

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



Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «Дослідження шляхів підвищення ефективності гальмівних систем легкових автомобілів в умовах компанії Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»»

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-18мз спеціальності
274 – Автомобільний транспорт
Пелипенко В.Л.
Керівник: д. т. н., професор
Біліченко В.В.
Рецензент: к.т.н.,доц. Обертюх Р.Р.

Вінниця – 2020 року

АНОТАЦІЯ

В даній магістерській роботі розглядається проблема підвищення ефективності роботи дискових гальмівних систем легкових автомобілів технологічним, конструктивним та експлуатаційним методами.

В першому розділі дано історію створення та сучасний стан компанії Тойота та Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс». Наведено характеристику підприємства. Проведено аналіз гальмівних систем транспортних засобів Розглянуто основні вимоги до гальмівних систем, методи визначення технічного стану гальмівних систем. Обґрунтовано тему, актуальність і практичну новизну магістерської роботи Визначено мету та задачі дослідження.

В другому розділі розглянуто способи способів підвищення гальмівної динамічності транспортних засобів Запропоновано підвищення ефективності гальмівних систем автомобілів за рахунок зниження гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах. Проведено комплексний аналіз для отримання якісної і кількісної оцінки впливу конструктивних параметрів дискового гальмівного механізму пневматичної і гідравлічної гальмівної систем на величину гістерезису в них. В результаті визначені параметри механізмів, які переважно впливають на величину гістерезису. Запропоновано - схему дискового гальма з самостійним підсиленням зусилля.

В третьому розділі дано розроблено технологічний проект СТО, розрахована річна виробнича програма і штат працівників за всіма видами ТО і ПР.

В четвертому розділі розглянуто методи та засоби перевірки гальмівної системи автомобілів. Запропоновано вдосконалення конструкції роликів гальмівного стелу. Визначено основні його параметри.

В п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях. Розкрито системний підхід та аналіз при організації охорони праці при виконанні роботи.

ANNOTATION

In this master's field it was possible to offer greater efficiency of disk brake systems of cars, technological, constructive and professional methods.

The first section gives the history of creation and current state of Toyota and Toyota Center Vinnytsia "Premium Motors". The characteristics of the enterprise are given. The analysis of brake systems of vehicles is carried out. The basic requirements to brake systems, methods of definition of a technical condition of brake systems are considered. The topic, relevance and practical novelty of the master 's thesis are substantiated. The purpose and tasks of the research are determined.

In the second section the ways of ways of increase of brake dynamics of vehicles are considered. Increase of efficiency of brake systems of cars at the expense of reduction of hysteresis losses in disk brake mechanisms is offered. A comprehensive analysis was performed to obtain a qualitative and quantitative assessment of the influence of the design parameters of the disc brake mechanism of pneumatic and hydraulic brake systems on the amount of hysteresis in them. As a result, the parameters of the mechanisms are determined, which mainly affect the value of the hysteresis. The scheme of the disc brake with self-amplification is proposed.

In the third section the technological project of HUNDRED is developed, the annual production program and staff of workers on all types of MOT and PR are calculated.

The fourth section discusses the methods and means of checking the braking system of cars. The improvement of the design of the roller brake stand is offered. Its main parameters are determined.

The fifth section deals with health and safety in emergencies. The system approach and the analysis at the organization of labor protection at performance of work are opened.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ КОМПАНІЇ ТОЙОТА ЦЕНТР ВІННИЦЯ «ПРЕМІУМ МОТОРС» ТА ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ	11
1.1 Історія компаній «Toyota» та Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс».....	11
1.2 Виробнича діяльність підприємства Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс».....	14
1.3 Сучасний стан проблеми забезпечення активної безпеки транспортних засобів	19
1.4 Аналіз гальмівних систем транспортних засобів	22
1.5 Визначення технічного стану гальмівних систем	27
РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ДИНАМІЧНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	33
2.1 Дослідження способів підвищення гальмівної динамічності транспортних засобів	33
2.2 Підвищення ефективності гальмівних систем автомобілів за рахунок зниження гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах	36
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЕКТУ СТО.....	52
3.1 Розрахунок виробничої програми СТОА	52
3.2 Розрахунок обсягу робіт.....	52
3.3 Розрахунок обсягу робіт з передпродажної підготовки автомобілів... ..	55
3.4 Розрахунок обсягу робіт з антикорозійної обробки автомобілів.....	56
3.5 Розрахунок обсягу робіт приймання і видачі автомобілів.....	56
3.6 Розрахунок обсягу прибирально-мийних робіт.....	57
3.7 Розподіл обсягу робіт по їх видах.....	58
3.8 Річний обсяг робіт по самообслуговуванню підприємства.....	59
3.9 Режими роботи СТО та розрахунок річних фондів часу робітника, робочого поста і обладнання.....	60
3.10 Розрахунок кількості виробничих робітників СТО.....	62
3.11 Розрахунок кількості робочих постів.....	64
3.12 Розрахунок постів прибирально-мийних робіт.....	66
3.13 Допоміжні пости.....	67
3.14 Рекомендації щодо організації робіт ТО і ремонту автомобілів на СТО.....	69
РОЗДІЛ 4 МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПЕРЕВІРКИ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ДОРОЖНІХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	70
4.1 Порядок перевірки гальмівної системи дорожніх транспортних засобів.....	70
4.2 Гальмівний стенд і діагностика блоків управління	72
4.3 Розрахунок механізму переміщення платформи	88

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	92
5.1 Аналіз умов праці.....	92
5.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	92
5.3 Електробезпека	97
5.4 Пожежна безпека.....	98
5.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	99
ВИСНОВКИ.....	102
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	103
ДОДАТКИ.....	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

Питання безпеки дорожнього руху стали актуальними відразу ж, як на дорогах з'явилася велика кількість автомобілів, і почали виникати дорожньо-транспортні пригоди. Причини ДТП є достатньо різні, але більшість з них так чи інакше пов'язані з несправностями тієї чи іншої системи в автомобілі. Одним з найважливіших факторів є здатність автомобіля зменшити швидкість або зупинитись в потрібний момент

Суттєве зростання кількості автотранспортних засобів в Україні в останні роки спричинило значне посилення інтенсивності руху на автошляхах країни, внаслідок чого збільшилась кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Перед Україною це поставило цілу низку нових задач, пов'язаних з підвищенням безпеки руху.

Автомобільний транспорт являється основним джерелом забезпечення мобільності населення та вантажів, що пов'язані із їхнім транспортуванням у всі точки цивілізаційного світу. Виробництво сучасних автомобілів вимагає високотехнологічних процесів на їх створення, і входить до найбільш наукоємних галузей сучасного машинобудування. Важливим елементом безпечності сучасних автомобілів, є їхні органи керування, що у значній мірі впливають на створення дорожньо-транспортних пригод із людськими жертвами.

Однією з головних у даному контексті є гальмівна система автомобілів.. До гальмових систем автомобілів (які регламентовані міжнародними правилами дорожнього руху) ставляться наступні вимоги: забезпечення стійкості під час гальмування; стабільність гальмівної системи при багаторазовому гальмуванні; мінімальна тривалість спрацювання гальмового приводу; пропорційність між зусиллям натискання на педаль, що знаходиться у кабіні автомобіля і приводним моментом; мінімальне зусилля на привод гальмівної системами (залежно від призначення автотранспортного засобу, повинно бути у межах 300 ... 700 Н, а хід гальмової педалі 80 ... 160 мм); відсутність сторонніх звуків і биття; справність і надійність всіх елементів гальмівної системи (гальмівна педаль, головний гальмівний циліндр, гальмовий кран, пневмо-балони та інші), дієздатні протягом гарантійного ресурсу, повинен бути встановлений сигнальний елемент (що сповіщає про несправність системи); до гальмівного управління повинні входити наступні системи: робоча, запасна, стоянкова.

Призначенням гальмівних систем є зниження швидкості, з якою рухається автомобіль, та утримання авто в нерухомому положенні. Завдяки процесу тертя у механізмах гальмування під час примусового автомобілем скидання швидкості за допомогою гальм відбувається перетворення кінетичної енергії машини на теплову з подальшим розсіюванням теплоти в атмосфері. Відбувається зниження швидкості руху автівки внаслідок дії на неї зовнішніх гальмівних сил, які виникають між колесами та поверхнею дороги через примусове уповільнення їхнього обертання. Чим більший гальмівний момент створено на колесі механізмом гальмування, тим більша гальмівна сила колеса. Однак, найбільше значення гальмівної сили обмежено силою зчеплення опорної поверхні та шини.

Надійна та ефективна робота гальмівних систем автомобіля – це основа безпечної його експлуатації. Відповідно до принципів роботи фрикційних гальм, на можливість реалізації завдань та на вимоги, що висуваються до гальмівних систем, негативно впливають процеси зношування елементів системи. В зв'язку з цим, контроль роботи гальм потрібно проводити систематично. Він здійснюється в рамках періодичного технічного огляду автомобіля діагностичним методом.

Діагностичні методи техогляду гальмівної системи залежать від конструкційних рішень та призначення, до того ж, спосіб приведення в дію гальмівних механізмів має принципове значення. З практичної точки зору діагностику гальмівних систем автомобіля можна поділити на: діагностику механізмів, що приводять в дію гальма; визначення рівномірності та ефективності роботи гальмівної системи.

Способи та об'єм діагностики окремих типів механізмів, що приводять гальма в дію, в принципі, відрізняються, але оцінка рівномірності та ефективності роботи гальм для всіх типів гальмівних систем автомобілів однакова.

Неодмінною умовою для вірної діагностики гальмівної системи автомобіля є знання про її будову. Визначення технічного стану гальмівної системи автомобіля потребує також знань про методи діагностики, діагностичні параметри й критерії оцінювання технічного стану, а також діагностичного обладнання, що застосовується на СТО. Серед обладнання діагностичного поста особливе місце належить обладнанню для оцінки рівномірності та ефективності роботи гальм: платформні та роликові стенди для вимірювання гальмівних сил на колесах. Найбільш поширені на авторизованих СТО автомобілів роликові стенди для діагностики ефективності роботи гальмівної системи. Принципи роботи і загальна будова роликових стендів різних виробників однакові, але конкретні рішення відрізняються особливими конструкційними деталями.

Останніми роками наявний значний прогрес в конструкції обладнання для діагностики гальмівних систем автомобілів. Це особливо стосується найновіших конструкції обладнання для діагностики затримки гальмування, нового покоління робочих постів з роликовими стендами, комп'ютеризованого обладнання й антиблокувальних систем для діагностики гальмівних систем.

Виходячи з вище наведеного, тема магістерської роботи безумовно є актуальною оскільки вона направлена на підвищення ефективності гальмівних систем легкових автомобілів.

Метою даної магістерської роботи є - підвищення ефективності гальмівних систем автомобіля за рахунок зниження гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах за рахунок їх само підсилювання.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- розглянути історію створення, структуру та основні моделі автомобілів що обслуговуються на Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»
- провести аналіз сучасного стану проблеми забезпечення активної безпеки транспортних засобів;
- дослідити існуючі способи підвищення гальмівної динамічності автомобілів
- запропонувати метод зниження гістерезису дискови гальмівних механізмів легкових автомобілів;
- розробити конструкцію гальмівного механізму із зниженим гістерезисом;
- провести експериментальні дослідження та встановити доцільність впровадження запропонованих конструктивних змін;
- розробити аналіз та системний підхід при організації охорони праці, заходи створення нешкідливих умов праці при виконанні роботи.

