

для передніх колес

$$R_{z1} = \frac{Ga \cdot L_1}{L} \left( \cos \alpha - \frac{h_g i}{L_2} \cdot \sin \alpha \right) \cdot K_{R1}, \text{ Н} \quad (3.15)$$

для задніх колес

$$R_{z2} = \frac{Ga \cdot L_1}{L} \left( \cos \alpha + \frac{h_g i}{L_1} \cdot \sin \alpha \right) \cdot K_{R2}, \text{ Н} \quad (3.16)$$

Визначення нормальних реакцій при русі автомобіля на спуску:

для передніх колес

$$R_{z1} = \frac{Ga \cdot L1}{L} \left( \sin\alpha - \frac{hgi}{L2} \cdot \cos\alpha \right) \cdot K_{R1}, \text{ Н} \quad (3.17)$$

для задніх колес

$$R_{z2} = \frac{Ga \cdot L1}{L} \left( \sin\alpha + \frac{hgi}{L1} \cdot \cos\alpha \right) \cdot K_{R2}, \text{ Н} \quad (3.18)$$

Повздовжні реакції на колесах за умовами зчеплення:

для передніх колес

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot \varphi, \text{ Н} \quad (3.19)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт счеплення;  $R_{zi}$  – нормальна реакція опорної поверхні.

для задніх колес

$$R_{x2} = R_{z2} \cdot \varphi, \text{ Н} \quad (3.20)$$

Максимально можливі за умовами зчеплення гальмівні моменти на колесах передньої осі[13]:

$$M_{T1} = R_{x1} \cdot r_k, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.21)$$

Гальмівні моменти на колесах задньої осі:

$$M_{T2} = R_{x2} \cdot r_k, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.22)$$

Далі для всіх значень  $\varphi = 0,2$ ;  $\varphi = 0,5$ ;  $\varphi = 0,8$  визначаємо величини приводних сил  $P$  для переднього і заднього колеса з урахуванням типу гальмівного механізму.

Для переднього дискового гальмівного механізму:

$$P_1 = \frac{M_T}{2 \cdot \mu \cdot r_{cp}}, \text{ Н} \quad (3.23)$$

де  $P$  – приводна сила, Н;

$\mu$  – коефіцієнт тертя

$r_{cp}$  – середній радіус тертя, м

Для заднього барабанного механізму з рівними приводними силами і одностороннім розташуванням опор:

$$P = \frac{M_{\delta}}{r_{\dot{a}} \cdot \left( \frac{\mu \cdot H}{K_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\dot{a}}} + \frac{\mu \cdot H}{K_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\dot{a}}} \right)} \quad (3.24)$$

де  $K_0$ -коефіцієнт кута обхвату накладки;

$a$  - відстань від опори колодки до рівнодіючої нормальних сил;

$h$ -відстань від опори колодки до точки прикладання приводної сили.

Для ВАЗ - 2107  $a = 89\text{мм}$ ;  $h = 178\text{мм}$ ;  $r_6 = 0,125\text{ м}$ ;  $\mu = 0,35$ ;  $K_0 = 0,86$ .

Необхідні величини тисків в приводах передніх і задніх гальмівних механізмів визначимо за формулами:

$$p_1 = \frac{P_1}{F_1}, \text{ МПа} \quad (3.25)$$

$$p_2 = \frac{P_2}{F_2}, \text{ МПа} \quad (3.26)$$

де  $P_1, P_2$  - приводні сили на передньому і задньому колесі, Н

$F_1, F_2$  - площі робочих гальмівних циліндрів передніх і задніх колес, мм

Площі робочих гальмівних циліндрів передніх і задніх колес:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ мм}^2 \quad (3.27)$$

$$F_1 = 3,14 \cdot 48^2 / 4 = 1808,64 \text{ мм}^2;$$

$$F_2 = 3,14 \cdot 21^2 / 4 = 346,185 \text{ мм}^2$$

### 3.3.2 Гальмування автомобіля при русі поперечному ухилі дороги.

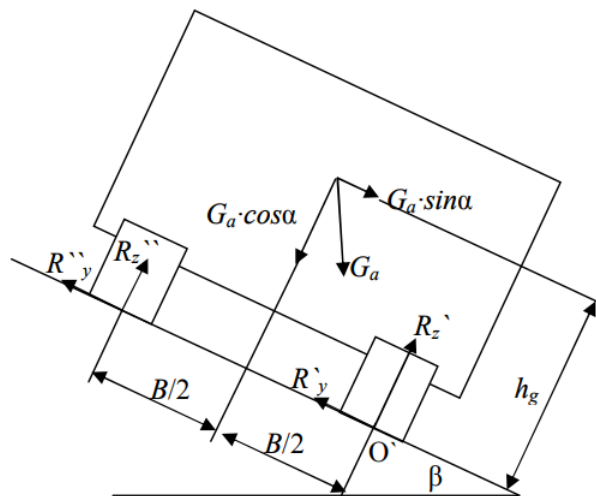


Рисунок 3.3 – Сили діючі на автомобіль при русі на поперечному ухилі дороги

Визначення нормальних реакцій при русі автомобіля на поперечному ухилі дороги

$R'_z, R''_z$  – суммарні нормальні реакції нижнього та верхнього бортів

$$R'_z = \frac{G_a}{B} \left( \frac{B}{2} \cos \alpha + h_g \cdot \sin \alpha \right), \text{ Н} \quad (3.28)$$

$$R''_z = \frac{G_a}{B} \left( \frac{B}{2} \cos \alpha - h_g \cdot \sin \alpha \right), \text{ Н} \quad (3.29)$$

Визначення нормальних реакцій, що діють на кожне колесо автомобіля.

$$R''_{z \text{ вп}} = R''_z \cdot K_p \cdot K_{R1}, \text{ Н} \quad (3.30)$$

$$R''_{z_{вз}} = R''_z \cdot K_p \cdot K_{R2}, H \quad (3.31)$$

$$R'_{z_{нп}} = R'_z \cdot K_p \cdot K_{R1}, H \quad (3.32)$$

$$R'_{z_{нз}} = R'_z \cdot K_p \cdot K_{R2}, H \quad (3.33)$$

де  $K_p$  - коефіцієнт розподілу ваги по осях автомобіля;

$K_{R1}$  та  $K_{R2}$  – коефіцієнти перерозподілу ваги автомобіля при гальмуванні.

Повздовжні реакції на колесах за умовами зчеплення:

для передніх колес

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot \varphi, H \quad (3.34)$$

где  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення;  $R_{zi}$  – нормальна реакція опорної поверхні.

для задніх колес

$$R_{x2} = R_{z2} \cdot \varphi, H \quad (3.35)$$

Максимально можливі за умовами зчеплення гальмівні моменти на колесах передньої осі:

$$M_{T1} = R_{x1} \cdot r_k, H \cdot m \quad (3.36)$$

Гальмівні моменти на колесах задньої осі:

$$M_{T2} = R_{x2} \cdot r_k, H \cdot m \quad (3.37)$$

Далі для всіх значень  $\varphi = 0,2$ ;  $\varphi = 0,5$ ;  $\varphi = 0,8$ ; визначаємо величини привідних сил  $P$  для переднього і заднього колеса з урахуванням типу гальмівного механізму.

Для переднього дискового гальмівного механізму:

$$P_1 = \frac{M_T}{\mu \cdot r_{cp}}, H \quad (3.38)$$

де  $P$  – привідна сила, Н;

$\mu$  – коефіцієнт тертя

$r_{cp}$  – середній радіус тертя, м

Для заднього барабанного механізму з рівними приводними силами і одностороннім розташуванням опор:

$$P = \frac{M_{\delta}}{r_{\dot{a}} \cdot \left( \frac{\mu \cdot H}{K_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\dot{a}}} + \frac{\mu \cdot H}{K_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\dot{a}}} \right)} \quad (3.39)$$

де  $K_0$ -коефіцієнт кута обхвату накладки;

$a$  - відстань від опори колодки до рівнодіючої нормальних сил, м;

h-відстань від опори колодки до точки прикладання приводної сили.

Для ВАЗ - 2107  $a = 89$  мм;  $h = 178$  мм;  $r_6 = 0,125$  м;  $\mu = 0,35$ ;  $K_0 = 0,86$ .

Необхідні величини тисків в приводах передніх і задніх гальмівних механізмів визначимо за формулами:

$$p_1 = \frac{P_1}{F_1}, \text{ МПа} \quad (3.40)$$

$$p_2 = \frac{P_2}{F_2}, \text{ МПа} \quad (3.41)$$

де  $P_1, P_2$  - приводні сили на передньому і задньому колесі, Н;

$F_1, F_2$  - площі робочих гальмівних циліндрів передніх і задніх колес, мм

Площі робочих гальмівних циліндрів передніх і задніх колес:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ мм}^2 \quad (3.42)$$

### 3.3.3 Визначення жорсткості пружини регулятора гальмівних сил

Теоретична довжина пружини регулятора у вільному стані повинна бути 17,8 мм, а під навантаженням 68,6 Н (7 кгс) - 9 мм [36].

Нормативна жорсткість пружини визначається за формулою:

$$C_N = \frac{F}{L}, \text{ Н/мм} \quad (3.43)$$

де,  $F$  – сила, прикладена до пружини, Н/мм

$L$  – зміна довжини пружини під навантаженням, мм

$$C_N = \frac{68,6}{8,8} = 7,8, \text{ Н/мм}$$

Жорсткість пружини дослідного регулятора:

$$C_N = \frac{15,19}{1,74} = 8,7, \text{ Н/мм}$$

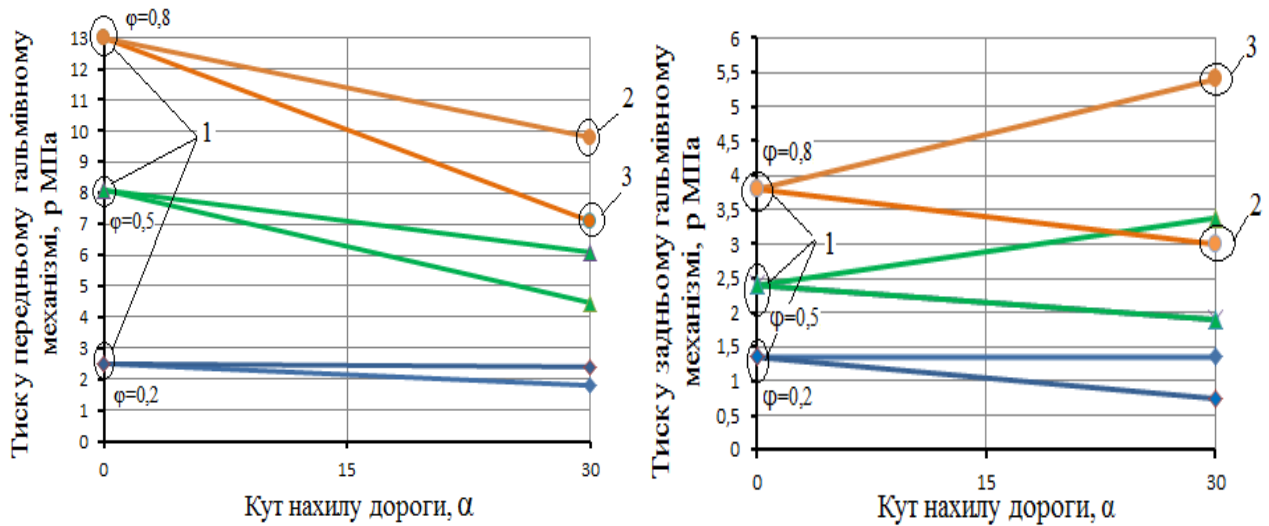
Отже нормативна жорсткість пружини регулятора гальмівних сил складає  $C_N=7,8$  Н/мм, а жорсткість пружини дослідного регулятора -  $C_N=8,7$  Н/мм.

Таблиця 3.3 - Результати попередніх розрахунків при русі автомобіля в повздовжньому напрямку.

Коефіцієнт сцеплення, $\varphi$	Споряджений автомобіль						Завантажений автомобіль					
	Гальмівні моменти, Н·м		Привідні сили, Н		Тиски в приводах гальмівних механізмів, МПа		Гальмівні моменти, Н·м		Привідні сили, Н		Тиски в приводах гальмівних механізмів, МПа	
	Рух автомобіля на підйом											
	$M_{T1}$	$M_{T2}$	$P_1$	$P_2$	$p_1$	$p_2$	$M_{T1}$	$M_{T2}$	$P_1$	$P_2$	$p_1$	$p_2$
0,2	236	281	3242	468	1.8	1.35	204	485	2802	808	1.55	2.33
0,5	589	703	8090	1172	4.47	3.38	510	1213	7005	2022	3.87	5.84
0,8	943	1126	12953	1877	7.1	5.4	815	1940	11195	3233	6.2	9.3
	Рух автомобіля при спуску											
0,2	321	156	4409	260	2.4	0.75	278	269	3819	448	2.1	1.3
0,5	803	391	11030	651	6.1	1.9	1113	1078	15288	1797	8.4	5.7
0,8	1285	625	17651	1042	9.8	3	695	674	9547	1123	5.3	3.2

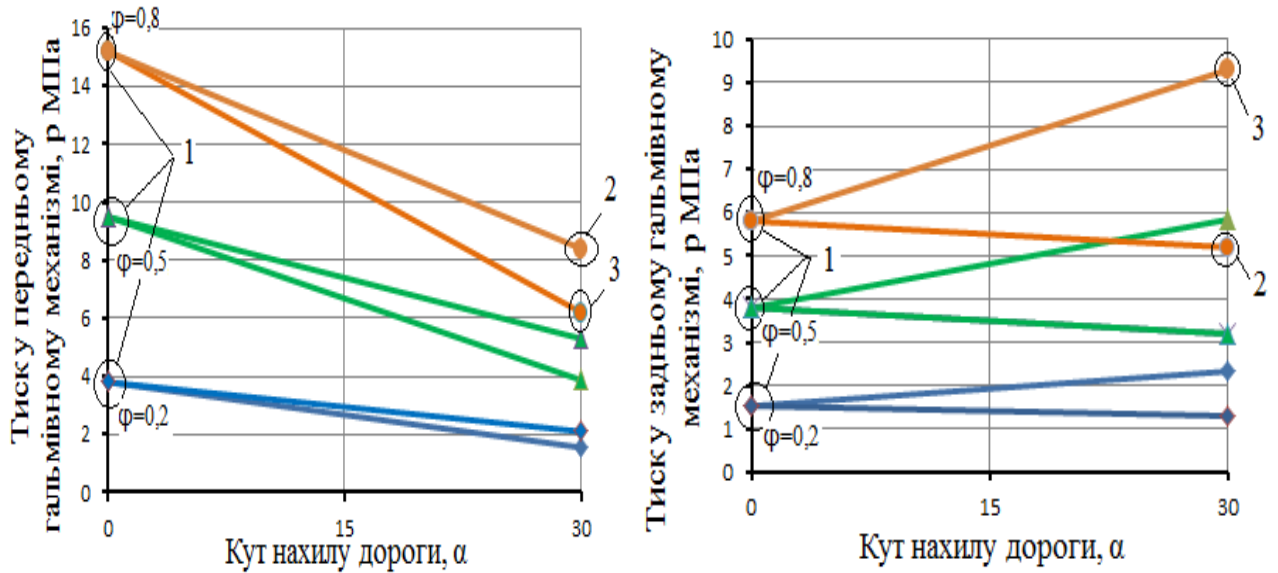
Таблиця 3.4 - Результати попередніх розрахунків при русі автомобіля на поперечному ухилі дороги.