Об'єкт дослідження дискові гальмівні механізми автомобілів.

Предмет дослідження процеси гістерезису в автомобільних дискових гальмівних механізмах та методи їх зниження.

Методи досліджень. Теоретичний та експериментальний, засновані на використанні методів статистичного аналізу, математичного моделювання та обчислювальної математики, а також вже відомих та апробованих на практиці експериментальних методах дослідження автомобільних гальмівних систем згідно з вимогами ДСТУ та міжнародних правил.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

Встановлено що одним з недоліків гальмівних систем автомобілів є явище гістерезису, що являє собою запізнювання передачі зусилля від керуючого приладу (наприклад головного гальмівного циліндру) до колодки. Запропоновано метод зменшення впливу явища гістерезису шляхом скорочення початку спрацьовування гальмівного механізму, що досягається використанням гальмівного механізму з самопідсилюванням. Запропоновано конструкцію

гальмівного механізму з самопідсилюванням та розроблену функціональну схему роботи механізму.

Практична цінність: Експериментально визначено, що в результаті введення самостійного підвищення зусилля в конструкцію дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням для забезпечення необхідного гальмівного моменту потрібно на 9,1% менше зусилля з боку гідравлічного приводу. При цьому гістерезисні втрати в гальмі знизилися на 17,5%, а гальмівний шлях зменшується на 1 м або 4%.

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

Публікації. Основні положення і результати досліджень за участі автора опубліковані в матеріалах VIII Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту" , Вінниця, ВНТУ 2020. [1]

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ КОМПАНІЇ ТОЙОТА ЦЕНТР ВІННИЦЯ «ПРЕМІУМ МОТОРС» ТА ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Історія компаній «Toyota» та Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»

Компанія «Toyota» є на сьогоднішній день одним з найбільших виробників автомобілів у світі. Протягом 2006 року вона реалізувала більше 8,8 млн. автомобілів на всіх п'яти континентах. «Toyota» входить в першу десятку переліку 500 найбільших підприємств на планеті за обсягами надходжень, який щороку публікує американський журнал «Fortune». Як одна з провідних міжнародних корпорацій світу, компанія «Toyota» пишається званням найшанованішого автовиробника, яке було отримано завдяки тому, що компанія «Toyota» підтримує високий рівень задоволеності покупців своєю продукцією. Значний вплив на розвиток компанії «Toyota» в сучасному вигляді справили принципи її роботи та цінності, які були сформовані ще на початковому етапі діяльності в Японії.

Історія компанії «Toyota» починається з кінця XIX століття. Тоді Сакіті Тойода розробив перший в Японії механічний ткацький верстат на паровому приводі, що незабаром спричинило справжню революцію в текстильній промисловості країни. В січні 1918 р. він заснував «Ткацько-прядильну компанію Тойоди» (Toyoda Spinning&Weaving Company), і за підтримки сина, Кіітіро Тоеди, у 1924 році побудував автоматичний ткацький верстат, про який він мріяв все життя. За два роки по тому Сакіті заснував «Завод з виробництва автоматичних ткацьких верстатів Тойода» (Toyoda Automatic Loom Works).

Кіітіро, як і батько, був новатором. Під час подорожей Європою та США у 20 -х роках XX століття він виказав величезний інтерес до становлення автомобільної промисловості. Розумно вклавши 100 тисяч фунтів стерлінгів, які

Сакіті Тоеда отримав від продажу патентних прав на розроблений ним автоматичний ткацький верстат, Кіітіро у 1937 році заклав фундамент корпорації «Тойота Мотор Корпорейшн» (Toyota Motor Corporation, ТМС). Подолавши шлях виробництва від ткацьких верстатів до автомобілів, компанії «Toyota» вдалося набути величезного досвіду завдяки розширенню меж промислового виробництва.

В Україні торгова марка Toyota представлена офіційним імпортером і дистриб'ютором Toyota та Lexus, підприємством з іноземними інвестиціями, компанією «Тойота-Україна».

ПП «Тойота-Україна» заснована у 2003 році. З того часу, дотримуючись принципу «кайдзен», що в перекладі з японської «безперервне вдосконалення», компанія динамічно зростала та розвивалась.

З 2019 році в офіційній дилерській мережі Toyota в Україні було реалізовано більше 50 тис. автомобілів марки Toyota. У 2018 році офіційна Toyota стала лідером серед імпортерів за обсягами реалізації автомобілів.

Сьогодні офіційна дилерська мережа ПП «Тойота-Україна» включає в себе 33 дилерських центри по всій території України і один центр - у Молдові.

Офіційний дилер Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» - офіційний дилер з продажу та технічного обслуговування автомобілів марки Toyota в Кропивницькому регіоні розпочав свою роботу з листопада 2007 року. За цей час власниками автомобілів Тойота стали понад 1000 клієнтів, кількість автомобілів, які знаходяться на технічному обслуговуванні становить понад 2000 авто. Підприємство є ЗС - центром, воно володіє власним автосалоном, сучасною сервісною станцією і складом запчастин.

Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» пропонує вашій увазі повний модельний ряд автомобілів Toyota.

Компанія Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» (рис. 1.1) знаходиться в м. Вінниця за адресою 1-км Хмельницького шосе.. Працюють кожного дня, з понеділка по п'ятницю з 9:00 до 18:00, з обідньою перервою з 12:30 до 13:30, а в суботу з 9.00 до 14.00. Неділя вихідний.



Рисунок 1.1. Зовнішній вигляд Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»



Рисунок 1.2 Зона ТО і ПР автомобілів

На сьогоднішній день Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» - один з лідерів по реалізації автомобілів Toyota як в Вінницькому регіоні так і в Україні. Досягти такої позиції на ринку багато в чому допоміг багаторічний досвід роботи та кваліфікація персоналу.

Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» розпочала свою діяльність у 2007 році.

У вересні 2007 року підписання дилерського договору з Тойота Україна. З 2012 року початок роботи Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» за нинішньою адресою.

У офіційному дилерському центрі Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» завжди можна розраховувати на професійну консультацію фахівців при виборі та оформленні покупки автомобілів на найвигідніших умовах, а також при технічному обслуговуванні автомобілів.

1.2 Виробнича діяльність підприємства Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»

Виробнича діяльність підприємства поділяється на три відділення:

- відділ продажу;
- сервіс;
- склад запчастин.

У відділі продажу клієнти отримають кваліфіковану консультацію по кожній з представлених в офіційній дилерській мережі моделей Toyota. Консультанти відділу продажу автомобілів ознайомлюють клієнтів із особливостями і технічними новинками автомобілів, пропонують пройти тест-драйв, допомагають підібрати оптимальні умови при оформленні кредиту.

Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» має сучасну станцію технічного обслуговування (СТО) яка включає повний перелік виробничих зон та дільниць необхідних для якісного гарантійного та після гарантійного обслуговування та ремонту (рис.1.3) .

Завдяки наявності великої кількості різного устаткування СТО має можливість виконувати наступні види робіт:

- гарантійне та післягарантійне обслуговування;
- ремонт ходової частини автомобілів;
- ремонт електрообладнання автомобілів;
- комп'ютерна регулювання кутів установки коліс;
- шиномонтаж;
- ремонт агрегатів;
- установку аксесуарів;
- діагностику автомобілів і ін

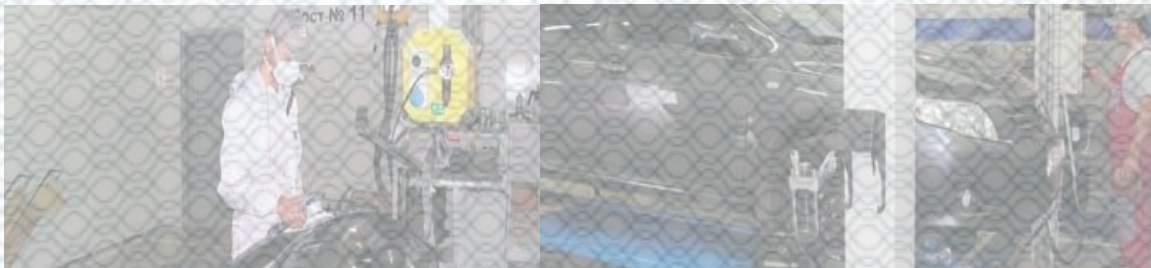


Рисунок 1.3 - Сервісний центр Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»

В наявності у СТО є рихтувальна - фарбувальна ділянка, де здійснюється кузовний ремонт автомобілів, а саме, рихтування, фарбування, полірування комп'ютерний підбір фарб.

Склад запчастин СТО Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» забезпечує безперебійну і оперативну роботу станції технічного обслуговування.

Всі члени персоналу регулярно проходять курси підвищення кваліфікації в технічному центрі імпортера «Тойота-Україна», що дає можливість оперативно і належним чином виконувати будь-які ремонтні роботи.

Кількість автомобілів, які були продані на Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» за 2009 рік склала 90 автомобілів, за 2010 рік - 112, за 2011 рік - 95, за 2012 - 230 автомобілів, за 2013 - 250 автомобілів, за 2014 – 265 автомобілів, за 2015 рік – 72 автомобілі, за 2016 рік – 179 транспортних засобів, і вже на початок 2017 – 17 автомобілів. Всього з моменту коли Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс» було засноване на правах офіційного дилера було продано більше 3967 автомобілів марки Toyota.

Підвищення ефективності роботи здійснюється за рахунок:

- надання професійних консультацій клієнту (здатність відповісти на будь-яке запитання стосовно автомобіля та його обслуговування);
- безумовне виконання бізнес процесу який стосується безпосередньо працівника;
- контроль виконання бізнес процесу який стосується безпосередньо механіків;
- визначення потреб в обслуговуванні та ремонті автомобіля, а також обговорення строків виконання робіт з клієнтом;
- приймання автомобіля (контроль та зазначення загального стану а/м у наряд-замовленні);
- оформлення “наряд-замовлення” та передача його майстру СТО;
- дотримання законів про працю, трудової і виробничої дисципліни,

правил внутрішнього розпорядку, охорони праці, промислової санітарії і протипожежної безпеки;

- визначення потреб в обслуговуванні та ремонті автомобіля, а також обговорення строків виконання робіт з клієнтом;
- оформлення “Наряд-заказу” та передача його майстру СТО;
- ведення автомобіля від приймання до видачі;
- зв'язок з клієнтами після видачі автомобіля в разі виконання складного ремонту (визначити чи все гаразд із автомобілем);
- постійний зв'язок із майстром СТО;
- відповіді на телефонні дзвінки та виписування рахунків-фактур;
- обробка документації після виконання робіт та визначення вартості виконаних робіт;
- контроль за достовірністю наданої документації стосовно передоплати за обслуговування;
- видача автомобіля клієнту після виконання та оплати виконаних робіт (контроль повноти та чистоти виконання робіт, супровід клієнта до автомобіля та доброзичливе його відправлення);
- співпраця зі співробітниками інших підрозділів;
 - поповнення знань з технічного обслуговування в разі появи нових моделей автомобілів, або нових технологічних процесів;
 - забезпечення належного стану чистоти спецодягу та дотриманням правил охорони праці та пожежної безпеки;
 - недопущення дебіторської заборгованості та прийняття участі в її погашенні;
 - організація розробки та доведення до виконавців планових завдань та графіків ремонту, контроль за проведенням ремонтних робіт;
 - завантаження робочих місць;
 - участь у визначенні переліку, обсягів робіт та їх оцінки;
 - надання консультації механікам, щодо ремонту а/м;
 - перегін та паркування а/м в зону очікування виконаних а/м;

- підготовка пропозицій щодо заохочення механіків або накладення дисциплінарних стягнень.
- удосконалення своєї професійної майстерності шляхом участі в тренінгах, курсах підвищення кваліфікації, самостійного навчання і самостійної роботи з різними носіями інформації;
- своєчасне надання звітів на вимогу керівника та працівників бухгалтерії;
- виконання інших інструкцій та розпоряджень керівника та керівників.

На СТО обслуговуються легкові автомобілі Toyota. При середній кількості 300 машино-заїздів в місяць приблизний розподіл по моделях Toyota такий:

- 70 машино-заїздів/місяць припадає на автомобілі Toyota Camry;
- 50 машинозаїздів/місяць припадає на автомобілі Toyota Corolla;
- 40 машинозаїздів/місяць припадає на автомобілі Toyota Land Cruiser;
- 20 машинозаїздів/місяць припадає на автомобілі Toyota Highlander;
- 20 машинозаїздів/місяць припадає на автомобілі Toyota RAV4;
- 100 машинозаїздів/місяць припадає на інші автомобілі.

Модельний ряд автомобілів які обслуговуються на підприємстві: Yaris, Auris, Corolla, Verso, Avensis, Prius, Camry, CT86, RAV4, Venza, Highlander, Land Cruiser Prado, Land Cruiser 200, Hilux, CH-R.

Усі автомобілі містять в собі «японську» якість і надійність, престижність та елегантність. В оформленні інтер'єру використані якісні матеріали, для комфорту водія і пасажирів зроблено все.

Усі автомобілі, потребують своєчасного та якісного технічного обслуговування, котре проводиться через кожні 15000 кілометрів пробігу. При виконанні ТО виконують такі роботи:

- контрольно-діагностичні роботи з перевірки технічного стану автомобіля;
- контроль рівня технічних рідин;

- заміна масла двигуна і масляного фільтра;
- заміна повітряного фільтра;
- заміна фільтра салону;
- заміна гальмівної рідини;
- чистка інжектора;
- регулювання кутів установки коліс.

1.3 Сучасний стан проблеми забезпечення активної безпеки транспортних засобів

Активна безпека - це властивості автотранспортних засобів знижувати ймовірність виникнення дорожньо-транспортних пригод.

До властивостей активної безпеки відносяться: тягово-швидкісні властивості, гальмівні якості, стійкість, керованість, здатність виконувати повороти, стабілізація, інформативність, звукова та світлова сигналізація, оглядовість, маневреність.

Сукупність властивостей, що забезпечують зміну швидкості руху і інтенсивності розгону транспортного засобу, в необхідних діапазонах, при різних дорожніх умовах, називаються тягово-швидкісними.

Тягово-швидкісні властивості транспортних засобів оцінюються наступними показниками:

- рухом по горизонтальній прямолінійній ділянці дороги з твердим покриттям, максимальною швидкістю;
- часом розгону до досягнення заданої швидкості;
- величиною шляху руху до зупинки, по інерції;
- при русі з постійною швидкістю, максимальною величиною підйому, подоланого, на низькій передачі транспортним засобом та інші.

На тягово-швидкісні властивості впливають характеристики двигуна і трансмісії, маса транспортного засобу, аеродинамічні характеристики, розміри коліс, коефіцієнт опору коченню.

Можливості здійснення уповільнення транспортного засобу з необхідною інтенсивністю, утримання його на ухилі здійснює гальмівна система, яка визначає гальмівні властивості транспортних засобів. Згідно з діючими нормативними документами вітчизняні та зарубіжні транспортні засоби повинні мати такі гальмівні системи:

- робочу гальмівну систему, яка призначена для зменшення величини швидкості при різних умовах експлуатації автотранспортного засобу;
- запасну гальмівну систему, що виконує функції робочої в разі відмови робочої гальмової системи;
- стоянкову гальмівну систему, призначену для утримання, в нерухомому стані, автотранспортного засобу;
- допоміжну гальмівну систему, призначену для забезпечення необхідної швидкості руху транспортного засобу на спусках.

Представлення про зміну швидкості і уповільненні при гальмуванні дає діаграма (рис. 1.4).

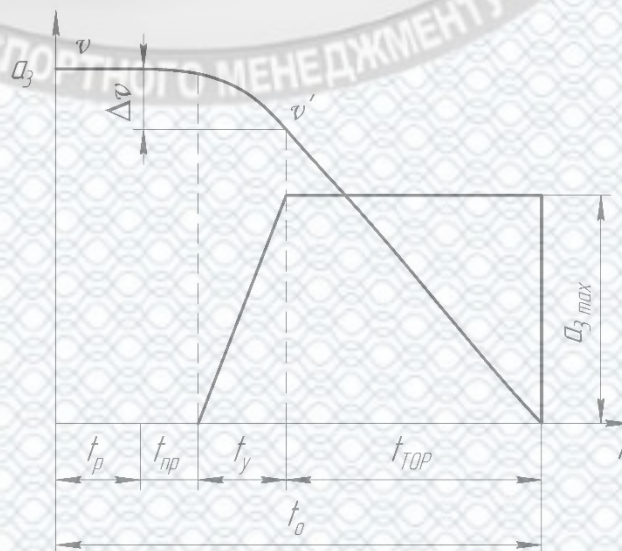


Рисунок 1.4 - Параметри гальмування автомобіля

Діаграма характеризує гальмівні властивості транспортних засобів гальмівний час і гальмівний шлях.

Гальмівним часом (t_r) називають час, необхідний для повної зупинки транспортного засобу з моменту виникнення небезпеки. Гальмівний шлях визначається за формулою:

$$t_r = t_p + t_{пр} + t_y + t_{гальм} , \quad (1.1)$$

де t_p - час реакції водія, с;

$t_{пр}$ - час спрацювання гальмівного приводу, с;

t_y - характеризує час, протягом якого уповільнення збільшується від нуля (початок дії гальмівного механізму) до максимального значення, с;

$t_{гальм}$ - час гальмування з максимальною інтенсивністю, с.

Протягом часу $t_p + t_{пр}$ автомобіль рухається рівномірно зі швидкістю v , протягом часу t_y - уповільнено, а протягом часу $t_{гальм}$ - уповільнення практично постійне до повної зупинки.

Більш наочно характеризує гальмівні властивості автомобіля гальмівний шлях.

Стійкість автомобіля – його властивість протистояти заносу (ковзанню) і перекиданню. Залежно від можливого напрямку заносу або перекидання розрізняють повздовжню або поперечну стійкість.

Керованість автомобіля – це властивість зберігати або змінювати напрямок руху, заданий водієм з мінімальними витратами своєї фізичної і психічної енергії. Керованість оцінюється критичною швидкістю, можливістю здійснювати повороти, співвідношенням кутів повороту, стабілізацією керованих коліс, коливанням керованих коліс.

1.4 Аналіз гальмівних систем транспортних засобів

Потреба в гальмуванні транспортного засобу може виникнути на різному етапі виконання транспортних робіт:

- при необхідності зупинити транспортний засіб або зменшити його швидкість руху;
- при необхідності запобігти збільшенню швидкості при русі під ухил;
- при необхідності утримання транспортного засобу безпосередньо на стоянках.

Це досягається за рахунок створення додаткових штучних опорів руху, гальмівною системою.

В сучасних автотранспортних засобах застосовуються фрикційні гальмівні механізми, в них гальмування здійснюється за рахунок взаємодії рухомих і нерухомих елементів. Гальмівні системи, що застосовуються на сучасній техніці класифікуються за ознаками представленими на рис. 1.5.



Рисунок 1.5 Класифікація гальмівних систем

Основні вимоги до гальмівних систем:

- забезпечувати достатній гальмівний момент при заданих умовах роботи, володіти високою надійністю і працездатністю;
- плавність ходу транспортного засобу при гальмуванні;
- простота конструкції гальмівних механізмів;
- мінімальний знос фрикційних матеріалів;
- невелика вага і прийнятні габарити;
- низький шум і малі вібрації при русі транспортного засобу.

Вітчизняні та зарубіжні транспортні засоби обладнуються робочою, запасною і стоянковою гальмівними системами; крім того, автомобілі з великою вантажопідйомністю обладнуються гальмом-сповільнювачем, з метою витримання певної швидкості при русі на тривалих ухилах.

Гальма-сповільнювачі підрозділяються на наступні типи: моторний, вихлопний сповільнювач; гідродинамічний сповільнювач; електродинамічний сповільнювач; аеродинамічний сповільнювач та інші.

Провідною гальмівною системою в транспортному засобі є робоча гальмівна система.

До 70-х років в робочих гальмівних системах застосовувалися в основному колодкові гальма різних конструкцій, на даний час перевага віддається дисковим гальмам.

До розробки дискових гальм для вантажних автомобілів приступили в 60-х роках. Раніше, дискові гальма, встановлювалися лише на легкові автомобілі, в основному на передню вісь. В кінці 70-х років дискові гальмівні пристрої використовувались на автомобілях малої, середньої і великої вантажопідйомності.

У 1988 році Фірмою Minmex Don була проведена міжнародна конференція з проблем вдосконалення гальмівних систем вантажних автомобілів, в якій взяли участь 230 фахівців, з 14 країн світу.

В результаті дискусій було визнано:

- доцільним введення роботи по створенню фрикційних матеріалів з коефіцієнтом тертя рівним від 0,45 до 0,5. Фрикційні матеріали з таким коефіцієнтом дозволяють зменшити розміри і знизити масу дискових гальм, знизити робочий тиск в гальмівній системі.
- використовувати метод кінцевих елементів при проектуванні для вантажних автомобілів дискових гальм.

Делегатами було відзначено, що застосування дискових гальмівних механізмів краще, так як гальмівні пристрої дискового типу мають очевидні

переваги перед барабанними, в число таких переваг входить стабільність ефективності гальм.

Зміна параметрів дискового і барабанного гальм представлена на рис. 1.6.

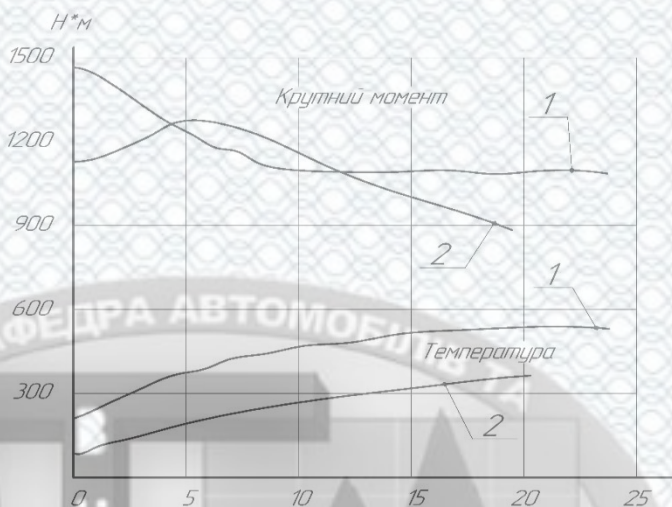


Рисунок 1.6 - Зміна параметрів дискового (1) і барабанного (2) гальм: внизу - зміна температур; вгорі - зміна гальмівного моменту

Сучасний розвиток автомобілебудування супроводжується безперервним збільшенням швидкостей руху й вантажопідйомності автотранспортних засобів, що приводить до необхідності установки різноманітних систем для керування транспортним засобом у різних режимах руху. Зокрема, для зменшення гальмового шляху автомобіля необхідно забезпечити затримку колеса з оптимальним проковзуванням, що дозволяє зберегти стійкість і керованість автомобіля.