Коефіцієнт т сцеплення, $\varphi$	Споряджений автомобіль											
	Гальмівні моменти, Н·м				Привідні сили, Н				Тиски в приводах гальмівних механізмів, МПа			
	$M_{T1вп}$	$M_{T2вз}$	$M_{T1нп}$	$M_{T2нз}$	$P_{1вп}$	$P_{2вз}$	$P_{1нп}$	$P_{2нз}$	$p_{1вп}$	$p_{2вз}$	$p_{1нп}$	$p_{2нз}$
0.2	94	43	275	126	2582	143	7555	420	1.4	0.4	4.2	1.2
0.5	234	108	687	315	6429	360	18874	1050	3.5	1	10.4	3
0.8	375	172	1099	630	10302	573	30192	2100	5.7	1.65	16.7	6.1
	Завантажений автомобіль											
0.2	86	55	380	240	2363	183	10440	800	1.3	0.53	5.8	2.3
0.5	215	136	950	600	5907	453	26099	2000	3.3	1.3	14.4	5.8
0.8	344	218	1520	961	9451	727	41758	3203	5.2	2.1	23	9.3



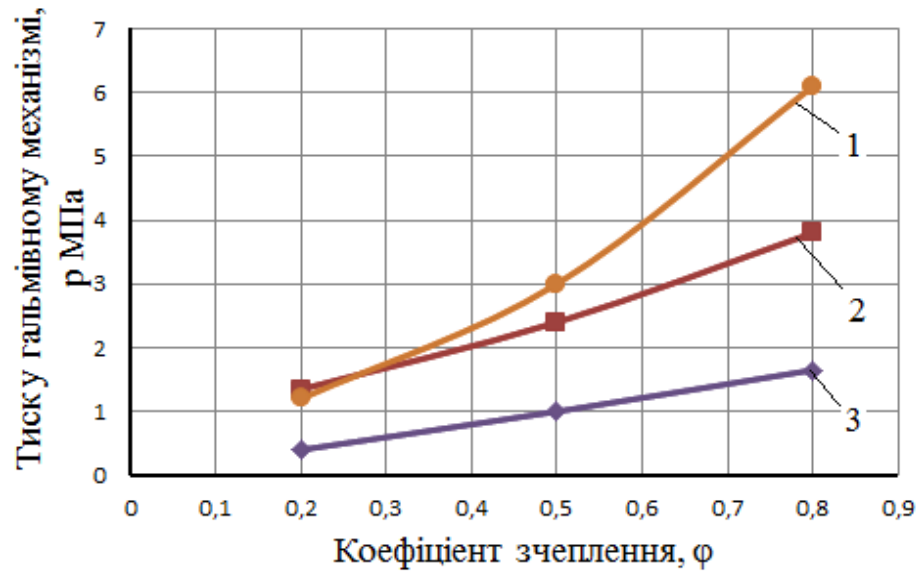
- 1- тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля на горизонтальній поверхні при коефіцієнті зчеплення  $\varphi=0,8$ ;  $\varphi=0,5$ ;  $\varphi=0,2$ .
- 2 - тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля на спуску при куті нахилу дороги  $\alpha=30^{\circ}$ .
- 3 - тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля під час руху на підйом з кутом нахилу дороги  $\alpha=30^{\circ}$ .

Рисунок 3.4 – Порівняння тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні спорядженого автомобіля на горизонтальній поверхні та повздовжньому ухилі (спуск та підйом) дороги при зміні коефіцієнта зчеплення.



- 1 - тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля на горизонтальній поверхні при коефіцієнті зчеплення  $\varphi=0,8$ ;  $\varphi=0,5$ ;  $\varphi=0,2$ .
- 2 - тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля на спуску при куті нахилу дороги  $\alpha=30^\circ$ .
- 3 - тиск в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля під час руху на підйом з кутом нахилу дороги  $\alpha=30^\circ$ .

Рисунок 3.5– Порівняння тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах при гальмуванні завантаженого автомобіля на горизонтальній поверхні та повздовжньому ухилі (спуск та підйом) дороги при зміні коефіцієнта зчеплення.



1 – тиск в нижньому колесі при зміні коефіцієнту зчеплення під час гальмування на поперечному ухилі дороги.

2 - тиск задніх колесах при зміні коефіцієнту зчеплення під час гальмування на горизонтальній поверхні.

3 - тиск у верхньому колесі при зміні коефіцієнту зчеплення під час гальмування на поперечному ухилі дороги.

Рисунок 3.6 – Порівняння тисків в задніх гальмівних механізмах при гальмуванні автомобіля на горизонтальній поверхні та поперечному ухилі дороги при зміні коефіцієнта зчеплення.

Виходячи з умов руху автомобіля визначений оптимальний розподіл значень тисків в гальмівних пристроях передньої та задньої осей. При гальмуванні автомобіля з максимальною інтенсивністю на горизонтальній поверхні бачимо, що оптимальне співвідношення тисків в задніх гальмівних механізмах складає  $K_p=3.4$ .

При гальмуванні на підйомі співвідношення тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах складає  $K_p=1.3$ .

При гальмуванні на спуску співвідношення тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах складає  $K_p=3.2$ .

При розрахунку гальмування автомобіля на поперечному ухилі дороги виявлено, що перерозподіл повздовжніх реакцій  $R_x$  між бортами автомобіля не однаковий. Тому для ефективного гальмування автомобіля необхідно підвести

до коліс лівого та правого бортів різні значення тисків, що не можливо в базовій конструкції розглянутого автомобіля.

В спорядженому автомобілі співвідношення тисків завантаженого та розвантаженого колеса складає  $K_p=3.6$ , а в завантаженому автомобілі -  $K_p= 4.4$ .

Одержані дані доцільно використовувати при подальшому розгляді та проведенні дослідів по вивченню і удосконаленню гальмівної системи, щоб отримати оптимальні гальмівні моменти на колесах.

### **Висновок за розділом**

Визначено профільну прохідність автомобіля, умови руху автомобіля на обмежених ділянках з перемінним профілем ( рух на косогорі зі змінним коефіцієнтом зчеплення  $\varphi=0,8$ ;  $\varphi=0,5$ ;  $\varphi=0,2$ ). Обрано максимальні кути ухилів  $\alpha=30^0$ .

Наведені розрахункові схеми для визначення показників стійкості автомобіля при русі на продольних та поперечних ухилах дороги.

Розглянуто умови зчеплення шин з опорною поверхнею.

Розраховано оптимальні значення тисків в гальмівних механізмах при русі автомобіля в екстремальних умовах.

Визначено жорсткість пружини регулятора гальмівних сил, яка дорівнює  $C_N=8,7$  Н/мм.

## **4 АНАЛІЗ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГАЛЬМІВНІЙ СИСТЕМІ**

### **4.1 Методи теоретичних досліджень**

При виконанні дослідницької роботи використовують теоретичні методи дослідження такі як:

- методи аналізу та синтезу;
- аналітичний метод;
- метод математичної моделі.

#### **4.1.1 Метод аналізу та синтезу**

Аналіз - це метод, в основі якого лежить процес розкладання предмета на складові частини. Коли дослідник використовує даний метод, він в думках розмежовує досліджуваний об'єкт, дізнається, з яких частин він складається, які його якості і ознаки.

Синтез ж являє собою з'єднання придбаних при аналізі частин в щось ціле. В результаті впровадження синтезу спостерігається з'єднання знань, набутих внаслідок застосування аналізу, в єдину систему.

Методи аналізу і синтезу в науковому дослідженні органічно пов'язані один з одним і можуть приймати різноманітні форми в залежності від параметрів досліджуваного об'єкта і мети дослідження. Прямі аналіз і синтез використовуються на стадії поверхового ознайомлення з об'єктом, що дозволяє суттєво впливати на всі залишилися сторони сутності об'єкта.

#### **4.1.2 Аналітичний метод**

Аналітичне дослідження - це вид досліджень, який часто використовується на практиці. Якщо в ході описового дослідження встановлюється зв'язок між характеристиками досліджуваного явища, то в ході аналітичного дослідження визначається, чи має виявлена зв'язок причинний характер.

При проведенні аналітичного дослідження зазвичай використовується комплекс методів збору інформації, які доповнюють один одного, застосовуються різні форми опитування, аналізу документів, спостереження.

#### 4.1.3 Метод математичної моделі

Математичне моделювання дозволяє до створення реальної системи (об'єкта) або виникнення реальної ситуації розглянути можливі режими роботи, вибрати оптимальні керуючі впливу, скласти об'єктивний прогноз майбутніх станів системи.

Обчислювальні експерименти, що проводяться на основі математичних моделей, допомагають побачити за приватним загальне, розвинути універсальні методи аналізу об'єктів різної фізичної природи, пізнати властивості досліджуваних процесів і систем.

Основною характеристикою розподілу гальмівних сил між осями є коефіцієнт розподілу гальмівних сил  $\beta$ , що є відношенням гальмівної сили на передній осі ( $P_{T1}$ ) до загальної гальмівної сили ( $P_T$ ) [28]:

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_T} \quad (4.1)$$

Згідно з виразом (4.1) гальмівна сила на передній осі, дорівнює:

$$P_{T1} = P_T \cdot \beta \quad (4.2)$$

Тоді гальмівна сила на задній осі:

$$P_{T2} = P_T \cdot (1 - \beta) \quad (4.3)$$

В результаті роз'язку рівнянь (4.2) і (4.3) через геометричні параметри транспортного засобу отримані вирази, що зв'язують реалізовані зчеплення (гальмівні сили) на осях  $f_1$  і  $f_2$  з коефіцієнтом гальмування (загальною питомою гальмівною силою)  $z$ :

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta}{b + z \cdot h_g} \quad (4.4)$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta)}{a - z \cdot h_g} \quad (4.5)$$

Ясно, що величина коефіцієнта гальмування  $z$  визначається, в першу чергу, реалізованими зчепленнями  $f_1$  і  $f_2$ . Зв'язок між ними можна отримати, вирішуючи спільно рівняння (4.4) та (4.5):

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h(f_1 - f_2)} \quad (4.6)$$

Згідно з приписами Правил №13 ЄЕК ООН, що представляється на офіційне затвердження транспортний засіб будь-якої категорії в діапазоні зміни коефіцієнта зчеплення  $k$  від 0.2 до 0.8 має задовольняти співвідношенням:

$$z \geq 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2) \quad (4.7)$$

$$j_T \geq g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)] \quad (4.8)$$

Рівняння

$$z = 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2) \quad (4.9)$$

та

$$j_T = g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)] \quad (4.10)$$

визначають допустиму мінімальну інтенсивність гальмування транспортного засобу в даних умовах зчеплення коліс з дорогою. Звідси формулювання основної вимоги, висунутого Правилами №13 ЄЕК ООН до будь-якого транспортного засобу в частині гальмування, звучить так: якщо гальмування автомобіля здійснюється на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $k$ , то воно повинно відбуватися з інтенсивністю не нижче тієї, що визначається коефіцієнтом  $z$  або уповільненням  $j_T$ , підрахованими відповідно за рівнянням (4.9) або (4.10).

Згідно вимогам Правил №13 ЄЕК ООН щодо розподілу гальмівних сил необхідно ще враховувати, що для кожного транспортного засобу існує норматив по уповільненню ( $T_{Hj}$ ), який повинен бути для автомобілів категорії М1 мінімальне нормативне уповільнення, згідно №13 ЄЕК ООН, має бути не нижче

$$j_T = 5.8 \frac{m}{c^2} \quad (4.11)$$

## 4.2 Методи діагностування гальмівних систем

Для діагностування гальмівних систем автомобілів, застосовують два основні методи діагностування - дорожній та стендовий.

Дорожній метод діагностування призначений для визначення довжини гальмівного шляху; усталеного уповільнення; стійкості автомобіля вчасно гальмування; час спрацьовування гальмівної системи; ухилу дороги, на якій повинен нерухомо стояти автомобіль.

Стендовий метод випробувань необхідний для розрахунку загальної питомої гальмівної сили; коефіцієнта нерівномірності (відносної нерівномірності) гальмівних сил коліс осі.

На сьогоднішній день існує безліч різних стендів і приладів, для виміру гальмівних якостей різними методами і способами:

- інерційні платформні;
- статичні силові;
- силові роликові стенди;
- інерційні роликові;
- прилади, що вимірюють уповільнення автомобіля під час дорожніх випробуваннях.

### **4.3 Випробування гальмівної системи**

#### **4.3.1 Загальні положення.**

Випробування гальмівної системи проводять на обладнанні, яке атестоване відповідно до ГОСТ Р 8.568.

Випробування проводять за методиками, розробленими підприємствами відповідно до вимог цього стандарту.

Апарати гідравлічного гальмівного приводу піддають випробуванням по:

- оцінці герметичності і міцності - всі апарати;
- визначення функціональних властивостей - регулятори гальмівних сил і підсилювачі;
- оцінці довговічності в умовах циклічного навантаження - все апарати.

Всі об'єкти перед початком випробувань перевіряють на відповідність їх габаритних і приєднувальних розмірів вимогам ТД.

З порожнин гідравлічних апаратів і трубопроводів повинен бути вилучений повітря.

#### **4.3.2 Випробувальне обладнання**

Використовувати рекомендовані схеми випробувального устаткування для проведення випробувань по 4.3.1.

Допустимі похибки вимірювання наступних параметрів не повинні перевищувати:

- зусилля - 3%;
- тиску - 3%;
- розрідження - 3%;
- температури - 2,5%;
- лінійних розмірів - 5%;
- частоти - 3%;
- часу - 5%;
- обсягу - 5%.

Стендові установки для проведення випробувань за оцінкою герметичності і міцності скоб, колісних гальмівних циліндрів і регуляторів гальмівних сил, а також визначення їх функціональних властивостей повинні забезпечувати такі умови випробувань:

- регулювання тиску робочої рідини на вході в межах від 0 до 30 МПа;
- вимірювання тиску рідини на виході з регулятора.

Стендові установки для проведення випробувань (скоб, колісних гальмівних циліндрів і регуляторів гальмівних сил) за оцінкою довговічності в умовах циклічного навантаження повинні забезпечувати:

- циклічну зміну вхідного тиску в межах від 0 до 10 МПа частотою 600 циклів на годину,
- можливість підтримки температури в нагрівальній камері до 100 ° С (тільки для скоб і циліндрів).

### **4.3.3 Випробування по оцінці герметичності і міцності**

Випробування скоб, колісних гальмівних циліндрів і регуляторів гальмівних сил:

Випробування полягають в створенні тиску рідини на вході в апарат, доведеного до рівня випробувального тиску згідно з ГОСТ 23181 і витримці на цьому рівні протягом 2 хв.

При цьому фіксують значення випробувального тиску, час витримання і наявність або відсутність витоку рідини.

Ознакою втрати герметичності і руйнування є поява течі рідини через тріщини в корпусі або ущільнювальні деталі.

### **4.3.4 Випробування регуляторів гальмівних сил**

Випробування полягають в створенні тиску рідини на вході в регулятор, яке змінюють у межах від 0 до 8,0 МПа.

У зазначеному діапазоні фіксують значення тисків на вході і виході з регулятора через 1,0 МПа.

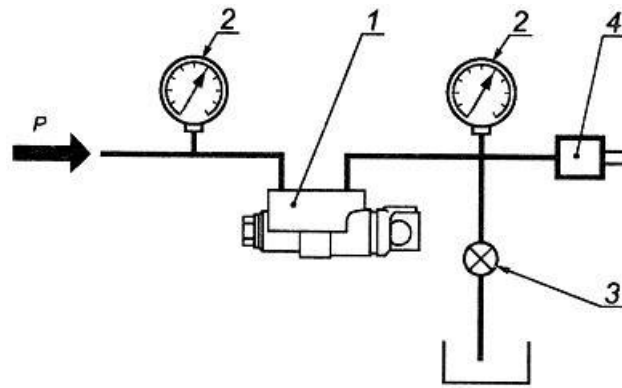
### **4.3.5 Оформлення результатів випробувань**

За результатами випробувань складають протоколи, в яких вказують ідентифікаційні відомості об'єкта випробувань і призводять значення вимірних параметрів, графічні залежності і дані, що характеризують поведінку об'єкта в процесі випробувань.

Протоколи складають на випробування:

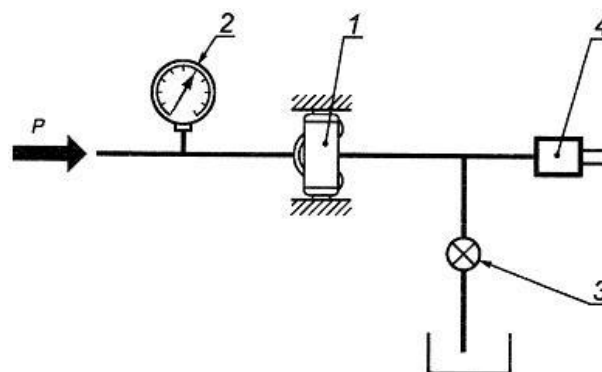
- скоб дискових гальм і колісних циліндрів гідравлічного і пневматичного приводу автотранспортних засобів;
- регуляторів гальмівних сил гідравлічного приводу автотранспортних засобів;

Рекомендовані схеми випробувального обладнання наведені на рисунках 4.1 та 4.2.



1 - об'єкт випробувань; 2 - контрольні манометри; 3 - зливний кран;  
4 - клапан прокачування; P - тиск на вході

Рисунок 4.1 - Схема випробувальної установки для визначення функціональних властивостей регуляторів гальмівних сил гідравлічного приводу.



1 - об'єкт випробувань; 2 - контрольний манометр; 3 - зливний кран;  
4 - клапан прокачування; P - тиск на вході

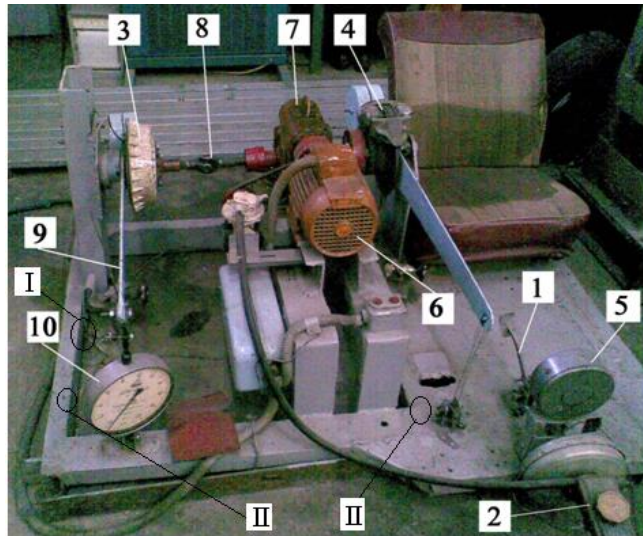
Рисунок 4.2 - Схема випробувальної установки для визначення герметичності і міцності скоб дискових гальм, колісних циліндрів і регуляторів гальмівних сил гідравлічного приводу.

#### 4.4 Вибір схеми випробувального стенду

На підставі вище викладеного пропонується використати схему, вказану на рисунку 4.1 для моделювання фізичних процесів в гальмівній системі, та в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного університету «Запорізька політехніка» провести випробування регулятора тиску гальмівних сил при варіюванні його технічними параметрами.

#### 4.5 Вдосконалення стенду для проведення випробувань

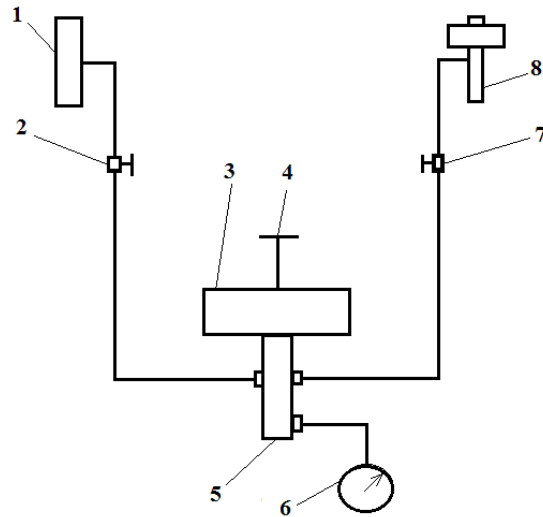
Для проведення експерименту пропонується використати стенд, що знаходиться в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного університету «Запорізька політехніка» ( рисунок 4.3).



I – місце розміщення регулятора гальмівних сил; II - місця розміщення додаткових манометрів; 1 – педаль привода; 2 – головний гальмівний циліндр; 3 – барабанний гальмівний механізм; 4 – дисковий гальмівний механізм; 5 – манометр; 6 – електродвигун; 7 – черв'ячний редуктор; 8 – карданний вал; 9 – важиль; 10 – манометр

Рисунок 4.3 – Лабораторна установка з натурними вузлами барабанного та дискового гальмівних механізмів

Цей стенд дозволяє проводити випробування гідравлічної гальмівної системи та вимірювати сили, створювані гальмівними пристроями. Але для проведення випробування, запропонованого мною, стенд потребує внесення у його конструкцію додаткового обладнання – регулятора гальмівних сил автомобіля ВАЗ-2107(рисунок 2.2 ) та манометрів.

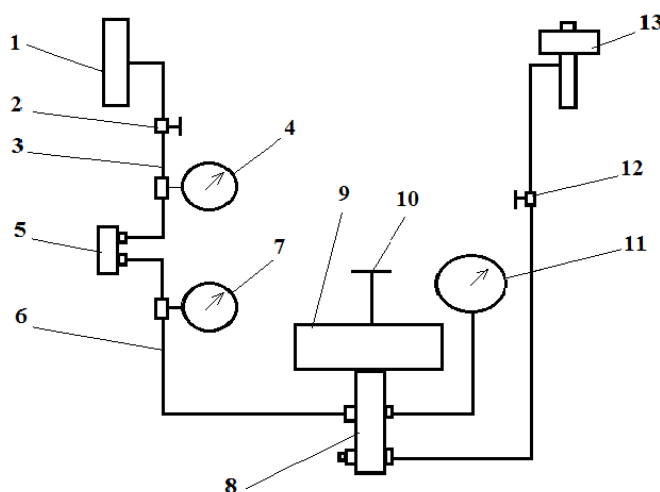


1, 8 - гальмівні механізми ( задній та передній); 2,7 - крани; 8 – головний гальмівний циліндр; 3 – вакуумний підсилювач; 4 – педаль; 5 – головний гальмівний циліндр; 6 – манометр.

Рисунок 4.4 – Гідравлічна схема базового стану випробувань

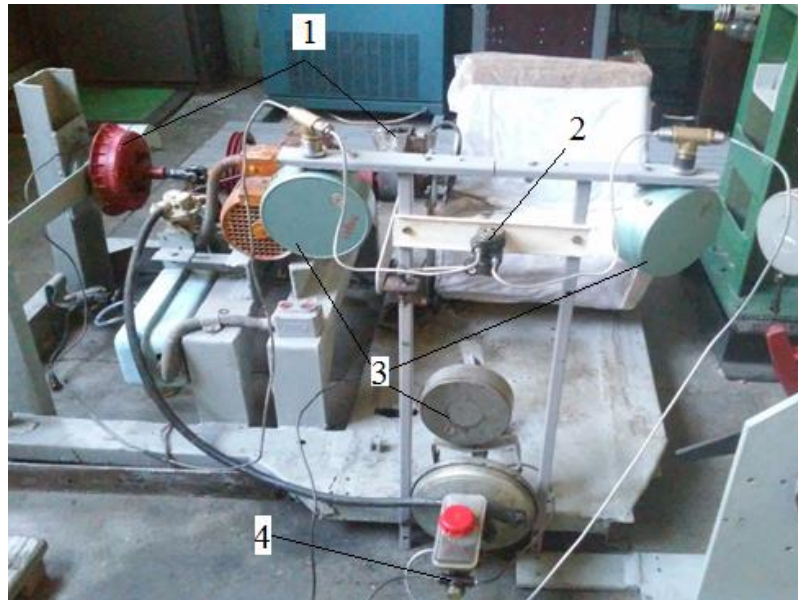
Перед початком проведення випробувань у конструкцію базового стану необхідно включити в магістралі живлення гальм циліндрів передніх та задніх механізмів манометри з тиском  $5 \text{ кг/см}^2$  та у контур гальмівного приводу ввести регулятор гальмівних сил ( рисунок 2.5). За основу прийняті рекомендації, які викладені в ГОСТ 23181-78 [8].

Гідравлічна схема модернізованого стану приведена на рисунку 4.5.



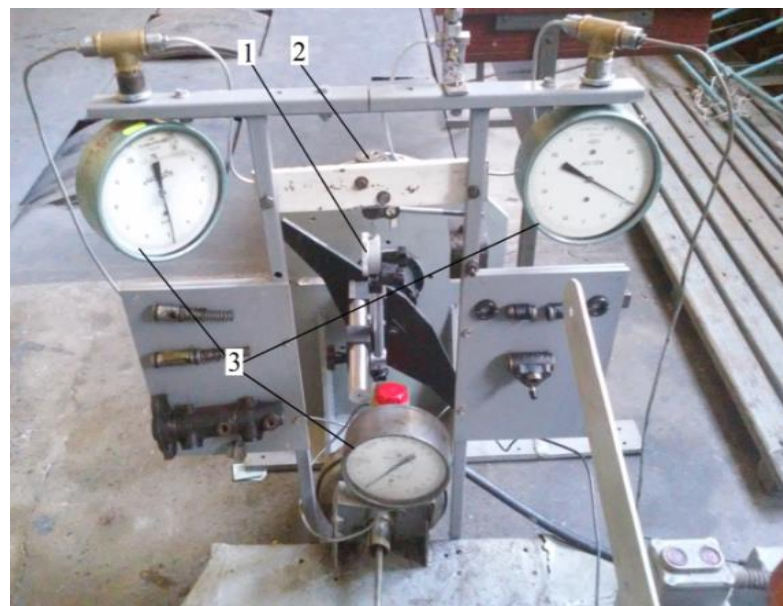
1, 13- гальмівні механізми (задній та передній); 2,12- крани; 3, 6 – магістралі; 4,7,11 – манометри; 5 – регулятор тиску; 8 – головний гальмівний циліндр; 9 – вакуумний підсилювач; 10 – педаль.

Рисунок 4.5 – Гідравлічна схема стану випробувань



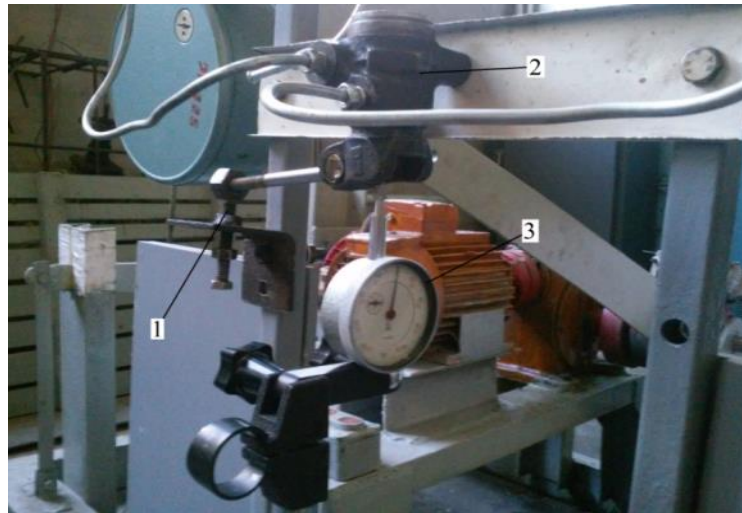
1- гальмівні механізми, 2-регулятор гальмівних сил, 3- манометри, 4- головний гальмівний циліндр.

Рисунок 4.6 – Стенд для випробувань гальмівної системи.



1 – індикатор; 2 - регулятор гальмівних сил; 3 –манометри.

Рисунок 4.7 – Стенд для випробувань гальмівної системи



1 – привід поршня регулятора гальмівних сил ; 2 - регулятор гальмівних сил; 3 – індикатор.

Рисунок 4.8 – Регулятор гальмівних сил, встановлений на стенді для випробувань гальмівної системи

### **Висновки за розділом**

Запропоновані методи досліджень: методи аналізу та синтезу; аналітичний метод; метод математичної моделі.

Розглянуті методи діагностування гальмівних систем, порядок проведення випробування гальмівної системи, наведені схеми випробувальної установки гальмівної системи та регулятора гальмівних сил.

Запропоновано проведення експериментальних досліджень на стенді в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного університету «Запорізька політехніка», який потребує деякої технічної доробки та розробки методики проведення дослідів.