Основними недоліками існуючих гальмових систем є: недостатньо висока оперативність реагування, обумовлена конструктивними особливостями існуючих гальмових систем.

Розв'язку указаної проблеми присвячена дана робота. Враховуючи, що згідно зі статистичними даними близько 12 % дорожньо-транспортних випадків відбуваються із причин, пов'язаним з гальмовими системами (відмова гальмової системи, втрата стійкості або керованості автомобіля внаслідок блокування коліс і т.д.), питання підвищення ефективності гальмівних систем є актуальним.

Сучасні гальмівні механізми розроблені фірмою AMG спільно з фахівцями Continental Automotive Systems; фірмою TRW Automotive та інш. представлені на рис. 1.7 – 1.9.



Рисунок 1.7 - Гальмівний механізм з подвійним супортом



Рисунок 1.8 - Дисківий гальмівний механізм з гвинтовим приводом



Рисунок 1.9 – Електронне стоянкове гальмо виробництва фірми TRW Automotive

Перспективні гальмівні пристрої представлені на рис. 1.10, 1.11.

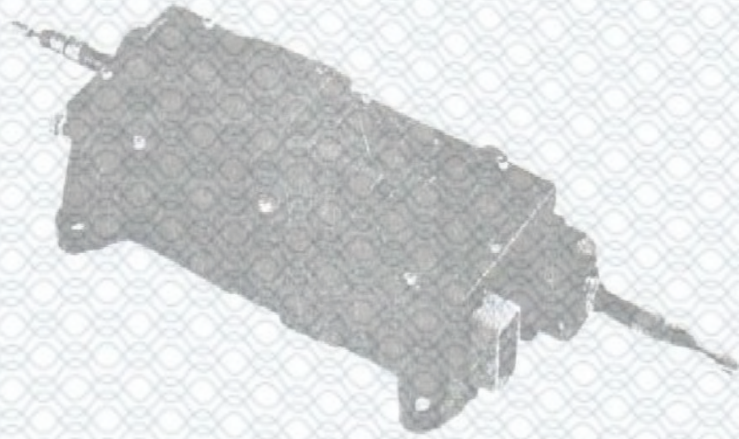


Рисунок 1.10 - Електричне стоянкове гальмо ESP



Рисунок 1.11 - Гальмівний механізм стоянкової системи

Огляд існуючих гальмівних механізмів показав, що вони мають досить складну конструкцію, що знижує надійність та підвищує габарити гальмівних механізмів.

Подальший розвиток дискових гальмівних пристроїв може відбуватися в напрямку вибору нових фрикційних матеріалів, здатних забезпечити оптимальне поєднання ефективності гальмування, терміну служби накладок і часу зношення гальмівних дисків, розробки оптимальних алгоритмів гальмування, підвищення швидкодії гальмівних приводів та покращення конструкції приладів гальмівної системи.

1.5 Визначення технічного стану гальмівних систем

Гальмівна система є невід'ємною частиною будь-якого автомобіля. Безпека руху швидкісних автомобілів в значній мірі визначається ефективністю дії гальм.

Чим ефективніша дія гальм, тим вища безпечна швидкість, яку може допустити водій. Гальмування необхідно не тільки для швидкої зупинки автомобіля при раптовій появі перешкоди, але і як засіб управління швидкістю руху автомобіля. Тому діагностування працездатності гальмівної системи потрібно приділяти особливу увагу. Найпоширенішими є два методи діагностування гальмівних систем автомобілів - дорожній та стендовий.

Для даних методів встановлюються наступні контрольовані параметри:

- при проведенні дорожніх випробувань - гальмівний шлях, встановлене уповільнення, стійкість при гальмуванні, час спрацьовування гальмівної системи, ухил дороги, на якому має нерухомо утримуватися транспортний засіб (ТЗ);
- при проведенні стендових випробувань - загальна питома гальмівна сила, коефіцієнт нерівномірності (відносна нерівномірність) гальмівних сил коліс однієї осі, зусилля на педалі гальма, овальність або бочкоподібність гальмівних барабанів і гальмівних дисків відповідно.

На сьогоднішній день існує декілька видів стендів та приладів для проведення діагностики гальмівної системи ТС:

- статичні силові роликові стенди;
- інерційні платформені стенди;
- інерційні роликові стенди;
- силові роликові стенди;
- деселерометри.

Статичні силові роликові стенди представляють собою роликові пристрої, призначені для провертання («зриву») загальмованого колеса і вимірювання прикладеної при цьому сили. За фізикою процесу вони аналогічні випробуванню гальмівної системи на ухилі. Недоліком статичного способу діагностування

гальмівної системи ТЗ є неточність результатів, тому, що не відтворюються умови реального динамічного процесу гальмування.

Принцип дії інерційного платформного стенду (1.12) заснований на вимірюванні сил інерції (від поступально і обертальних рухомих мас), що виникають при гальмуванні автомобіля та доданих в місцях контакту коліс з динамометричними платформами.



1 - майданчики стенду; 2 - датчик; 3 - ролик; 4 - колесо; 5 – пружина

Рисунок 1.12 - Схема інерційного платформного стенду

Даний стенд має ряд недоліків, наприклад, при випробуваннях на роликівих гальмівних стендах в процесі гальмування колесо робить як мінімум більше одного оберту, тому оцінюється вся поверхня гальмування гальмівного механізму. Крім того, на платформних гальмівних стендах, через малі початкові швидкості гальмування (за умовами безпеки) і інтенсивного, швидкого гальмування (з-за обмеженості гальмівного шляху, який визначається довжиною гальмівних майданчиків), гальмування здійснюється на частині поверхні гальмування гальмівного механізму, що неприйнятно з точки зору оцінки безпеки автомобіля. І, нарешті, занадто інтенсивне гальмування (по вищенаведеним причинам) спотворює реальну фізичну картину гальмування автомобіля.

Ще одним недоліком є складність забезпечення проведення однакових випробувань в аналогічних умовах, відповідно до вимог ГОСТ 51709 - 2001, вимагає проведення кожного вимірювання по гальмах не менше двох разів.

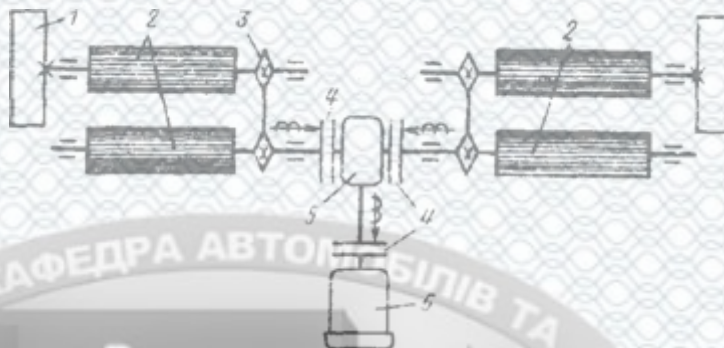
При випробуваннях на платформних гальмівних стендах початкова швидкість автомобіля не відповідає вимогам Правил дорожнього руху і ГОСТу 51709 - 2001, а це означає, що кінетична енергія менша від тієї, що вимагається для правильної оцінки гальмівної системи. Відповідно не буде потрібного максимального зусилля на педалі гальма для гасіння цієї енергії. Таким чином, при випробуваннях на платформних гальмівних стендах виходять завищені значення питомої гальмівної сили і занижені зусилля на органах приводу гальмівних систем.

Принцип дії інерційних роликів стендів заснований на тому, що після установки автомобіля на ролики інерційного стенду лінійну швидкість коліс доводять до 50 ... 70 км / год і різко гальмують, одночасно роз'єднуючи всі каретки стенду шляхом виключення електромагнітних муфт. При цьому в місцях контакту коліс з роликами стенду виникають сили інерції, які протидіють гальмівним силам. Через деякий час оберти барабанів стенду і коліс автомобіля знижуються до повної зупинки. Шлях, пройдений кожним колесом автомобіля за цей час (або кутове уповільнення барабану), будуть еквівалентні гальмівним шляхам і гальмівним силам.

Метод, який реалізується інерційним роликівим стендом (1.13), створює умови гальмування автомобіля, максимально наближені до реальних. Але через високу вартість стенду, недостатню безпеку, трудомісткість і великі витрати часу, необхідного для діагностування, стенди такого типу нераціонально використовувати при проведенні діагностування на автопідприємствах і при державному технічному огляді.

Силіві роликіві стенди з використанням сил зчеплення колеса з роликом дозволяють вимірювати гальмівні сили в процесі його обертання зі швидкістю 2...10км/год. Обертання коліс здійснюється роликами стенду від електродвигуна.

Гальмівні сили визначають по реактивному моменту, що виникає на статорі мотор-редуктора стенду при гальмуванні коліс.



1 - маховик; 2 - ролики; 3 - передача (ланцюгова, ремінна і ін.); 4 - електромагнітна муфта; 5 - редуктор; 6 – електродвигун

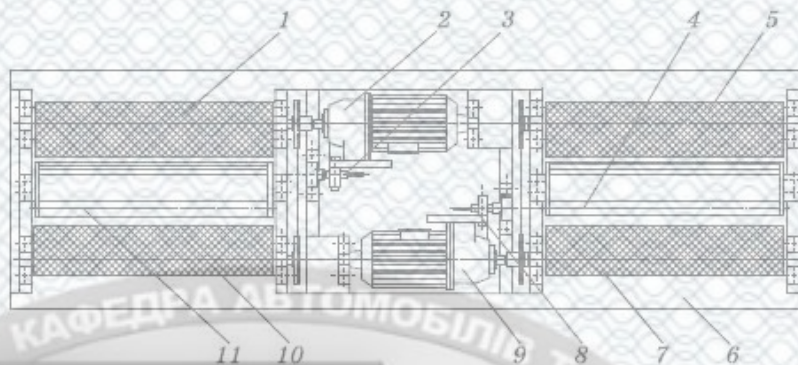
Рисунок 1.13 - Принципова кінематична схема роликового вузла інерційного гальмівного стенду

Роликові гальмівні стенди дозволяють отримувати досить точні результати перевірки гальмівних систем. При кожному повторенні випробування вони здатні створити умови (перш за все швидкість обертання коліс), абсолютно однакові з попередніми, що забезпечується точним заданням початкової швидкості гальмування зовнішнім приводом. Крім того, при випробуванні на силових роликових гальмівних стендах (1.14) передбачений вимір так званої «овальності» - оцінка нерівномірності гальмівних сил за один оберт колеса, тобто досліджується вся поверхня гальмування.

При випробуванні на роликових гальмівних стендах, коли зусилля передається ззовні (від гальмівного стенду), фізична картина гальмування не порушується. Гальмівна система повинна поглинути енергію, що надходить ззовні, навіть незважаючи на те, що автомобіль не має кінетичної енергії.

Є ще одна важлива умова - безпека випробувань. Найбезпечніші випробування - на силових роликових гальмівних стендах, оскільки кінетична енергія випробуваного автомобіля на стенді дорівнює нулю. У разі відмови

гальмівної системи при дорожніх випробуваннях або на майданчикових гальмівних стендах ймовірність аварійної ситуації дуже висока.