## **5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В РЕГУЛЯТОРІ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ АВТОМОБІЛЯ ВАЗ 2107**

### **5.1 Моделювання роботи регулятора гальмівних сил**

Коли в гідравлічному приводі гальм немає тиску, то поршень під дією пружини і торсійного важеля піднятий вгору до упору в пробку. Тому порожнини корпусу, що знаходяться над головкою поршня і під нею, вільно повідомляються. Це відкриває вільний прохід рідини до колісних циліндрів задніх гальм.

При гальмуванні гальмовий момент, що створився, на колесах перерозподіляє навантаження по вісях автомобіля: на передню вісь навантаження збільшується, на задню — зменшується. Це приводить до підняття задньої частини кузова, тобто відстань між балкою заднього моста і кузовом збільшується. При цьому коротке плече важеля опускається, і поршень регулятора тиску під тиском рідини починає опускатися, стискаючи пружину. У момент повного гальмування відбувається максимальне переміщення навантаження з задньої вісі на передню і найбільший підйом задньої частини кузова. Зчеплення ведучих коліс з дорогою погіршується, а тиск торсійного важеля на поршен зменшується. Унаслідок більшої площі торця головки поршня сила від тиску рідини опускає поршень униз до зіткнення головки з ущільнювачем. Подальше надходження рідини до колісних циліндрів задніх гальм припиняється, тобто гальмовий момент на задніх колесах не збільшується, незважаючи на сильне натискання на педаль гальма. Тому задні колеса автомобіля не блокуються і не відбувається занос автомобіля.

### **5.2 Методика проведення вимірів**

Особливостями дослідження є те, що в автомобілі процес перерозподілу гальмівних сил складний та залежить від багатьох факторів. Але для відтворення процесів зміни тисків входу та виходу з регулятора є можливість це визначити, якщо фізично змоделювати окремі стадії роботи регулятора

гальмівних сил. Тому пропонується розділити проведення дослідів на два етапи.

Моделювання робочих процесів в регуляторі буде проводитись наступним чином.

1. Тиск, що створюється педаллю буде керуючим -  $p_0$ .
2. Тиски, що будуть створюватись в контурах живлення переднього та заднього гальмівних циліндрів відповідно  $p_1$  та  $p_2$ .
3. Для кожного дослідів будуть задаватися відповідні умови випробувань. Відповідно з ними будуть вноситись примусові корективи в параметри технічного стану натурального регулятора гальмівних сил. Наприклад, положення поршня відносно корпусу, що задається експлуатаційно та буде відтворюватись в лабораторних умовах.
4. За відповідними умовами будуть фіксуватись тиски в магістралях за допомогою манометрів.
5. По отриманим результатам експериментальних досліджень побудувати графіки залежностей.

#### **Методика вимірювань за першим етапом**

В магістралі керування встановлюється постійний тиск ( $p_0=0.2$  МПа,  $p_1=0.3$  МПа.;  $p_2=0,4$  МПа.;  $p_3= 0,5$  МПа.;  $p_4= 0,6$  МПа) та змінюється хід поршня регулятора від 0 до 2 мм ( $h_1= 0$ мм;  $h_2= 0,5$ мм,  $h_3=1$ мм,  $h_4=1,5$  мм,  $h_5=2$  мм). Далі фіксуються тиски в магістралях за допомогою манометров.

#### **Методика вимірювань за другим етапом**

Хід поршня регулятора фіксується в прийнятих положеннях від 0 до 2 мм ( $h_1= 0$ мм;  $h_2= 0,5$ мм,  $h_3=1$ мм,  $h_4=1,5$  мм,  $h_5=2$  мм). Далі змінюється командний тиск шляхом натиску на педаль приводу і фіксуються тиски в магістралях.

Таким чином, із запропонованою методикою буде проведено 2 етапи дослідів по 3 серії в кожному.

### 5.3 Результати експериментальних даних.

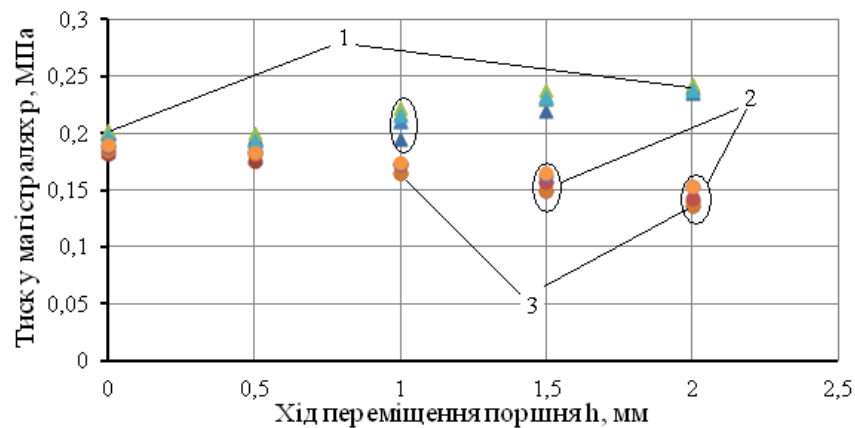
#### Результати експериментальних даних за першим етапом.

Визначення зміни тисків у вхідній та вихідній магістралях при примусовому попередньо встановленому тиску на вході в регулятор та примусовому переміщенні поршня.

Дослід проводився при змінних фіксованих тисках  $p_0=0.2$  МПа;  $p_1=0.3$  МПа.;  $p_2=0,4$  МПа.;  $p_3= 0,5$  МПа.;  $p_4= 0,6$  МПа.

Фактор впливу – хід переміщення клапану  $h$  мм.

По результатам проведених дослідів побудовані графічні залежності зміни тисків в гідравлічних магістралях при зміні положення поршня регулятора.



1 – значення тисків  $p_1$  на вході у регулятор; 2 – розподіл значень за кількістю дослідів; 3 - значення тисків  $p_2$  на виході з регулятора

Рисунок 5.1 - Розподіл отриманих експериментальних даних

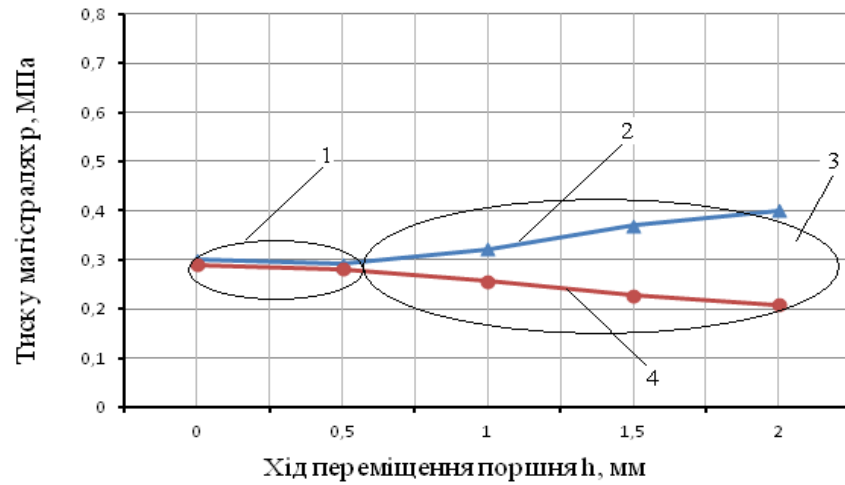
За отриманими даними визначено середні статистичні дані за кожним фіксованим переміщенням поршня по яким побудовано графічні залежності (рисунки 5.2- 5.5) та визначена дисперсія отриманих значень(таблиця 5.1).

Таблиця 5.1- Дисперсія отриманих експериментальних даних

Тиск у магістралях, МПа	Хід переміщення поршня $h$ , мм				
	0	0,5	1	1,5	2
$p_1$	$4,84 \cdot 10^{-5}$	$5,096 \cdot 10^{-5}$	$8,69 \cdot 10^{-5}$	$3,53 \cdot 10^{-5}$	$7,76 \cdot 10^{-5}$
$p_2$	$1,96 \cdot 10^{-5}$	$2,36 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$3,96 \cdot 10^{-5}$	$5,53 \cdot 10^{-5}$

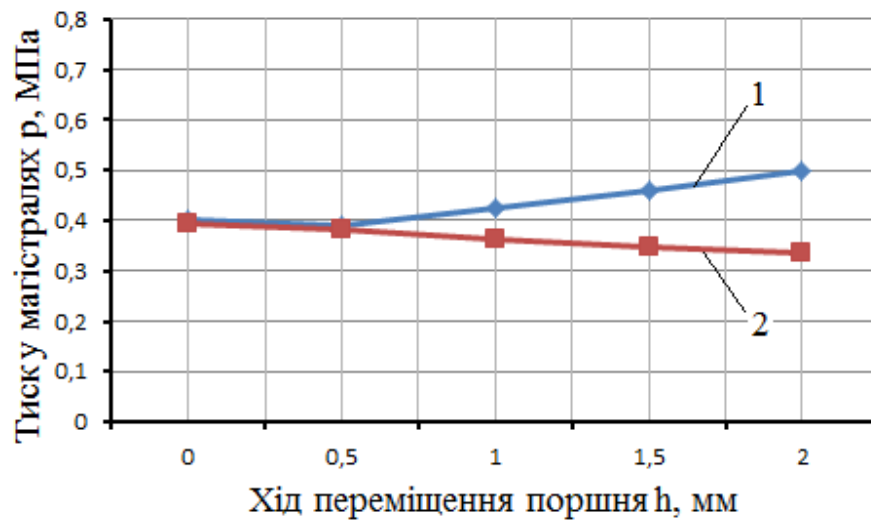
Середня дисперсія даних дорівнює  $3,85 \cdot 10^{-5}$ .

Величина дисперсії дуже мала, що вказує на мале розсіювання статистичних даних та точність отриманих вимірів.



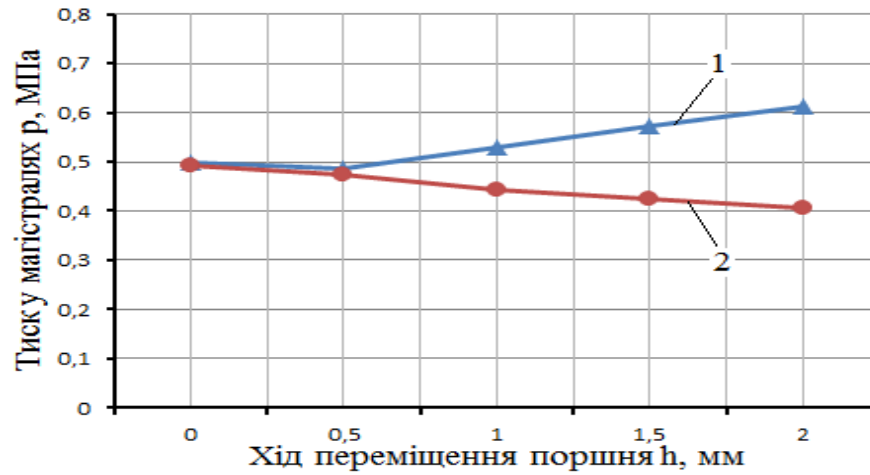
1- зона постійного тиску; 2 – тиск  $p_1$ ; 3 – зона змінних тисків; 4 - тиск  $p_2$

Рисунок 5.2 – Графічна залежність зміни тисків від ходу поршня при фіксованому тиску на вході  $p=0,3$  МПа.



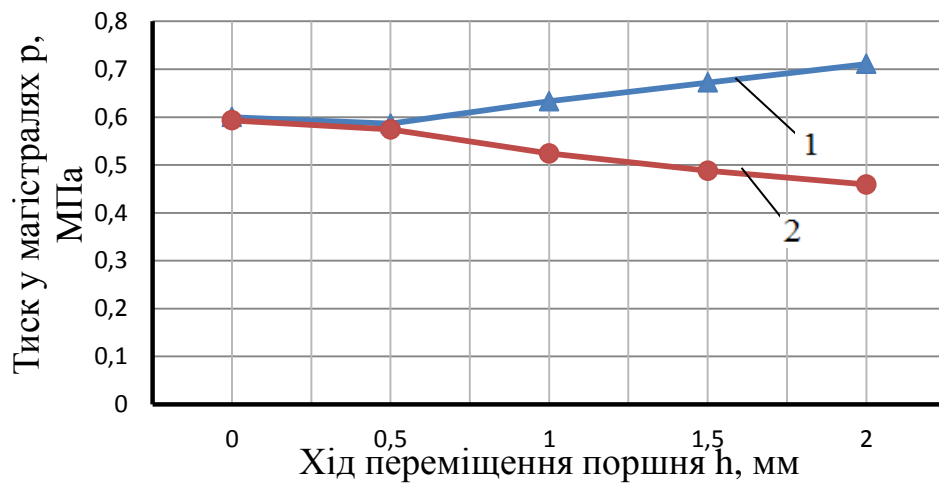
1 – тиск  $p_1$ ; 2- тиск  $p_2$

Рисунок 5.3 - Графічна залежність зміни тисків від ходу поршня при фіксованому тиску на вході  $p=0,4$  МПа.



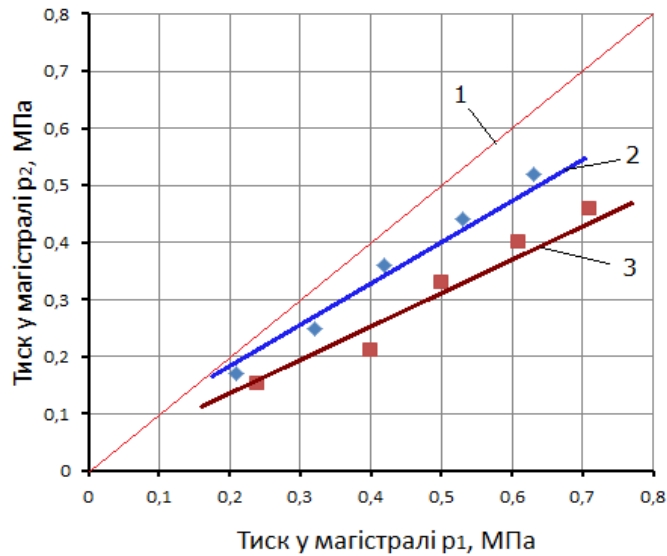
1 – тиск  $p_1$ ; 2- тиск  $p_2$

Рисунок 5.4 - Графічна залежність зміни тисків від ходу поршня при фіксованому тиску на вході  $p=0,5$  МПа.



1 – тиск  $p_1$ ; 2- тиск  $p_2$

Рисунок 5.5 - Графічна залежність зміни тисків від ходу поршня при фіксованому тиску на вході  $p=0,6$  МПа.



1 – тиск в магістралях без регулятора; 2 - тиск в магістралях при ході переміщення поршня 1 мм; 3 - тиск в магістралях при ході переміщення поршня 2 мм.

Рисунок 5.6 – Зведені графічні залежності тисків  $p_1$  та  $p_2$  за першим етапом

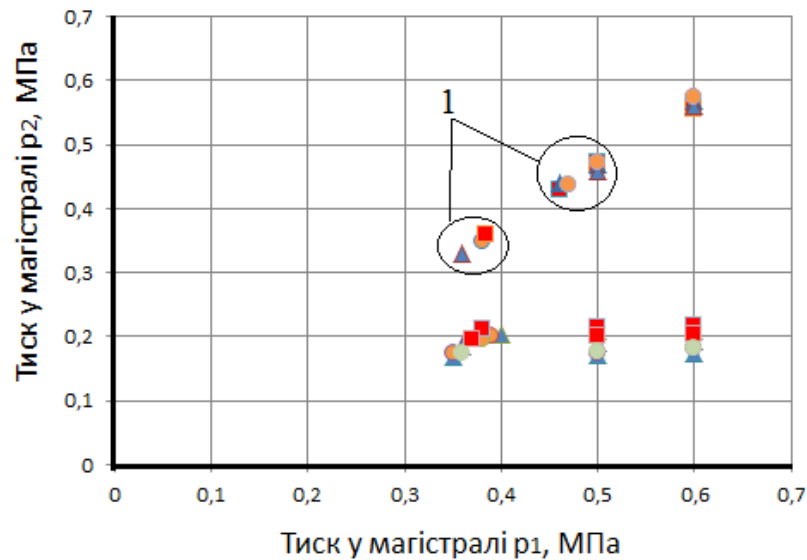
Попередній аналіз отриманих результатів вказує про наступне:

- при переміщенні поршня від 0 до 0,5 мм у системі не відбувається суттєвих змін тисків на вході та виході з регулятора – постійна лінійна залежність;

- при подальшому переміщенні поршня спостерігається закономірність зміни тисків( на вході в регулятор тиск зростає, а на виході – зменшується) – лінійна не постійна залежність.

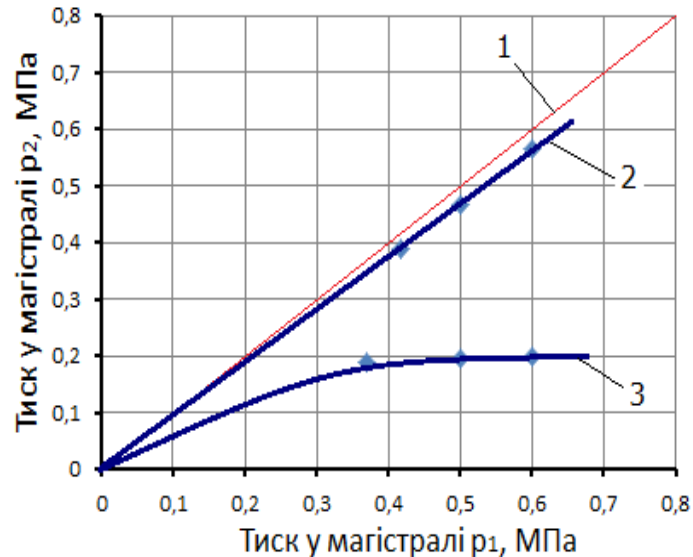
### Результати експериментальних даних за другим етапом.

Отримані, під час проведення дослідів, статистичні дані приведені на рисунку 5.7.



1 – розподіл отриманих статистичних даних за кількістю дослідів

Рисунок 5.7 - Розподіл отриманих експериментальних даних за другим етапом



1 – тиск в магістралях без регулятора; 2 - тиск в магістралях при ході переміщення поршня від 0 до 0.5 мм; 3 - тиск в магістралях при ході переміщення поршня від 1 до 2 мм.

Рисунок 5.8 – Графічна залежність тисків  $p_1$  та  $p_2$  за другим етапом

Криві параболічного вигляду відображають розподіл гальмівних сил, досліджуваного регулятора гальмівних сил. Тонка пряма 1 показує зв'язок між

тисками в приводах передніх і задніх коліс при відсутності регулятора гальмівних сил. Лінія 2 показує зміну тисків у контурах при переміщенні поршня регулятора від 0 до 0.5 мм. Лінії 3 показує зміну тисків у контурах при переміщенні поршня регулятора від 1 до 2 мм.

Отже із двох етапів дослідів бачимо закономірність у роботі регулятора. Тобто, чим більше переміщення поршня вниз від верхнього початкового положення, тим менший тиск отримаємо на виході з регулятора.

### **Висновки за розділом**

Розроблена методика проведення вимірів, яка дозволяє моделювати етапи режимів роботи регулятора гальмівних сил.

Проведені лабораторні випробування регулятора гальмівних сил на випробувальному стенді, на підставі яких отримані дані, які дали можливість побудувати залежності щодо співвідношення тисків та отримати графічний вигляд характеристики регулятора гальмівних сил.

## 6 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 6.1 Порівняння теоретичних тисків з можливостями регулятора

Для аналізу та порівняння отримані експериментальні і теоретичні дані зведемо в таблицю 6.1.

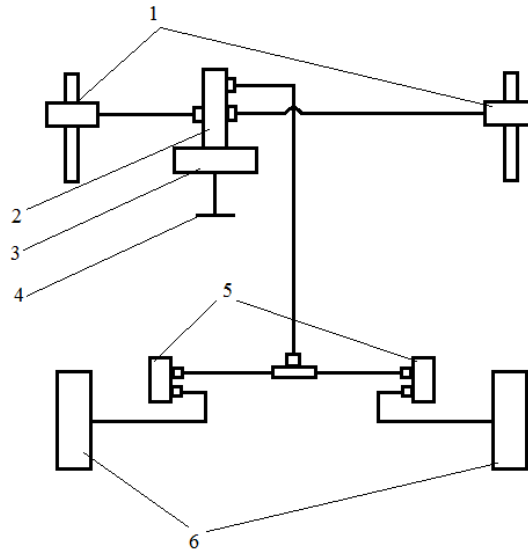
Таблиця 6.1 – Порівняльна оцінка тисків, отриманих розрахунковим та експериментальним способами при русі автомобіля на поперечному ухилі з кутом  $\alpha=30^{\circ}$

Параметр	Розрахункові дані для гальмівних механізмів задніх коліс			Експериментальні дані				
	Тм лівий $p_{2л}$	Тм правий $p_{2п}$	$p_{2п}/p_{2л}$	$p_{1експ}/p_{2експ}$				
				Хід поршня $h=0мм$	Хід поршня $h=0,5мм$	Хід поршня $h=1мм$	Хід поршня $h=1,5$	Хід поршня $h=2 мм$
Тиск рідини $p_2$ МПа при $\varphi=0,8$	1,65	6,1	3,7	1,06	1,07	2,4	2,5	2,7
Тиск рідини $p_2$ МПа при $\varphi=0,5$	1	3	3					
Тиск рідини $p_2$ МПа при $\varphi=0,2$	0,4	1,2	3					

### 6.2 Пропонування схеми гідроприводу задніх гальмівних механізмів з урахуванням перерозподілу тисків.

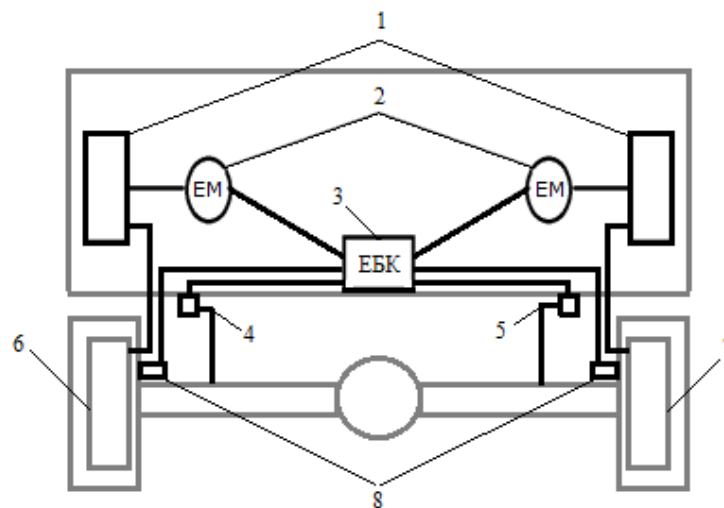
При русі автомобіля на поперечних ухилах дороги відбувається перерозподіл ваги між бортами. Тому для підвищення гальмівної ефективності в експлуатаційних умовах слід забезпечити міжбортовий розподіл гальмівних сил.

Пропоную схему роздільного регулювання гальмівних сил задніх коліс автомобіля, яка включає в себе 2 регулятори та схему включення регуляторів гальмівних сил в конструкцію приводу задніх коліс, рисунок 6.1 та 6.2.



- 1 – передні гальмівні механізми; 2 – головний гальмівний циліндр; 3 – вакуумний підсилювач; 4 – гальмівна педаль ;  
5 - регулятори гальмівних сил.

Рисунок 6.1 – Гідравлічна схема роздільного приводу задніх коліс.



- 1- регулятори гальмівних сил; 2 – електромагніти; 3 – електронний блок керування; 4, 5- датчики положення кузова (С, D) ; 6, 7 – гальмівні механізми;  
8 - датчики кутової швидкості колеса (А, В)

Рисунок 6.2– Схема включення регуляторів в конструкцію приводу задніх коліс.

Робота запропонованої схеми відбувається за алгоритмом вказаним на рисунку 6.3.

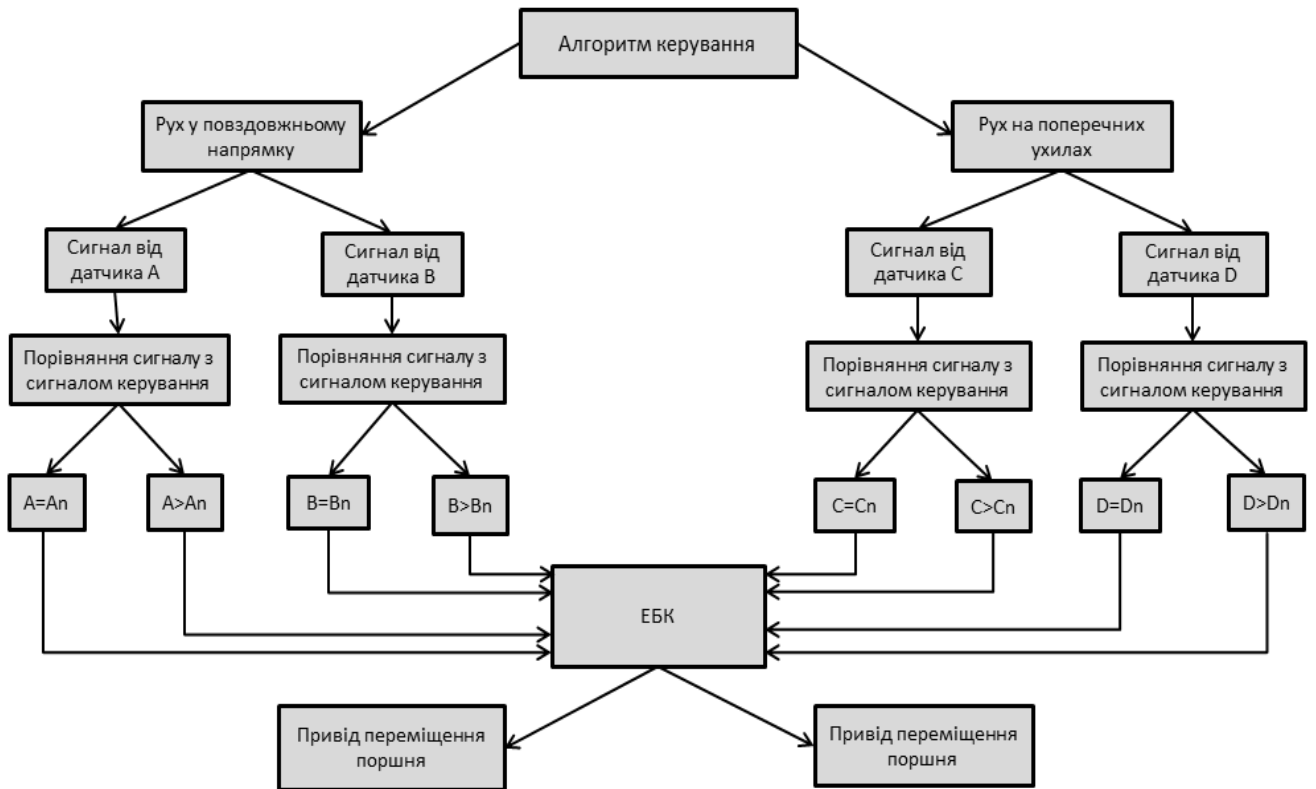


Рисунок 6.3 – Алгоритм керування регуляторами гальмівних сил.

При гальмуванні автомобіля, сигнал від датчиків поступає в ЕБК (електронний блок керування) де відбувається порівняння сигналів з сигналом керування. Коли сигнал від датчика дорівнює сигналу керування то регулювання тиску рідини не потрібне, але якщо сигнал від датчика більший за сигнал керування то на підставі цих порівнянь блок керування визначає можливу стратегію гальмування, максимально допустиму величину гальмівного тиску, при якому можлива втрата зчеплення коліс з дорогою і початок їх блокування. Тому він віддає команди електромагнітам на зміну положення поршнів регуляторів гальмівних сил для кожного колеса окремо.

Для запропонованої схеми включення регуляторів в конструкцію приводу задніх коліс пропонується використати датчики для виміру кутової швидкості колеса бренду «СтартВольт», які використовуються в автомобілях сімейства ВАЗ (ВАЗ-2170; ВАЗ-2171; ВАЗ-1117) з номінальною напругою 11,8 - 12,5 В, рисунок 6.4, та датчик положення кузова Aisin AST025, який використовується в автомобілях Lexus, Toyota та інших, рисунок 6.5.



Рисунок 6.4 – датчик АБС ВАЗ-2170 «СтартВольт» (задній)



Рисунок 6.5 – датчик положення кузова автомобіля Aisin AST025, показаний з різних сторін



Рисунок 6.6 – ЕБК (електроний блок керування) фірми BOSCH

Застосування розробленого методу дозволяє приблизити розподіл гальмівних сил до ідеальних, тобто такому, при якому на всіх колесах гальмівні

сили досягають величини максимально можливої по зчепленню одночасно. При цьому забезпечується не тільки мінімальний гальмівний шлях, а й стійкість і керованість автомобіля.

### **Висновки за розділом**

Проведено порівняння розрахункових тисків з отриманими експериментальними даними.

Запропоновано:

- схему роздільного регулювання гальмівних сил задніх коліс автомобіля, яка дає можливість покращити гальмівні властивості автомобіля при русі на поперечних ухилах дороги;

- попередній алгоритм керування, який включає узгодження сигналів, які контролюються датчиками та електронним блоком керування.

## 7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Основна умова раціонального планування НДР – скорочення термінів виконання розробок при мінімальних витратах трудових, матеріальних й грошових ресурсів.