1,5,7,10 - ролики; 2,9 - мотор - редуктори; 3,8 - тензOMETричні датчики; 4,11 - стежать ролики; 6 - рама

Рисунок 1.14 – Опорний пристрій силового роликового стенда:

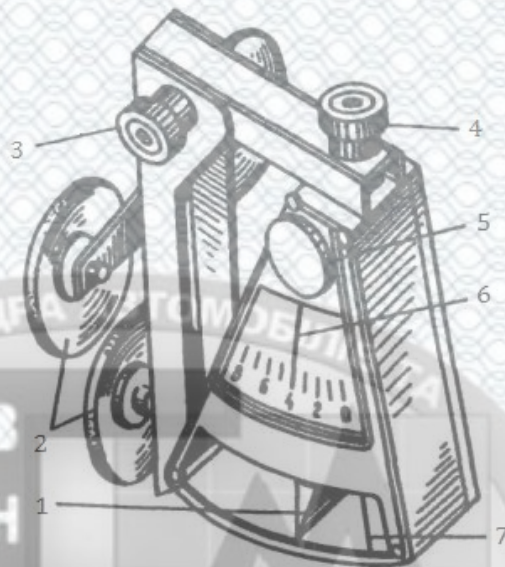
Сучасні силові роликові стенди для перевірки гальмівних систем можуть визначати наступні параметри:

- по загальним параметрам транспортного засобу і станом гальмівної системи - опір обертанню незагальмованих коліс, нерівномірність гальмівної сили за один оберт колеса, масу, що припадає на колесо, масу, що припадає на вісь;
- по робочій і стоянковій гальмівних системах – найбільшу гальмівну силу, час спрацьовування гальмівної системи, коефіцієнт нерівномірності (відносну нерівномірність) гальмівних сил коліс осі, питому гальмівну силу, зусилля на органі управління.

Для вимірювання величини уповільнення автомобіля при гальмуванні в дорожніх умовах застосовують прилади, які називаються деселерометрами. Їх прикріплюють в кабіні, на підлозі або вітровому склі на присосках. Чутливим елементом багатьох деселерометрів служить інерційна маса (вантаж або рідина), переміщення якої пропорційне уповільненню.

Робота найпростішого приладу заснована на принципі переміщення в ньому рухомої маси (маятника) під дією сили інерції, що виникає при

гальмуванні автомобіля (1.15) Переміщення маятника знаходиться в пропорційній залежності від уповільнення автомобіля.



1 - вісь маятника; 2 - присоски; 3 - гвинт фіксації стійок; 4 - гвинт фіксації корпусу; 5 - ручка повернення; 6 - фіксуюча стрілка; 7 - контрольна поділка

Рисунок 1.15 - Деселерометр:

Дорожні випробування за допомогою деселерометрів мають, в цілому, ті ж недоліки, що і випробування на інерційних платформних стендах.

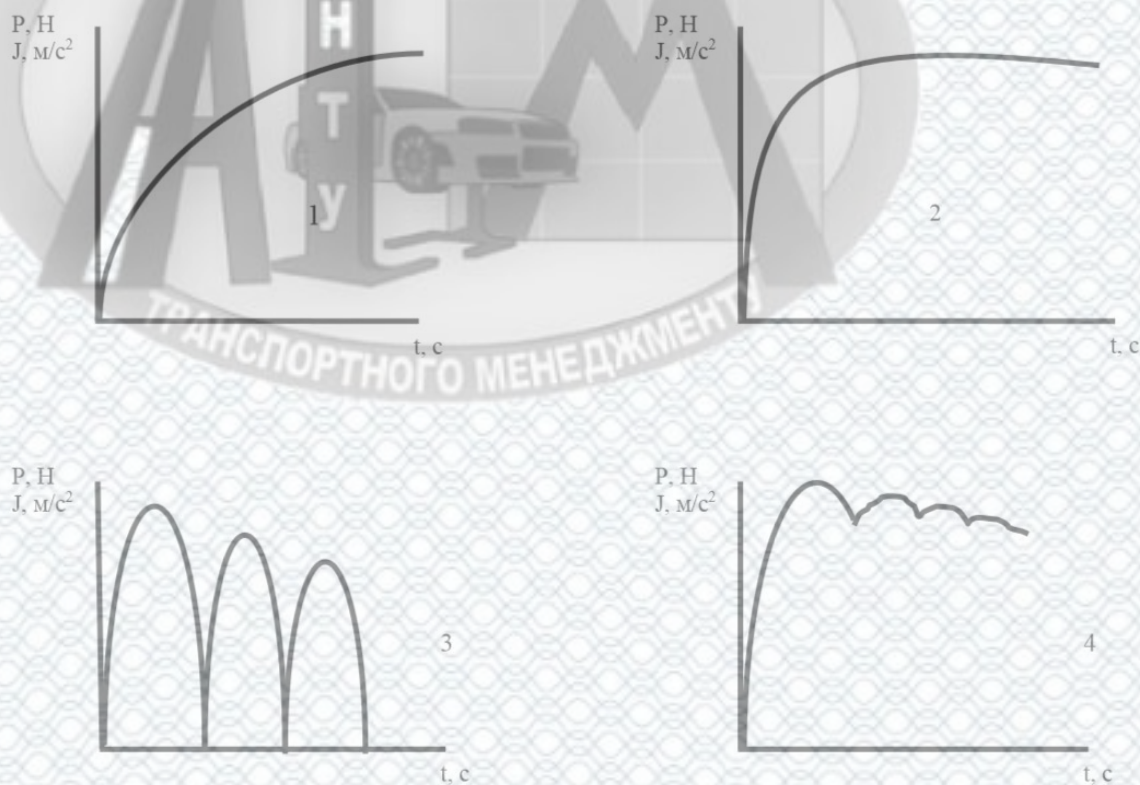
РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ДИНАМІЧНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

2.1 Дослідження способів підвищення гальмівної динамічності транспортних засобів

Підвищенню показників гальмівної динамічності автотранспортних засобів сприяє застосування різних способів гальмування: плавний, різкий, уривчастий, ступінчастий і варіативний.

Способи гальмування зображені на рис. 2.1.



1 - плавне гальмування; 2 - різке гальмування; 3 - переривчасте гальмування; 4 - ступінчасте гальмування.

P - зусилля на педаль гальма, Н;

j - уповільнення транспортного засобу м/с²;

t - час гальмування, с.

Рисунок 2.1 - Способи гальмування

В літературних джерелах представлені результати експериментальних досліджень застосування різних способів гальмування. Відповідно цих даних, значення ефективності гальмування, виражені через величину гальмівного шляху, отримані експериментальним шляхом на автодромі на ділянці дороги з коефіцієнтом зчеплення 0,5. Дослідження проводилися на легковому автомобілі марки ГАЗ, отримані результати представлені в табл. 2.1.

Гальмування проводилося кожним способом від 20 до 30 разів застосування, при різних швидкості, потім отримані результати підсумовувалися, в таблиці представлені середні значення величин.

Таблиця 2.1 - Величина гальмівного шляху при різних способах гальмування.

Спосіб гальмування	Гальмівний шлях, м, при різній швидкості, км/год, в момент гальмування				
	30	45	60	75	90
Плавне	29	59	115	170	240
Різде	28	57	112	162	228
Переривчасте	24	50	142	142	206
Ступінчасте	25	46	137	137	200

Наведені в табл. 2.1 значення отриманого гальмівного шляху відповідають навичкам «середнього» водія. Водії, які досконало володіють різними прийомами гальмування, зможуть знизити показники на 25%. Однак хочеться відзначити, що досконало володіти даними способами гальмування безпосередньо на дорозі зможуть тільки досвідчені водії.

Забезпечити більш ефективне гальмування транспортного засобу зможуть швидкодіючі гальмівні приводи, гідравлічні підсилювачі, спеціальні гальмівні механізми, спеціальні малюнки протектора, що забезпечують найбільше зчеплення колеса з дорогою.

Одним з ефективних напрямків підвищення ефективності гальм є рішення використовувати на транспортних засобах антиблокувальної системи (АБС), яка дозволяє поліпшити характеристики активної безпеки, особливо для автопоїздів.

АБС дозволяє зберегти оптимальні показники стійкості і керованості в небезпечних ситуаціях при гальмуванні, забезпечити ефективний гальмівний шлях в складних кліматичних умовах.

В даний час АБС залишається найбільш ефективною системою, яка автоматично усуває блокування загальмованих коліс, запобігаючи ковзанню. Відсутність ковзання коліс дозволяє водієві зупинити автомобіль на найкоротшому шляху без заносу, тобто АБС забезпечує ступінь проковзування колеса по дорожньому покриттю близьку до оптимальної ($\lambda_{гр}$), а коефіцієнт зчеплення має максимальне значення (φ_x).

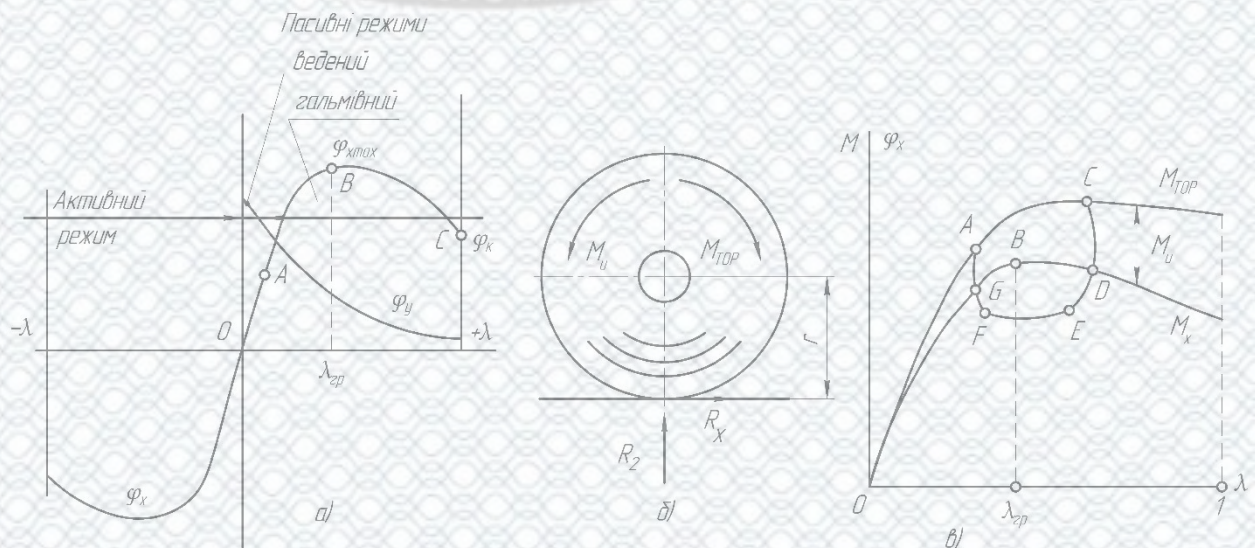
Конструкції АБС різноманітні, однак у будь-якій з них використовується залежність коефіцієнта зчеплення φ_x від ступеню проковзування λ колеса, яка визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{(v_k - \omega_k * r_k)}{v_k}, \quad (2.1)$$

де v_k - лінійна швидкість центру, м/с;

ω_k - кутова швидкість колеса, s^{-1} .