Для цього необхідно вирішити наступні питання по плануванню НДР: визначення трудомісткості й тривалості; складання календарного графіка виконання; визначення витрат на проведення роботи.

### 7.1 Визначення трудомісткості та тривалості НДР

Весь комплекс науково-дослідних робіт можна підрозділити на типові етапи. По кожному етапу вказуємо виконавців і трудомісткість чи тривалість виконання робіт.

Трудомісткість НДР розраховується в людино-днях витрат робочого часу основних виконавців і залежить від складності розробки й ступеня її новизни, кваліфікації виконавців, наявності в них навичок дослідницької роботи, від використовуваних матеріалів, вимог надійності, технічних умов комплектуючих схем і т.д.

Для визначення трудомісткості типових етапів робіт можна використовувати укрупнені нормативи на ці етапи, що мають на підприємствах і в НДІ. При відсутності таких нормативів використовують трудомісткість етапів аналогічних робіт. Аналогічною роботою вважається дослідження з таким само функціональним призначенням чи завданням. При відсутності укрупнених нормативів і аналогічних робіт загальну трудомісткість наукового дослідження визначає керівник дипломного проекту з урахуванням складності й новизни НДР. Загальна трудомісткість розподіляється в цьому випадку по етапах робіт у відповідності зі структурою трудомісткості НДР.

Розрахунок тривалості виконання робіт та дослідження і кожного його етапу розраховується відповідно до кількості виконавців по кожному етапу по формулі:

$$T_{ц1} = \frac{Q}{R \cdot K_{в.н.}} \quad (7.1)$$

де  $T_{ц}$  – тривалість циклу, днів;

$Q$  – трудомісткість робіт, люд.-годин;

$R$  – кількість виконавців, людей;

$K_{в.н.}$  – плановий коефіцієнт виконання норм на відрядних роботах,

$K_{в.н.} = 1,05 \dots 1,1$ .

Розрахунок тривалості для 1-го етапу:

$$T_{ц1} = \frac{2}{1 \cdot 1,1} = 2 \text{ дні}$$

Результати розрахунків інших етапів зводять у табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Тривалість етапів НДР

Етап НДР	Трудомісткість		Виконавці		Тривалість, днів
	Людимо-днів	% до підсумку	Спеціальність	Кількість, людей	
1	2	3	4	5	6
1. Технічне завдання	2	2,22	магістрант	1	2
2. Планування роботи	5	5,55	магістрант	1	5
3. Підбір і аналіз літератури щодо визначення гальмівних властивостей автомобіля	5	5,55	магістрант, керівник	2	2,5
4. Складання методики досліджень гальмівної системи автомобіля	6	6,66	магістрант	1	6
5. Складання плану досліджень	2	2,22	магістрант	1	2
6. Розробка та проектування стенду	3	3,33	магістрант	1	3
7. Виготовлення стенду	6	6,66	магістрант, лаборант	3	2
8. Проведення випробувань	8	8,88	магістрант, керівник	2	4
9. Обробка отриманих даних	6	6,66	магістрант	1	6

## Продовження таблиці 7.1

1	2	3	4	5	6
10. Теоретичне моделювання зміни тисків в гідроприводі гальм	5	5,55	магістрант	1	5
11. Узагальнення отриманих результатів, визначення шляхів їх подальшого використання	4	4,44	магістрант	1	4
12. Визначення витрат на проведення магістерської роботи	4	4,44	магістрант, економіст	2	2
13. Аналіз потенційних небезпечних факторів	3	3,33	магістрант	1	3
14. Заходи по забезпеченню безпеки	3	3,33	магістрант	1	3
15. Заходи з пожежної безпеки	3	3,33	магістрант	1	3
16. Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях	2	2,22	магістрант	1	2
17. Висновки по розділу ОП та безпеки у надзвичайних ситуаціях.	2	2,22	магістрант, інженер з ОП	2	1
18. Аналіз економічного ефекту	5	5,55	магістрант, економіст	2	2,5
19. Визначення шляхів подальшого використання розробки, виявлення споживачів.	6	6,66	магістрант	1	6
20. Формування пояснювальної записки та технічної документації	4	4,44	магістрант, керівник	2	2
21. Презентація	6	6,66	магістрант	1	6
Разом	90	100	-		72

**7.2 Визначення витрат на проведення НДР**

Для визначення грошових витрат на проведення науково-дослідної роботи складають кошторис витрат по статтях:

- матеріали за винятком зворотних відходів,
- закупні комплектуючі деталі і вироби;

- паливо й енергія з боку;
- спеціальне устаткування і технологічне оснащення;
- амортизація універсального устаткування;
- заробітна плата основна і додаткова;
- внески на соціальні заходи;
- витрати на відрядження;
- контрагенті роботи;
- накладні витрати.

### 7.2.1 Визначення витрат на матеріали

У вартість матеріалів включаються витрати на матеріали для проведення дослідження (папір, калька й ін.), а також для виготовлення дослідних зразків. Обсяги витрат у натуральних одиницях варто визначити на основі програми дослідження, норм витрат, кількості годин іспитів та інших даних. Ціну кожного матеріалу визначають по прейскурантах або інших довідникових даних.

Витрати на основні матеріали  $M_0$  можуть бути розраховані по формулі:

$$B_M = (1 + K_{m.z.}) \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot N_i - C_{i\bar{c}} \cdot N_{i\bar{c}}) \quad (7.2)$$

де  $K_{m.z.}$  – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати ( $K_{m.z.} = 0,15 \dots 0,20$ );

$C_i$  – ціна  $i$ -го найменування матеріалу, грн.;

$N_i$  – необхідна потреба в матеріалі  $i$ -го найменування;

$N_{i\bar{c}}$  – норма зворотних відходів матеріалі  $i$ -го найменування;

$C_{i\bar{c}}$  – ціна зворотних відходів  $i$ -го найменування матеріалу;

$n$  – кількість найменувань матеріалів.

Вихідні дані і розрахунки вартості матеріалів заносяться в табл. 7.2

Таблиця 7.2 – Розрахунок витрат на матеріали при проведенні дослідження

Матеріал	Одиниця вимірювання	Кількість	Ціна за шт.	Вартість всього, грн
Папір А4	пачка	2	97	194
флешка	штук	1	210	210
Фарба для принтеру	штук	1	105	105
Записник	штук	1	50	50
Набір канцтоварів	штук	1	40	40
Всього		-		599
Транспортно-заготівельні витрати				60
Разом із транспортно-заготівельними витратами				659

### 7.2.2 Розрахунок вартості палива й енергії

Витрати на силову енергію  $E_c$  визначають по формулі:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{ef} \cdot K_e \cdot C_e}{KKД}, \quad (7.3)$$

де  $P_y$  – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{ef}$  – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин;

$K_e$  – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ( $K_e \approx 0,8 \dots 0,9$ );

$C_e$  – ціна 1 кВт·година електроенергії, грн./кВт·година;

$KKД = 0,8 \dots 0,9$ .

При виконанні магістерської роботи споживання електроенергії було наступними приладами: електроінструмент, комп'ютерна техніка (комп'ютер з периферійними пристроями), лампи освітлення, розраховуємо їх щоденні витрати:

$$E_{c1} = \frac{1,5 \cdot 3 \cdot 0,85 \cdot 2,23}{0,9} = 9,48 \text{ грн/день},$$

$$E_{c2} = \frac{0,4 \cdot 8 \cdot 0,85 \cdot 2,23}{0,9} = 6,72 \text{ грн/день},$$

$$E_{c3} = \frac{0,3 \cdot 6 \cdot 0,85 \cdot 2,23}{0,9} = 3,79 \text{ грн/день}$$

Виконанні розрахунки вносимо у таблицю 7.3.

Таблиця 7.3 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енергоресурсів	Норма витрати, кВт	$\Phi_{\text{эф}}$	Ціна чи вартість, грн./кВт·год без ПДВ	Вартість енергоресурсів, грн.
1. Лампи для освітлення	електроенергія	0,4	8	2,23	482,4
2. Комп'ютер	електроенергія	0,3	6	2,23	273
Разом					755,4

### 7.3 Визначення вартості спец обладнання і спеціального технологічного оснащення для експериментальних робіт

До спеціального обладнання та технологічного оснащення належить таке обладнання, яке використовується тільки для проведення окремої дослідної роботи. Витрати, які пов'язані з проектуванням, виготовленням та ліквідацією такого обладнання, повністю враховуються у кошторисі витрат на НДР.

Для виконання роботи необхідно виготовити макет судна на повітряній подушці, кошторисна вартість якого визначається за статтями:

- витрати матеріалів;
- витрати комплектуючих та н/ф;
- витрати на будівельно-монтажні роботи:
- заробітна плата;
- внески на соціальні заходи;
- амортизація обладнання;
- витрати енергії;
- інші витрати.

#### **Витрати на матеріали.**

У вартість матеріалів включаються витрати на матеріали для виготовлення стенду випробування гальмівної системи (формула 7.2).

Розрахунок проводимо в таблицю 7.4.

Таблиця 7.4 – Розрахунок витрат на матеріали

Матеріал	Одиниця вимірювання	Кількість	Ціна за одиницю вимірювання	Вартість всього, грн
Свердло	шт	2	12	24
Гальмівна рідина DOT4	л	1	55	55
Всього				79
Транспортно-заготівельні витрати				60
Разом із транспортно-заготівельними витратами				139

Витрати на покупні деталі і комплектуючі вироби визначають відповідно до їх номенклатури, кількості використання та ціни:

$$B_{\kappa} = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \cdot K_{m.z.} \quad (7.4)$$

де  $H_{ki}$  – норма витрат  $i$ -х комплектуючих виробів, один.;

$C_{ki}$  – ціна  $i$ -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{m.z.}$  – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, що приймається від 1,05 до 1,15.

Дані розрахунку зводяться в таблицю 7.5.

Таблиця 7.5 – Розрахунок витрат на покупні деталі і комплектуючі вироби

Матеріал	Одиниця вимірювання	Кількість	Ціна за одиницю вимірювання	Вартість всього, грн
Регулятор гальмівних сил	шт	1	300	300
Головний гальмівний циліндр	шт	1	341	341
Гальмівна трубка	шт	3	20	60
Гальмівний циліндр	шт	1	120	120
Всього				821
Транспортно-заготівельні витрати				60
Разом із транспортно-заготівельними витратами				881

Витрати на монтажні роботи які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу стенду.

Основна заробітна плата робітників по операціям монтажних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_o = \sum_{i=1}^n l \cdot t_i, \text{ грн} \quad (7.5)$$

де  $l$  - часова тарифна ставка, грн.;

$t_i$  – трудомісткість  $i$ -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки (заробітної плати на одиницю продукції) наводиться в таблиця 7.6.

Таблиця 7.6 - Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
Заготівельна	6	3	58,20	349,2
Складальна	8	3	58,20	465,6
Контрольна	2	3	58,20	116,4
Разом	16			931,1

Витрати на заробітну плату.

$$ЗП = ЗП_o + ЗП_d = ЗП_o \cdot 1,16 = 1080 \text{ грн.}$$

Розрахунок внесків на соціальні заходи при виготовленні стенду.

$$B_{cz} = \frac{1080 \cdot 22\%}{100\%} = 237,6 \text{ грн}$$

Данні по витратам на оренду обладнання зведені до таблиці 7.7.

Таблиця 7.7 – Витрати на оренду інструменту

Устаткування, прилади	Вартість оренди, грн./день	Кількість днів роботи	Сума витрат, грн.
Кутова шліфувальна машина	50	4	200
Дриль	70	4	280
Зварювальний апарат	180	1	180
Набір ключів	40	1	40
Разом			700

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$B_{ел.} = B_{н_{сум}} \cdot t_{м} \cdot Ц_{ел} \quad (7.6)$$

де  $W_{\text{сум}}$  - сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;

$t_m$  – кількість годин використання обладнання, год.;

$C_{\text{ел}}$  - ціна 1 кВт. год. електроенергії, приймається за цінами енергетичного ринку, грн.

Розрахунок проводиться в табл.7.8.

Таблиця 7.8 - Витрати на електроенергію.

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	Норма витрати, кВт	$\Phi_{\text{еф}}$	Ціна чи вартість, грн./кВт.год без ПДВ	Вартість енергоресурсів, грн.
1.Електроінструмент для виготовлення стенду	електроенергія	1,5	3	2,23	47,4

Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме  $\mu = 68\%$

$$ЗВВ = \frac{ЗП_o \cdot Y_{звв}}{100\%}, \quad (7.7)$$

де  $Y_{звв}$  – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість стенду визначається в таблицю 7.9.

Таблиця 7.9 – Кошторисна вартість стенду

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали	1020	26.5
Енергія	47,4	1.2
Оренда електроінструменту	700	18.2
Заробітна плата	1080	28.1
Відрахування на соціальні заходи	237,6	6.2
Накладні витрати	756	19.7
Всього	3841	100

### 7.3.1 Розрахунок витрат на оренду обладнання та амортизацію універсального устаткування

Для виконання поставлених задач з виготовлення стенду було залучено інструмент взятий у прокат, з метою зменшення загальних витрат на виготовлення стенду.

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховують у відповідності із зайнятістю їх для даної НДР.

Таблиця 7.10 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань при дослідженні

Устаткування, прилади	Балансована вартість, грн	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, годин	Річний ефективний фонд часу, годин	Сума амортизації, грн.
1	2	3	4	5	6
Комплект комп'ютерної техніки	25000	50	400	1860	2688,2
Програмні продукти	22000	50	400	1860	2365,6
Разом					5053,8

### 7.3.2 Розрахунок заробітної плати

Розрахунок заробітної плати на виконання дослідження.

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів НДР. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу.

Розрахунок основної заробітної плати зводимо в таблицю 7.11.

Таблиця 7.11 – Розрахунок основної заробітної плати

Посада виконавця	Кількість людей	Місячний оклад, грн.	Середня денна зарплата, грн.	Зйнятість роботою, днів	Основна зарплата, грн.	Додаткова ЗП		Разом заробітна плата, грн
						%	грн	
Магістр	1	6400,0	290,9	72	20945	16	3351	24296
Керівник	1	8600,0	390,9	8,5	3323	30	997	4320
Економіст	1	8600,0	390,9	4,5	1759	30	528	2287
Спеціаліст з охорони праці	1	8600,0	390,9	1	390,9	30	117,27	508,17
Разом для проведення дослідження				90	26417,9		4993,27	31411,17

### 7.3.3 Внески на соціальні заходи

Розрахунок внесків на соціальні заходи при виконанні дослідження.

Внески на соціальні заходи визначають у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій. Єдиний соціальний внесок становить  $U_{c/3} = 22\%$ . Таким чином, внески на соціальні заходи складають, грн:

$$B_{c3} = \frac{(3\Pi_o + 3\Pi_d) \cdot U_{c3}}{100\%} \quad (7.8)$$

$$B_{c3} = \frac{(26417 + 4993,27) \cdot 22\%}{100\%} = 6910,4 \text{ грн}$$

### 7.3.4 Накладні витрати

До накладних витрат даної магістерської роботи можна віднести витрати за оренду приміщення, оплата за комунальні та інтернет-послуги, тощо. Накладні витрати складають 70% від основної заробітної плати виконавців, тому:

$$NB = 26417,9 \cdot 0.7 = 18492,5 \text{ грн}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 7.12.

Таблиця 7.12 – Кошторис витрат на виконання дослідження

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали	659	0.99
Паливо і енергія	755,4	1.1
Вартість спец обладнання і спеціального технологічного оснащення для експериментальних робіт	3869,4	5.6
Амортизація універсального устаткування	5053,8	7.6
Заробітна плата	31411,17	47.15
Відрахування на соціальні заходи	6910,4	10.3
Накладні витрати	18492.5	27.7
Всього	67251,67	100

#### 7.4 Розрахунок економічної ефективності роботи

Для теоретичних досліджень у більшості випадків важко чи навіть неможливо розрахувати економічний ефект, тому доцільно визначити їхню техніко-економічну ефективність з урахуванням наступних показників:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюємо по його призначенню, а саме поліпшення гальмівних властивостей автомобіля.

Складність виконання роботи визначаємо порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність НДР визначаємо по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат задовольняє вирішення поставлених задач.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних НДР по формулі:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.9)$$

де  $K_{НДР}$  – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності НДР);

$J^n$  – важливість роботи;

$R$  – результативність роботи;

$T$  – технічна складність виконання НДР;

$B_{НДР}$  – витрати на проведення НДР, років, приймаємо  $t_p=71/365=0,195$ ;

$n$  – показник використання результатів НДР:

$n=0$  – результати НДР не використовуються;

$n=1$  – результати НДР використовуються частково;

$n=2$  – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n=3$  – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

Вибрані параметри наведені в таблиці 7.13.

$$K_{НДР} = \frac{3^2 \cdot 2 \cdot 1}{67 \cdot 0,195} = 1,37$$

Таблиця 7.13 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	n
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	1...8
Прийняті значення	3	2	1	1

Після проведення розрахунків отримуємо рівень економічної ефективності роботи  $K_{НДР} = 1,37$ . Це становить більше 1, і тому можна зазначити що дана науково-дослідницька робота з підвищення гальмівної ефективності автомобіля є економічно ефективною.

### Висновок за розділом

Під час виконання економічної частини дослідження було визначено трудомісткість, тривалість та витрати на проведення науково-дослідної роботи.

Розраховано економічну ефективність роботи, яка становить  $K_{НДР} = 1,37$ . Це свідчить про те, що науково-дослідна робота є економічно ефективною.

## **8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

Оскільки тема магістерської роботи – «Визначення параметрів гальмівної системи автомобіля категорії М1 при русі в екстремальних дорожніх умовах», вона передбачає проведення робіт з виготовлення стенду дослідження гальмівної системи автомобіля, а також аналіз отриманих даних та проведення відповідних розрахунків у приміщенні дослідницької лабораторії. Тому нижче розглянемо аналіз потенційних небезпек та заходи по забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщень дослідницької лабораторії, а також заходи з цивільного захисту, у відповідності з методичними вказівками.

На основі аналізу роботи існуючого обладнання і дій персоналу у приміщеннях дослідницької лабораторії, де буде виконуватись виготовлення стенду, виявлені наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори здатні привести до травм або ушкоджень здоров'ю працівників.

### **8.1 Аналіз потенційних небезпек**

1. Електротравми при роботі з електроінструментом (кутова шліфувальна машина, електродріль, зварювальний апарат), а саме ураження струмом. Причиною є відсутність заземлення, порушення ізоляції силових дротів внаслідок їх перекручування, переламування або їх механічне пошкодження внаслідок падіння на них металевих предметів, нехтування правилами користування, відсутність або недієздатність системи автоматичного захисту. Це може призвести до ураження струмом що негативно впливає на здоров'я людини і може викликати смерть.

2. Механічні травми при роботі з електроінструментом. Причини: порушення правил експлуатації та користування, які зазначені заводом-виробником, відсутність засобів індивідуального захисту, відсутність або несправність захисник кожухів, екранів, тримачів. Як наслідок можливе

потрапляння в очі стружки при свердленні отворів а також іскор та металевих часток при різанні металу кутовою шліфувальною машинкою. Погана організація робочого місця, використання інструменту не за призначенням. Використання несправного інструменту. Наслідком є травмування різних частин тіла працівників.

3. Травми при роботі зі зварювальним обладнанням. Порушень правил експлуатації та режимів роботи зварювального обладнання, несправність елементів обладнання. Наслідком є отримання опіків різного роду від потрапляння іскор, часткова або повна втрата зору, офтальмія, травмування, отруєння випаровуваннями які виникають під час зварювання.

4. Отруєння розчинниками при виконанні лакофарбових робіт за допомогою фарбопульта. Як наслідок при вдиханні виникає отруєння парами розчинників, фарб, лаків. Що призводить до запаморочення, нудоти, втрати свідомості, загальної інтоксикації організму.

5. Травми при проведенні монтажно-збиральних робіт. Причини: несправність, неправильний підбір розмірів гайкових ключів, зношення інструменту, що призводить до зриву руки та ушкодження флангів пальців порушення кріплення елементів складальних одиниць. Наслідком є отримання травм працівником.

6. При регулюванні параметрів регулятора гальмівних сил можливий прорив гальмівної рідини, що знаходиться під тиском через не стравлений тиск, що може призвести до пошкоджень тканин, травм сухожилків, пошкоджень очей.

7. Існує небезпека нещасного випадку через підсковзування і падіння через капаюче на підлогу мастило. При падінні можна отримати різні ушиби, переломи.

8. Недостатня освітленість робочої зони. Причинами можуть бути несправність освітлювальних приладів, неналежний підбір їх кількості там розташування. Як наслідок це призводить до погіршення зорового сприйняття та як наслідок працездатності, а також швидка втомлюваність працівника.

9. Виникнення пожежі. Причинами є займання лакофарбових матеріалів при проведенні фарбувальних робіт, в наслідок виникнення іскри при роботі різальним і зварювальним апаратом. Наслідком є отримання опіків, отруєння продуктами горіння, втрата свідомості.

10. Під час обробки отриманих даних можливі наступні небезпеки при роботі на ПК. Комп'ютер як і інші периферійні пристрої (принтер ,сканер) при роботі нагріваються. Що викликає підвищення температури в приміщенні. Як наслідок знижується продуктивність праці, підвищується втомлюваність працівників.

11. Під час роботи ПК з конденсаторів та трансформаторів або інших елементів можуть виділятися токсичні пари що можуть привести до пошкодження дихальних шляхів, слизової оболонки , очей, роздраження шкіри що може призвести до нещасних випадків .

12. Негативний вплив рентгенівських випромінювань, які виникають в електронно-променевої трубки, які виділяють іонізуючі випромінювання. При використанні таких моніторів ПК, може призвести до погіршень зору, зниження імунітету.

13. При роботі копіювальної техніки , комп'ютеру, або старого електричного обладнання виділяється також підвищений рівень шуму ,джерелом якого можуть бути жорсткі диски, блоки живлення , вентилятори для охолодження процесору ,материнської плати , механічні елементи сканеру та принтеру які пересуваються при роботі. Ці негативні фактори можуть викликати головні болі, підвищення тиску, негативний вплив на нервову систему.

14. При роботі на ПК на дослідника діють шкідливі фактори санітарно-гігієнічного характеру, такі як: не задовільнене освітлення робочого місця, невідповідність нормам мікроклімату та інші.

## **8.2 Заходи по забезпеченню безпеки**

1. Згідно ПУЕ, всі електроустановки та обладнання повинне мати заземлення. Електропроводка покладена в спеціальні гофровані кабель-канали,

що виключає їх механічне пошкодження ізоляції. Для запобігання перекручування дротів живлення слід підвішувати кабелі на спіральний підвід. Всі роботи повинні виконуватись згідно правил користування електроприладами встановлених заводом-виробником.

2. Для запобігання травмування під час роботи з електроінструментом слід використовувати засоби індивідуального захисту, які передбачені наказом державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду, № 62 «Про затвердження Норм безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам загальних професій різних галузей промисловості». Всі роботи повинні виконуватись згідно правил користування, які встановлені заводом-виробником даних інструментів.

3. Проведення зварювальних робіт на ділянці слід виконувати згідно НПАОП 28.52-1.31-13 «Правила охорони праці під час зварювання металів». Для захисту органів зору та обличчя робітників від випромінювання, іскор і бризок розплавленого металу застосовуються захисні лицьові щитки. Для захисту рук робочі використовують рукавиці виготовлені з брезентового матеріалу. Забороняється використання відкритого взуття. Спеціальний одяг повинен бути виданий згідно з наказом державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду, № 62 «Про затвердження Норм безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам загальних професій різних галузей промисловості».

4. Використання працівниками інструменту ведеться відповідно до НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та прилаштувати». Інструмент має гладкі дерев'яні поверхні ручок, робочі поверхні без пошкоджень (вибоїн, відколів) і наклепів. При роботі з різальним інструментом обов'язково слід застосовувати окуляри для захисту очей. Забороняється застосовувати ключі невідповідних розмірів, подовжувати їх для збільшення зусилля іншими ключами або вдягати на них труби. Для

відповідальних робіт, де потрібне велике зусилля при зтягуванні слід використовувати накидні ключі.

### **8.3 Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці**

1. Пари які виділяються з конденсаторів та трансформаторів при роботі ПК, повинні бути видалені за допомогою місцевої вентиляції. Або замінити обладнання на більш сучасне, в якому даний процес не спостерігається.

2. Негативний вплив рентгенівських випромінювань, які виникають в електронно-променевої трубки можна прибрати змінивши екран для комп'ютера на рідкокристалічний дисплей.

3. Ґрунтуючись на вимоги ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», проведені заходи які дозволяють підтримувати такі метеорологічні параметри: для холодного періоду року і робіт середньої тяжкості категорії ІІа температура повітря - (19-21) 0С, відносна вологість - (40-60)%, швидкість переміщення повітря - 0,2 м / с; для теплого періоду року температура повітря - (21-23) 0С, відносна вологість - (40-60)%, швидкість переміщення повітря - 0,3 м / с.

4. Для боротьби з шкідливими парами при роботі зварювального апарату на ділянці застосована місцева витяжка згідно НПАОП 28.52-1.31-13 «Правила охорони праці під час зварювання металів».

5. Всі фарбувальні роботи повинні виконуватись згідно ДСТУ Б А.3.2-7:2009 ССБП. «Роботи фарбувальні. Вимоги безпеки.» Під час проведення даних робіт слід застосовувати спеціальні засоби індивідуального захисту, а саме захисні маски типу ЗМ 6300 чи їх модифікації, також слід застосовувати спеціальний захисний одяг а також рукавиці і окуляри. Які повинні відповідати ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту».

6. На ділянці складання, освітлення виконується світильниками з лампами типу ЛБ, так як процес збирання стенду не вимагає поліпшених показників передачі кольорів, а висота будівлі 5м. Рівні освітленості приміщень прийняті згідно ДБН В.2.5-28-2006 «Природне и штучне освітлення».

Необхідна норма освітленості - не менше 200 лк для розряду зорової роботи IV. Освітленість робочої зони повинна відповідати ДСТУ EN 12464:2016 «Світло та освітлення. Освітлення робочих місць». Всі наявні джерела світла повинні знаходитись в працездатному стані.

7. Під час випробувань у холодну пору року співробітники повинні вдягати спеціальний теплий спец одяг згідно наказу державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничного нагляду, № 62 «Про затвердження Норм безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам загальних професій різних галузей промисловості».

8. В рамках дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості та напруженості праці були проведені відповідні виміри мікроклімату, освітлення, рівня шуму та інші у лабораторії де є ПК. Які були внесені до таблиці 8.1

Таблиця 8.1 - Результати вимірів

Фактор (показник)	Фактичне значення	Час дії год.
1	2	3
Умови праці:		
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	29	6
Освітленість приміщення E, лк	370	9
Розряд і під розряд зорових робіт, Z <sub>ор</sub>	A-1	-
Рівень шуму L, дБ А	98	4
Напруженість праці:		
Загальні енергозатрати організму, Вт	260	6
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	40000	6
Важкість праці		6
Тривалість зосередженої уваги (в % від часу зміни)	79	6
Тривалість робочого дня, год	6	6

Далі було оброблено отримані данні.

Таблиця 8.2 - Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Вимірні показники, $P_{\text{вим.}}$	Час дії, год.	ГДК, ГДР, показники $P_{\text{доп.}}$	$X_{\text{визн.}}$ бали	Клас умов праці	$X_i$ бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС-індексом, $t, ^\circ C$	29	6	23.5-26.4	4	3.4	4
Освітленість приміщення $E, лк$	370	6	500	-	2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{op}$	A-1	-	-	-	-	-
Рівень шуму $L, дБА$	98	4	50	-	3.3	1.5
Загальні енергозатрати організму, $Bm$	260	6	290	0.67	3.2	2.29
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	40000	6	40000	0.75		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	79	6	75	0.79		
Тривалість робочого дня, год.	6	6	8	0.08		

Розрахунковий коефіцієнт  $X_{\text{визн}}$  при оцінка мікроклімату розраховується в балах, за формулою:

$$X_{\text{визн.}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T}, \quad (8.1)$$

де  $t_1, t_2, t_3, t_4$  - час дії фактора на відповідному ступені 3 класу, год.;

$T$  - тривалість робочої зміни, год.;

1, 2, 3, 4 - ступені 3 класу (шкідливі умови праці).

$$X_{\text{визн.}} = \frac{4 \cdot 8}{8} = 4$$

Загальні енерговитрати організму:

$$X_{\text{виз}} = \frac{\Pi_{\text{виз}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{дон}}}, \quad (8.2)$$

де  $\Pi_{\text{виз}}$  – виміряні показники важкості та напруженості праці;

$T$  – час дії показника важкості та напруженості праці;

$K_{\text{знач}}$  – коефіцієнт значимості показника, для основних показників  $K_{\text{знач}} = 1,0$ , для допоміжних  $K_{\text{знач}} = 0,15$ ;

$8$  – тривалість робочої зміни, год.;

$P_{\text{дон}}$  – допустимі рівні показників важкості та напруженості праці;

$$X_{\text{виз}} = \frac{260 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0.67$$

Стереотипні робочі рухи:

$$X_{\text{виз}} = \frac{40000 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 0.75$$

Тривалість зосередженої уваги:

$$X_{\text{виз}} = \frac{79 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0.79$$

Тривалість робочого часу:

$$X_{\text{виз}} = \frac{6 \cdot 6 \cdot 0.15}{8 \cdot 8} = 0.08$$

Сума всіх коефіцієнтів:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n x_i \quad (8.3)$$

$$X_{\text{сум}} = 0.67 + 0.75 + 0.79 + 0.08 = 2.29$$

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень  $X_i$ , по формулі 5.4.