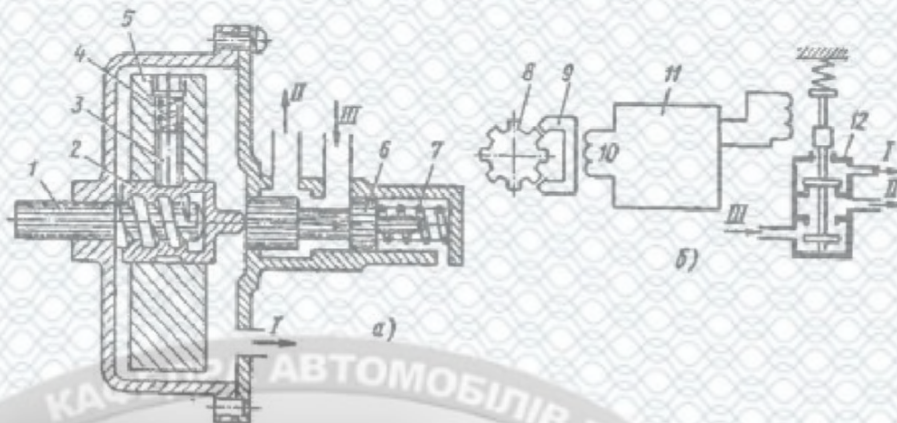
Експериментальна залежність $\varphi = \varphi(\lambda)$ представлена на рис. 2.2.



а) залежність коефіцієнта зчеплення φ_x і φ_γ від ступеню сковазання; б) моменти, що діють на гальмівне колесо; в) зміна моментів $M_{гор}$, M_u , M_x від ступеня сковазання λ

Рисунок 2.2 - Схема розподілу параметрів роботи АБС.

В антиблокувальній системі застосовуються механічні та електронні датчики. На рис. 2.3а показаний механічний датчик, 2.3 б - електронний.



а) механічний; б) електронний.

Рисунок 2.3 - Схеми датчиків антиблокувальної системи

При русі автомобіля, обладнаного антиблокувальною системою, по дорозі з сухим покриттям гальмівний шлях в середньому зменшується від 15 до 20%, а по дорозі з мокрим покриттям від 30 до 40%.

2.2 Підвищення ефективності гальмівних систем автомобілів за рахунок зниження гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах

Визначальним фактором активної безпеки є гальмівні властивості автомобіля. Гальмування, особливо екстрене, - це один із найкритичніших маневрів. Цим питанням присвячені великі теоретичні дослідження В.Д. Балакіна, В.А. Іларіонова, В.І. Кнорозова, А.С. Литвинова та ін.

Найбільш важливі компоненти гальмівних систем - це гальмівні механізми, так як саме вони перетворюють привідне зусилля в гальмівний момент, що прикладається до колеса автомобіля. У більшості проаналізованих робіт, пов'язаних з питаннями конструктивного виконання перспективних гальмівних механізмів, відзначається, що одним з перспективних інструментів є застосування пристроїв з ефектом самотійного підвищення зусилля.

Встановлено, що проблема створення високоефективних дискових гальмівних механізмів з самостійним підвищенням зусилля, особливо для вантажних автомобілів і автобусів, не може бути вирішена без розробки раціональних моделей і методик розрахунку основних критичних характеристик дискових гальмівних механізмів, до яких відносяться гістерезис, коливальні і акустичні процеси.

Під гістерезисом (від грец. Hysteresis - відставання) в загальному випадку розуміється запізнювання зміни однієї фізичної величини від зміни іншої фізичної величини, що визначається зовнішніми умовами.

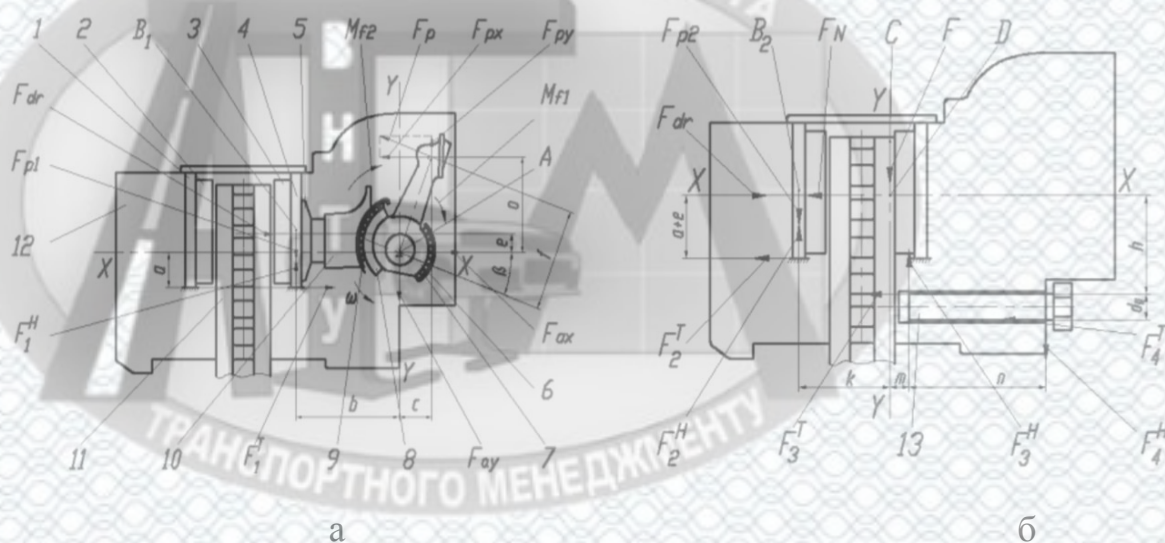
У даній роботі під гістерезисом розуміється запізнювання зміни зусилля з боку гальмівної колодки, що прикладається до гальмівного диску, для отримання гальмівного моменту, від зміни керуючого впливу з боку гальмівного приводу. Стосовно до дискового гальмівного механізму гістерезис має місце при зміні знаку сил тертя в режимі гальмування, який на певному кінцевому інтервалі зменшення керуючого впливу підтримує постійне зусилля стиснення на поверхні тертя.

Більшість сучасних аналітичних моделей дискових гальмівних механізмів розроблено для дослідження шумових і вібраційних процесів в механізмах. Використання їх для вирішення завдання зменшення гістерезисних втрат не представляється можливим, тому що вони не враховують такі важливі конструктивні і експлуатаційні фактори, що впливають на величину гістерезису, як зазори між колодками і гальмівним диском, моменти і сили тертя в елементах гальмівних механізмів.

Проведений аналіз показав, що розробка методики розрахунку дискових гальмівних механізмів на основі залежності величини і характеру протікання гістерезисних кривих від параметрів дискових гальм, питання проведення стендових випробувань компонентів гальмівних систем, розробка методик їх проведення і моделювання цих випробувань з використанням сучасних комп'ютерних засобів і програмного забезпечення, а також створення перспективних конструкцій дискових гальмівних механізмів з самостійним

підвищенням зусилля для різних типів приводів ГС є актуальними науковими проблемами. Відповідно до цього були визначені мета та завдання наукового дослідження.

Процес передачі зусилля від гальмівної камери до колодок дискового гальмівного механізму з пневматичним управлінням пропонується умовно розбити на два послідовних етапи: 1 - передача зусилля від гальмівної камери до внутрішньої колодки через важіль приводу, втулку, роликові підшипники, штовхач і упор (рис. 2.4, а; 2 - від гальмівної камери до зовнішньої колодки через скобу і її направляючі (рис. 2.4, б).



а - перший етап; б - другий етап 1, 4 - колодки; 2, 3 - фрикційні накладки; 5 - упор; 6 - важіль приводу; 7 - правий роликовий підшипник з обоймою; 8 - втулка; 9 - лівий роликовий підшипник з обоймою; 10 - штовхач; 11 - гальмівний диск; 12 - скоба; 13 - напрямна скоби

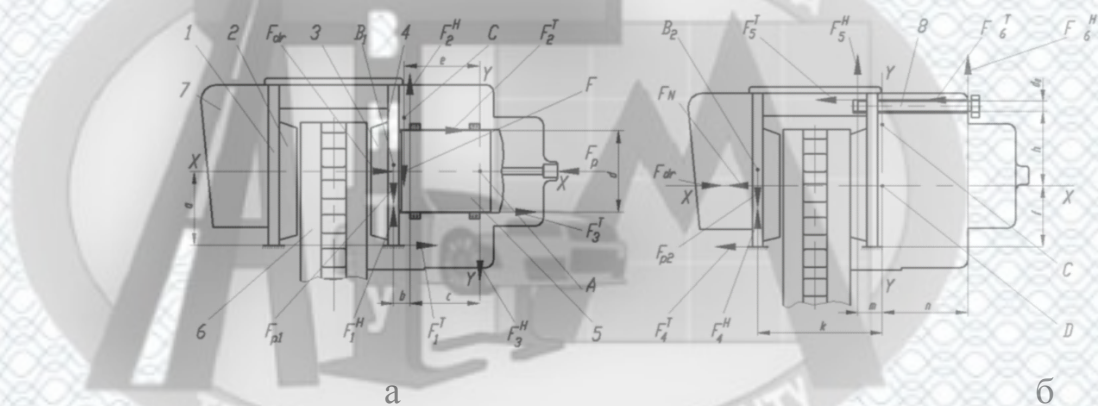
Рисунок 2.4 - Розрахункові схеми передачі зусилля в гальмі на першому і другому етапах

В результаті проведених математичних перетворень отримано вираз для визначення величини гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах:

$$\Delta = \left((1 - K_1) - \frac{2}{S_p * p_p} * K_2 * (K_3 * F_p^T + K_4 * F_c^T) \right) * 100\% , \quad (2.3)$$

де Δ - гістерезисні втрати в гальмі, %; p_p - тиск повітря в гальмівній камері при гальмуванні, МПа; K_1, K_2, K_3 і K_4 - коефіцієнти передачі; F_p^T - сумарна сила тертя гальмівної колодки з фрикційною накладкою, Н; F_c^T - сумарна сила тертя скоби гальма, Н.

Процес передачі зусилля від гідравлічного привода до колодок дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням пропонується також умовно розбити на два послідовних етапи: 1 - передача зусилля від гідравлічного привода до внутрішньої колодки через поршень (рис. 2.5, а; 2 - від гідравлічного привода до зовнішньої колодки через скобу і її направляючі (рис. 2.5, б).



а - перший етап; б - другий етап

1, 4 - колодки; 2, 3 - фрикційні накладки; 5 - поршень; 6 - гальмівний диск;
7 - скоба; 8 - напрямна скоби

Рисунок 2.5 - Розрахункові схеми передачі зусилля в гальмі на першому і другому етапах

Аналогічно, отримано вираз для визначення величини гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах і знайдені аналітичні залежності для коефіцієнтів передачі:

$$\Delta = \frac{1}{p_h} * \left(K_1 * \left(K_2 * F_c^T + 2 * F_p^T \right) \right) * 100\% , \quad (2.4)$$

де p_h - тиск рідини в гальмівній системі при гальмуванні, МПа.

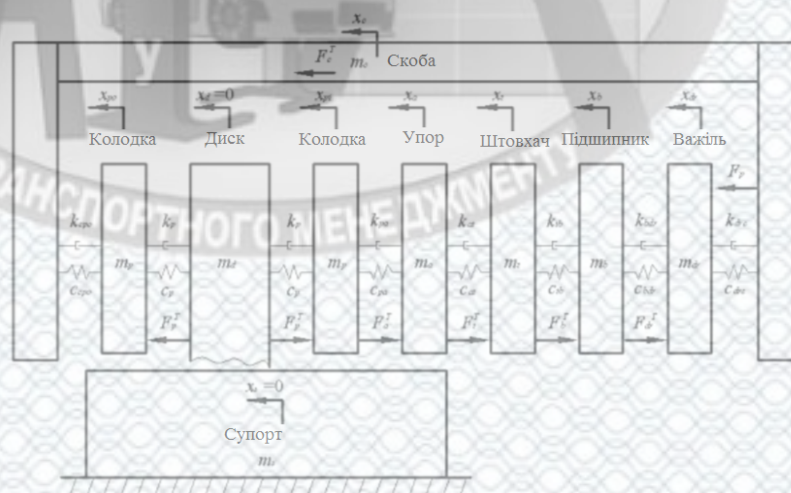
Проведено комплексний аналіз для отримання якісної і кількісної оцінки впливу конструктивних параметрів дискового гальмівного механізму

пневматичної і гідравлічної гальмівної систем на величину гістерезису в них. В результаті визначені параметри механізмів, які переважно впливають на величину гістерезису.

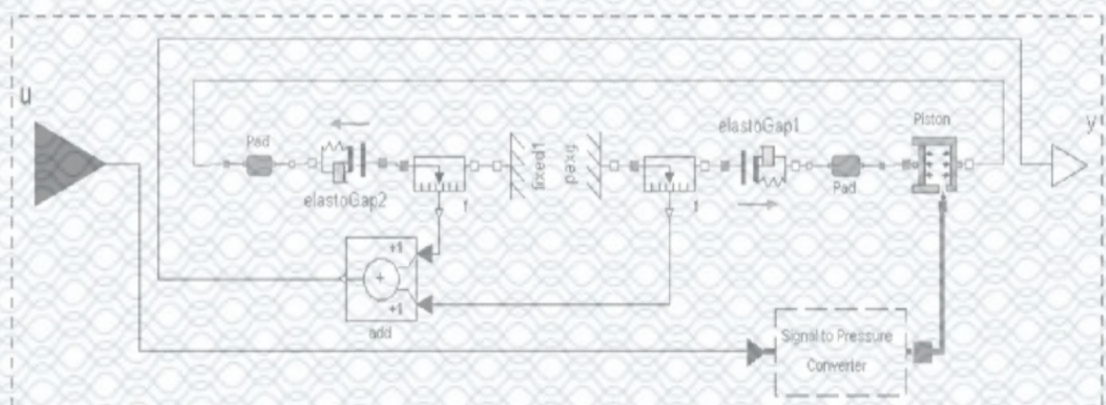
Виконано порівняння результатів теоретичного розрахунку з результатами стендових випробувань дискових гальмівних механізмів.

Встановлено, що помилка при розрахунку гістерезису в дискових гальмівних механізмах з пневматичним управлінням в порівнянні з експериментально отриманим значенням не перевищує 2,3%, а в механізмах з гідравлічним приводом - 1,6%.

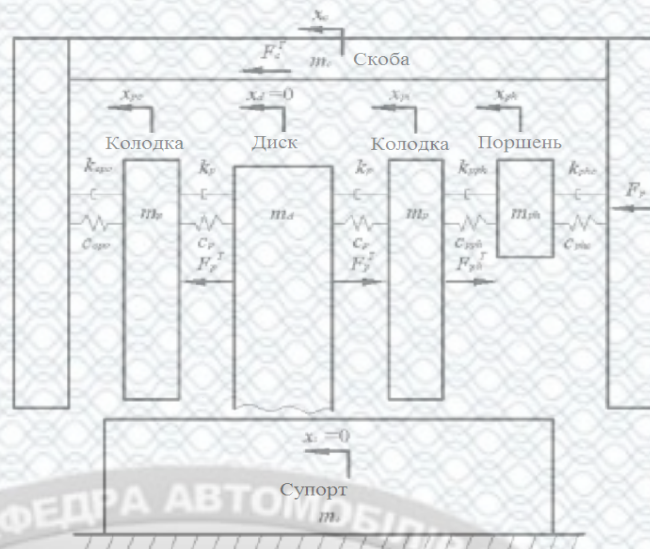
Аналіз заходів щодо вдосконалення і підвищення ефективності роботи гальмівних систем і їх компонентів показав, що одним з найбільш ефективних методів підвищення ефективності гальмівних систем є застосування гальмівних механізмів з *самостійним підвищенням зусилля*.



а



б

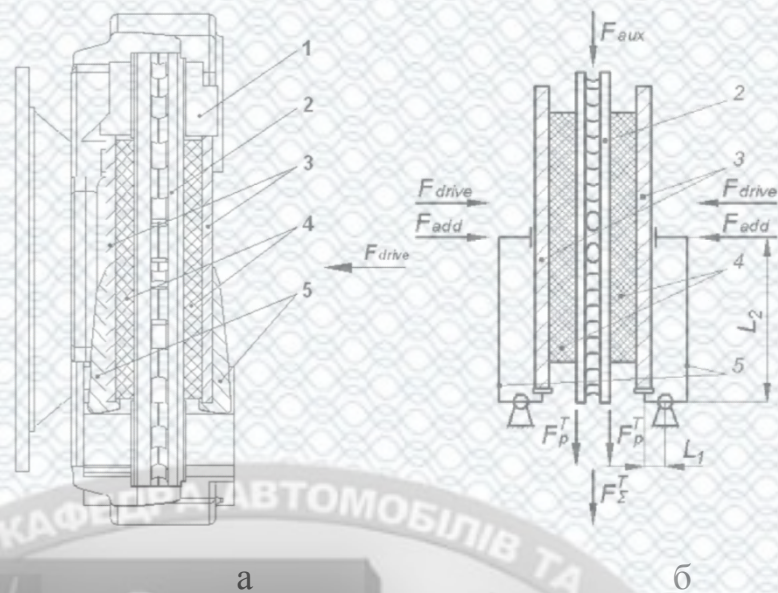


в

а - динамічна модель дискового гальмівного механізму з пневматичним управлінням; б - графічне зображення моделі дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням; в - динамічна модель дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням.

Рисунок 2.6 - Моделі дискового гальмівного механізму з пневматичним і гідравлічним управлінням

Робота гальма з само підсиленням (рис. 2.7) заснована на тому, що при гальмуванні під дією тертя в контактні гальмівного диска 2 з фрикційними накладками 4 з'являються сили F_r^T , які прагнуть змістити гальмівну колодку 3 з накладками в сторону обертання диска. Через колодки сили передаються на підсилювальні вилки 5. За рахунок наявності в конструкції вилок далі ці зусилля додатково додаються до колодок, тим самим автоматично збільшуючи значення приводної сили F_{drive} (рисунок 2.7).



а - конструктивна схема дискового гальмівного механізму з самостійним підсиленням зусилля; б - схема докладання зусиль в гальмі;

1 - супорт; 2 - гальмівний диск; 3 – гальмівна колодка; 4 - фрикційні накладки гальмівної колодки; 5 - підсилювальні вилки; F_{aux} - осьова сила, Н; F_{drive} - зусилля з боку приводу механізму, Н; F_{add} - додаткова сила від ефекту самостійного підвищення зусилля, Н; F_p^T - сила тертя однієї колодки, Н; F_{Σ}^T - сумарна сила тертя, Н; L_1, L_2 - розмірні параметри підсилювальних вилок, мм

Рисунок 2.7 - Схема дискового гальма з самостійним підсиленням зусилля

Функціональні схеми серійного дискового гальмівного механізму і гальмівного механізму з самостійним підсиленням зусилля при розгляді їх як систем з автоматичним регулюванням по навантаженню, приведені на рис. 2.16, а, б. Згідно з ними об'єктом регулювання таких систем є гальмівний диск, вихідним параметром якого є гальмівний момент. Гальмівна колодка і підсилювальні вилки в дискових гальмівних механізмах з самостійним підсиленням зусилля включені в зворотний зв'язок, при цьому частина нормального зусилля, що діє з боку диска на колодки, перетворюється з певним коефіцієнтом посилення за рахунок наявності вилок в силі притиснення гальмівної колодки до гальмівного диску. Далі ці сили підсумовуються із зусиллями на колодках з боку гідравлічного приводу.

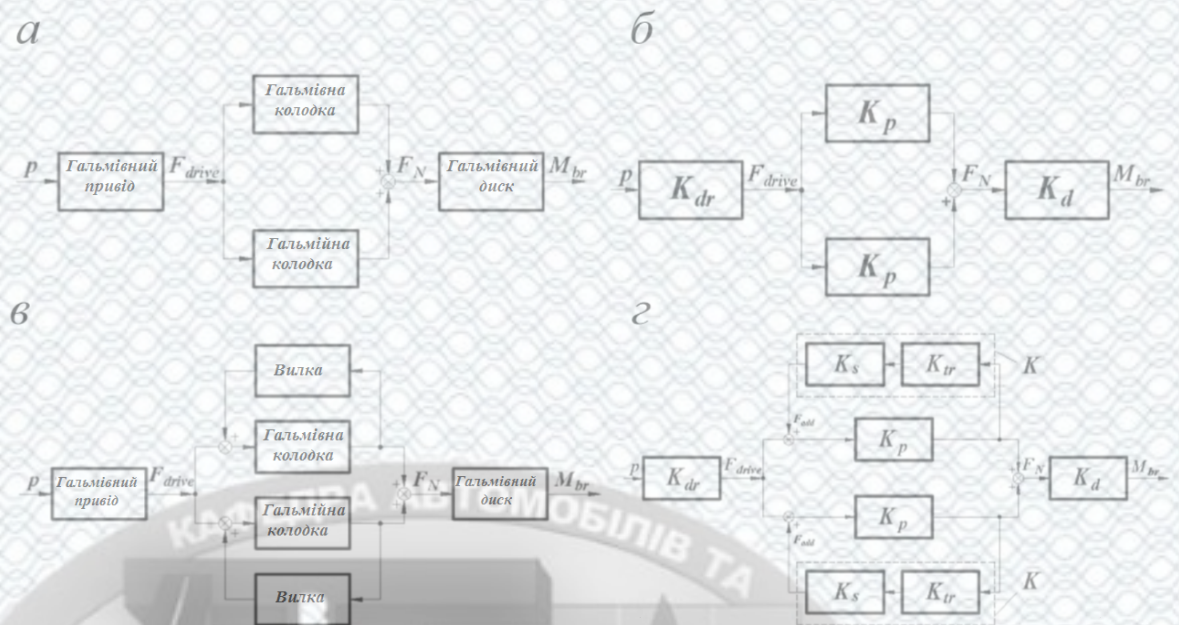


Рисунок 2.8 - Функціональні і структурні схеми дискових гальмі́вних механізмів

На підставі функціональних схем були складені структурні схеми, що застосовуються до серійного дискового гальмі́вного механізму і гальмі́вного механізму з самостійним підсиленням зусилля (рис. 2.16, в, г). Дисковий гальмі́вний механізм з самостійним підсиленням зусилля представляє собою систему з позитивним зворотним зв'язком по зусиллю з боку гідравлічного приводу. Відповідно, величина самостійного підвищення зусилля повинна бути такою, при якій не відбувалося б блокування колеса і заклинювання механізму. Для запобігання блокування необхідно, щоб гальмі́вний момент, створюваний колісним гальмом, не перевищував величину моменту зчеплення в контактї колеса з дорогою. Таким чином, з використанням закономірностей перетворення структурних схем, що застосовуються в теорії автоматичного регулювання, було отримано вираз для визначення необхідного значення коефіцієнта посилення:

$$K_s < \frac{1}{\mu} \left[1 - \frac{2 * F_{drive} * \mu * r_{\mu}}{R_z * \varphi * r_0} \right], \quad (2.5)$$

де K_s - коефіцієнт підсилення; μ - коефіцієнт тертя між гальмівним диском і накладками гальмівних колодок; F_{drive} - привідна сила механізму без урахування самостійного підвищення зусилля, Н; r_μ - середній радіус тертя, мм; R_z - навантаження на колесо транспортного засобу при гальмуванні, Н; φ - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою; r_0 - радіус кочення колеса, мм.