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n x_i \quad (8.4)$$

$$X_{\text{сум}} = 4 + 2.29 + 1.5 = 7.79$$

Виходячи з отриманих розрахунків за даних умов праці рівень доплати повинен становити 16%.

Висновок: на підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 2 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці дослідника належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 22-25,1°C;
- освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт Б-2, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах –  $E = 200$  лк;
- рівень шуму в робочій зоні ЦЗЛ – 60 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 290 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 75%;
- тривалість робочого дня, 8 год.

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення;

- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідників де є ПК необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;
- для зменшення загальних енергозатрати організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 8 год;
- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;
- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, у розмірі 16 %.

## **8.4 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях**

### **8.4.1 Заходи з пожежної безпеки**

а) Комплекс протипожежних заходів для приміщення лабораторії де виконується виготовлення стенду, розроблений згідно вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні лабораторії де виконується виготовлення стенду: згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» у приміщенні лабораторії де виконується виготовлення стенду можлива пожежа класів – А (пожежа, що супроводжується горінням твердих матеріалів) - відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», воно належить до категорії «Д» з пожежної небезпеки – простір у приміщенні, у якому перебувають тверді горючі речовини та матеріали.

Оскільки приміщення лабораторії де виконується виготовлення стенду належить до категорії «Д» з пожежної небезпеки, тому відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» воно має II ступінь вогнестійкості.

Згідно з НАПБ 03.001-2004 «Типові норми належності вогнегасників» та враховуючи площу приміщення 80 м<sup>2</sup>, клас пожежі і категорію приміщення слід застосовувати 4 порошкових вогнегасники ВП-5 з величиною заряду 5 кг. Відстань між вогнегасниками та місцями можливих загорянь не перевищує 10 м.

б) Оскільки приміщення дослідницької лабораторії що обладнане ПК має площу 39 м<sup>2</sup>, тому відповідно до вимог п. 5 розділу VI «Вибір типу та необхідної кількості вогнегасників», «Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників», затверджених наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 та зареєстрованих в МЮУ 23.02.2018 р. за № 225/31677 для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, передбачені вуглекислотні вогнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 2 штук (з розрахунку один вогнегасник з величиною заряду вогнегасної речовини 3 кг. і більше, на 20 м<sup>2</sup> площі приміщення). Додатково, на кожному поверсі будівлі, в якій розміщене приміщення обладнане ПК з ВДТ, передбачене два переносних порошкових вогнегасника – ВП-5. Відстань між вогнегасниками та місцями можливих загорянь не перевищує 10 м.

#### **8.4.2 Заходи безпеки при проведенні рятувальних та інших невідкладних робіт (РІНР) [36]**

Перед проведенням РІНР командири формувань зобов'язані роз'яснити о. с. характерні особливості майбутніх дій, ознайомити його з порядком проведення робіт і правилами безпеки та суворо стежити за їх дотриманням усіма підлеглими. Конкретні заходи безпеки на ділянці (об'єкті) робіт вказуються о. с. одночасно з постановкою завдань.

У ході рятувальних робіт пересування машин, евакуація уражених і населення організовуються по розвіданих шляхах. Небезпечні місця відгороджуються, біля них виставляються добре видимі попереджувальні знаки

чи регулювальники. Забороняється проводити роботи поблизу будинків, що загрожують обвалом.

Для забезпечення безпеки проведення робіт на місцевості, зараженій РР, необхідно дотримувати встановлений режим, що регламентує максимально допустимий час перебування на цій території, з урахуванням часу перебування в дорозі з районів розташування у вогнищ е ураження і назад. Контроль за величиною отриманої о. с. дози здійснюється за допомогою індивідуальних дозиметрів. Зниження вражаючої дози може бути досягнуто проведенням комплексу заходів, основними з яких є:

- змінність роботи і суворе дотримання встановленої для кожної зміни тривалості перебування на зараженій місцевості;
- забезпечення необхідних захисних властивостей споруд для відпочинку в районах розташування;
- використання ізолюючого одягу і ЗІЗ;
- дотримання правил поведінки в зоні РЗ.

Тривалість роботи кожної зміни залежить від рівня РЗ місцевості і заданої допустимої дози опромінення.

Для укриття о. с. відпочиваючих змін у районах розташування і дій використовуються будинки і споруди, які мають найбільші захисні властивості.

З метою зменшення імовірності ураження радіоактивними випромінюваннями у вогнищ і ураження о. с. забороняється працювати без рукавиць, пити, курити і вживати їжу на відкритих ділянках зараженої території. При проведенні робіт у ЗІЗ шкіри ізолюючого типу слід враховувати такі допустимі терміни перебування людей у них:

- при температурі повітря від +24 до +20° С — 40-50 хв.;
- при температурі повітря від +19 до +15° С — 2 год.;
- при температурі нижче +15 С — 3 год. і більше.

Використання екрануючих комбінезонів, змочених водою, збільшує час постійного перебування в захисному одязі в 2-3 рази. При ліквідації аварій, що відбулися з викидом СДОР, і при знезаражуванні отруйних і агресивних рідин,

розлитих з пош коджених ємкостей і сховищ, до місця аварії слід підходити тільки з навітряної сторони в ізолюючих протигазах і захисному одязі.

Будинки і споруди, що загрожуєть обвалом, обрушуються.

Роботи в задимлених і загазованих приміщеннях, у колодязях і колекторах підземних магістралей чи під водою обов'язково виконуються групами в складі 2-3 чол., один із яких призначається старшим. Забороняється визначати наявність газу в підвалах, колекторах за допомогою відкритого вогню. Спуск людей у колодязі, колектори і підвали пошкоджених будинків, не перевірені на загазованість, здійснюється в ізолюючих протигазах з дотриманням заходів страхівки.

Аварійно-відновлювальні роботи на електричних мережах здійснюються тільки після їх знеструмлення і вживання необхідних заходів відповідно до правил електробезпеки. При гасінні нафтопродуктів і роботі в зонах пожеж (високих температур) о. с. повинний використовувати спеціальні засоби захисту і бути попереджений про встановлені сигнали небезпеки і напрямки виходу; тривалість роботи має становити 10-20 хв. із перервам и між входами в зону від однієї до двох годин.

При організації рятувальних робіт у зонах затоплення о. с. формування повинен бути підготовлений до робіт на воді, сповіщений про встановлені сигнали небезпеки і знати шляхи відходу у випадку інтенсивного підвищення рівня води. У нічний час і при поганій видимості організується освітлення ділянок (об'єктів) робіт, у небезпечних місцях виставляються ліхтарі з червоним світлом.

Особовий склад формувань повинен уміти надавати першу медичну допомогу потерпілим при будь-яких надзвичайних ситуаціях і у будь-якій обстановці.

### **Висновки до розділу**

В даному розділі був розглянутий аналіз потенційних небезпек, які можуть вплинути на дослідника при виготовленні стенду та при обробці статистичних даних на ПК. Та розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи по санітарно-гігієнічних факторах, по пожежній безпеці. Та показані заходи по цивільному захисту.

## ВИСНОВКИ

У магістерському дослідженні виконано теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової проблеми підвищення гальмівних властивостей автомобіля в екстремальних умовах руху. Результати досліджень дозволили сформулювати основні теоретичні та науково-практичні висновки:

1. Аналітично визначено, що при куті дороги  $\alpha=30^0$  відношення тисків в магістралях приводу передніх та задніх гальмівних механізмів повинно бути: при русі в гору  $K_p=1.3$ , а при спуску  $K_p= 3.2$ .

2. У розрахунковий спосіб визначено, що за умов руху автомобіля на поперечному ухилі з кутом  $\alpha= 30^0$  тиски рідини повинні складати 1.65 МПа в лівому колесі заднього моста і 6.1 МПа в правому, співвідношення тисків складає  $K_p=3.7$ .

3. Експериментально встановлено, що примусове переміщення поршня регулятора забезпечує зміну тиску :

- за умов фіксованого тиску та переміщення поршня співвідношення тисків керування та вихідного тиску знаходиться в межах  $K_p=1.1 - 1.5$ ;

- за умов фіксованого положення поршня та зміни тиску керування відношення складає  $K_p=1.1$  при мінімальному ході поршня та  $K_p=3$  при максимальному ході поршня.

4. Порівняльна оцінка між розрахунковими та експериментальними даними вказує на можливість регулятора задовольняти потрібні тиски на 70%, що вважаю задовільним.

5. Запропонована схема роздільного приводу задніх коліс, яка передбачає регулювання тиску в лівому та правому колесі окремо. Це дасть змогу отримати оптимальні гальмівні сили на колесах однієї осі під час руху на поперечному ухилі дороги  $\alpha=30^0$ .

6. Попередньо розроблено алгоритм керування, який передбачає автоматичне регулювання ходу поршня з використанням керованого електроприводу.

Напрямоком подальших досліджень вважаю визначення параметрів регулятора гальмівних сил при варіюванні жорсткістю пружини.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Адаптивные системы автоматического управления: учеб. пособ. / Антонов В.Н., Пришвин А.М., Терехов В.А., Янчевский А.Э.; под ред. проф. В.Б. Яковлева. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1984. 204 с.
2. Громько В.Д. Самонастраивающиеся системы с моделью / Громько В.Д., Санковский Е.А.. М.: Энергия, 1974. 80 с.
3. Туренко А.Н. Адаптивное тормозное управление колесных машин / Туренко А. Н., Шуклинов С.Н. // Журнал автомобильных инженеров. 2010. №5 (64). С. 18 - 21.
4. Туренко А.Н. Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / Туренко А.Н., Шуклинов С.Н., Михалевич Н.Г. // Изв. ВолгГТУ. Сер.
5. Туренко А.Н.. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом/. Туренко А.Н, Богомолов В.А., Клеменко В.И., Кирчатый В.И. Харьков: издательство ХГАДТУ, 2000. 472 с.
6. Пятков К.Б. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию автомобиля ВАЗ 2108/ Пятков К.Б., Игнатов А.П. Издательство «Третий Рим»1998.; 180с.
7. Туренко А.М.. Моделювання динаміки колісної машини з адаптивним електропневматичним приводом гальм/ Туренко А.М., Шуклінов С.М., Михалевич М.Г.. Вестник ХНАДУ, вып. 56, 2012.
8. Туренко А.Н., Шуклинов С.Н.. Адаптивне гальмове управління колісних машин/ Туренко А.Н., Шуклинов С.Н. Журнал Автомобильных Инженеров №5 (64) 2010.
9. Шуклинов С.Н.. Статична характеристика вакуумного підсилювача гальм з виконавчим приладом адаптивної системи управління. Электронный научный журнал № 1(3) март 2015.
10. Подригало М.А. Ідеальний розподіл гальмівних сил між осями двовісного автомобіля під час службових гальмувань. / Подригало М.А., Туренко А.І. Автомобильный транспорт, вып. 36. 2015.

11. Сараєв О. В. Метод оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. Харків. 2016.

12. Доброгорський М. В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Харків 2006.

13. Кравчук П. М. Розрахункове визначення гальмівної ефективності колісних транспортних засобів під час сертифікації розрахункове визначення гальмівної ефективності колісних транспортних засобів під час сертифікації. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Київ. 2015.

14. Патент України № 6926 В60 Т8/26. Регулятор тиску у гальмовому приводі транспортного засобу. Вербицький Д. А., Гвоздик Б.С. 31.03 95. Бюл. № 1.

15. Патент України № 21600 F16D65/52. Регулятор гальма. Боталенко А.А., Боталенко П.А. 16.10.2000, Бюл. № 5-1, 2000 р.

16. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования. М.: изд-во стандартов. Введ. 01.01.81.

17. ГОСТ Р 52431-2005. Аппараты тормозных систем с гидравлическим приводом тормозов. Технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2006. Введ. 2007-01-01.

18. ДСТУ 3649: 2008. Колісні транспортні засоби вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. Київ, держспоживстандарт України, 2008.

19. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т./ Анурьев В.И. 5-е изд., перераб. И доп. М.: Машиностроение, 1989г., 728 с.

20. Методичні вказівки до основних вимог і правил виконання курсового проекту з курсу „Технологічні основи машинобудування” для студентів всіх форм навчання спеціальності 8.090211

21. Бухарин Н.А. Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля/ Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.Н. Москва.: Машиностроение, 1965. 484с.

22. Клименко В. И. Совершенствование измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / Клименко В. И., Сараев А. В. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. 2003. Вып. 13. С. 206-209.

23. Козлов Ю. Ф. Исследование динамики противоблокировочного тормозного привода легковых автомобилей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Козлов Ю.Ф. Москва, 1977. 278 с.

24. Косолапов Г. М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении : автореф. дис. на здобуття наук. ступ. д-ра техн. наук : 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Косолапов Г. М.; Волгогр. политехн. ин-т. Волгоград, 1973. 40 с.

25. Миронова Ю. А. Исследование процессов торможения автомобилей зарубежного и отечественного производства : методические рекомендации / Ю. А. Миронова, Е. А. Китайгородский. М. : ЭКЦ МВД России, 2005. 176 с.

26. Назаров А. И. Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / А. И. Назаров. Х., 1998. 266 с.

27. Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. М. : Машиностроение, 1989. 304 с.

28. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.

29. Козырев В.Ф. Методические указания на выполнение лабораторных работ по курсу «Конструирование и расчет автомобиля»/ Козырев В.Ф., Кузьменко В.А. Запорожье, 1985. 83 с.

30. Устройство тормозной системы Ваз 2107. Режим доступа: <https://remont-avtovaz.ru/tormoznaya-sistema-vaz-2107/>

31. Устройство и принцип работы регулятора тормозных сил. Режим доступа: <https://techautoport.ru/hodovaya-chast/tormoznaya-sistema/regulyator-tormoznyh-sil.html>

32. Біліченко В.В. Лабораторний практикум./ Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Ребедайло В.М. Вінниця : ВНТУ, 2012. 90 с.

33. Косарев С.Н. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту ВАЗ-2107.- Москва: изд. Третий Рим, 2007-167с.
34. Хусаинов, А. Ш. Теория автомобиля. Конспект лекций / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.
35. Молодов А.М. Методические рекомендации для к.п. Рабочие процессы и основы расчета автомобилей. Тормозное управление.- Кострома: изд. КГСХА, 2005-11 с.
36. Регулятор давления задних тормозов. Режим доступа: [http://autoend.ru/Vaz2107/Brake/Pressure\\_regulator\\_txt.htm](http://autoend.ru/Vaz2107/Brake/Pressure_regulator_txt.htm).
37. Шоботов В.М. Цивільна оборона: Навчальний посібник: Вид. 2-ге, перероб. — К.: Центр навчальної літератури, 2006. — 438 с.