З метою перевірки ефективності запропонованої конструкції були виконані експериментальні дослідження дискових гальмівних механізмів з самостійним підвищенням зусилля для автомобіля ГАЗ. Після проведення випробувань і обробки їх результатів отримані гістерезисні характеристики гальмівного механізму. Встановлено, що виходячи з рівності гальмівних моментів, що розвиваються механізмами, з точки зору величини гістерезису кращим є дисковий гальмівний механізм з самостійним підсиленням зусилля, так як за рахунок введення самостійного підвищення зусилля вдалося знизити необхідне зусилля з боку приводу і тим самим зменшити привідний тиск. Таким чином, в результаті введення самостійного підвищення зусилля в конструкцію дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням для забезпечення необхідного гальмівного моменту потрібно на 9,1% менше зусилля з боку гідравлічного приводу. При цьому гістерезисні втрати в гальмі знизилися на 17,5% (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Результати експериментальних випробувань дискових гальмівних механізмів

<i>Параметр</i>	<i>Серійний ДГМ</i>	<i>ДГМ з самостійним підсиленням</i>	<i>Зменшення, %</i>
<i>Максимальне зусилля з боку гальмівної камери, Н</i>	<i>12690</i>	<i>11640</i>	<i>9,1</i>
<i>Гістерезисні втрати, %</i>	<i>18,3</i>	<i>15,1</i>	<i>17,5</i>

Відповідно конструкція дискового гальмівного механізму з самостійним підсиленням зусилля для гідравлічних гальмівних систем володіє більшою ефективністю і меншими гістерезисними втратами в порівнянні з серійною конструкцією гальмівного механізму. Розроблено алгоритм керування дисковим

гальмівним механізмом з самостійним підсиленням зусилля на підставі інформації, отриманої від датчиків частоти обертання коліс. Створений алгоритм є трифазним з урахуванням ефекту самостійного підсилення зусилля.

Встановлено, що при використанні дискового гальмівного механізму з самостійним підсиленням зусилля гальмівної системи володіє підвищеною ефективністю - гальмівний шлях зменшується на 1 м або 4%.

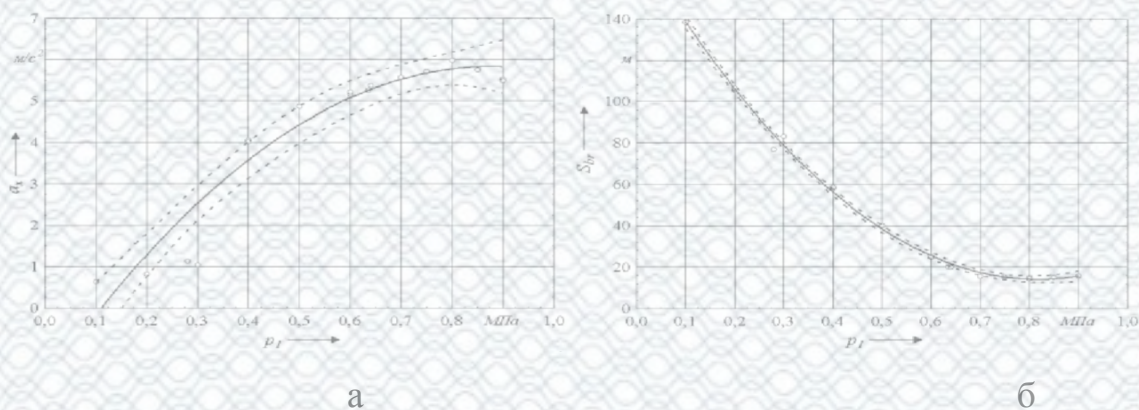
Вплив величини самостійного підвищення зусилля в гальмівних механізмах на ефективність гальмівної системи автомобіля було запропоновано проаналізувати на основі залежності ефективності гальмівної системи від величини тиску рідини, що подається в гальмівні циліндри гальмівного механізму з боку гідравлічного приводу. Для оцінки цього впливу достатньо подавати надлишковий тиск до гальмових циліндрів механізму і аналізувати зміну ефективності гальмівної системи в цьому випадку.



а - "п'яте" колесо і реєстратор "Peiseler"; б - манометри

Рисунок 2.9 - Вимірювальне обладнання та прилади

В результаті отримані залежності параметрів ефективності гальмівної системи автомобіля від тиску, що подається до колісних гальмівних механізмів (рис. 2.10), або від привідного зусилля, що прикладається до гальмівного механізму з боку гідравлічного приводу.



а - уповільнення; б - гальмівний шлях

Рисунок 2.10 - Показники ефективності гальмівної системи

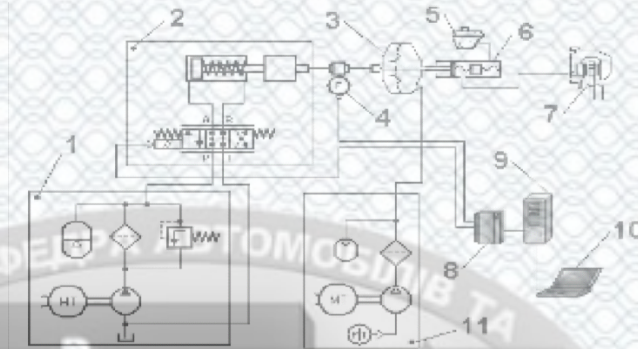
Таким чином, експериментально доведено, що при використанні дискового гальмівного механізму з самостійним підсиленням зусилля помітно підвищується ефективність гідравлічної системи автомобіля: уповільнення збільшується на 2,5%, а гальмівний шлях знижується на 7,2% або 1,1 м, що підтверджує наукову значущість і ефективність розробленої конструкції гідравлічного механізму.

Крім того, за допомогою отриманих залежностей було визначено, що при значенні коефіцієнта посилення $K_s > 0,23$ ефективність гальмівної системи автомобіля знижується.

Розроблено методику проведення випробувань для дослідження компонентів гідравлічних гальмівної системи автомобілів з урахуванням можливостей використовуваного стендового обладнання (рис. 2.11). Верифікація моделі дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням здійснювалася за допомогою порівняння отриманих результатів при комп'ютерному моделюванні з результатами стендових випробувань.

Об'єктом випробувань при аналізі впливу гістерезису в дисковому гальмівному механізмі на ефективність гідравлічної гальмівної системи були компоненти цієї гальмівної системи в складі автомобіля ГАЗ. При цьому використовувався спеціалізований стенд для дослідження алгоритмів управління і систем динамічної стабілізації автомобілів.

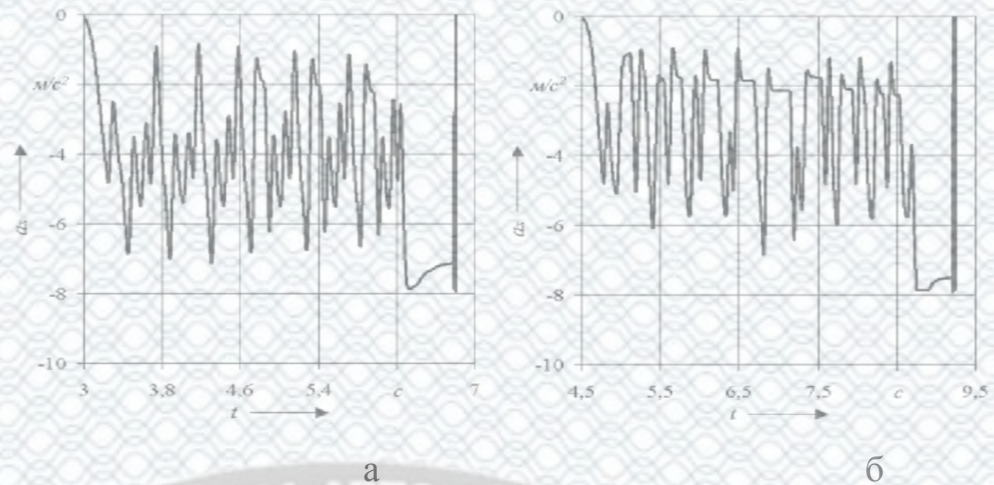
Апаратна частина комплексу складалася з головного гальмівного циліндра, чотирьох дискових гальмівних механізмів і блоку ESP виробництва компанії Bosch, з якого видалена оригінальна електронна частина управління клапанною коробкою.



1 - елементи гідравлічної частини стенду; 2 - виконавчий механізм приводу гальмівної системи; 3 - вакуумний підсилювач; 4 - датчики сили і переміщення; 5 - розширювальний бачок; 6 - головний гальмівний циліндр; 7 - дисковий гальмівний механізм; 8 - перетворювач сигналів; 9 - комп'ютер реального часу; 10 - ноутбук з відповідним програмним забезпеченням; 11 - компоненти стенду для створення розрідження в порожнині підсилювача

Рисунок 2.11 - Схема стенду для дослідження компонентів гальмівної системи

Для дослідження впливу гістерезисних втрат в дискових гальмівних механізмах на роботу САБ в складі гальмівної системи автомобіля було запропоновано змінювати величину фази витримки пропорційно величині гістерезису. Час витримки змінювався в інтервалі від 100 до 300 мс. Таким чином, оцінювалась зміна ефективності гальмівної системи при збільшенні гістерезису в три рази. Експерименти проводилися для наступних режимів гальмування: гальмування автомобіля з початкової швидкості 60 і 90 км/год на дорогах з коефіцієнтом зчеплення 0,8, 0,5 і 0,2 відповідно. На рис. 2.20 в якості прикладу представлені графіки уповільнення автомобіля при гальмуванні зі швидкості 60 км/год на дорозі з коефіцієнтом зчеплення 0,8 з вихідною і збільшеною в три рази величиною гістерезису.



а - вихідний гістерезис; б - гістерезис збільшений в три рази

Рисунок 2.12 - Графіки уповільнення автомобіля

Методом найменших квадратів за експериментальними даними отримані аналітичні залежності гальмівного шляху автомобіля, тобто ефективності його гальмівної системи, від зміни гістерезису гальмівного механізму з інтервалом 98%. При цьому розраховувався коефіцієнт кореляції залежностей. Для досліджуваного автомобіля встановлено, що при збільшенні гістерезису в дискових гальмівних механізмах більше ніж на 47% від початкової величини його гальмівна система не буде відповідати вимогам Правил № 13 ЄЕК ООН по ефективності роботи.

Аналітичні залежності зміни гальмівного шляху автомобіля від зміни гістерезису в дискових гальмівних механізмах дозволяють аналізувати ефективність гальмівної системи автомобіля на стадії проектування і вдосконалювати конструкцію дискових гальм з метою підвищення ефективності її роботи.

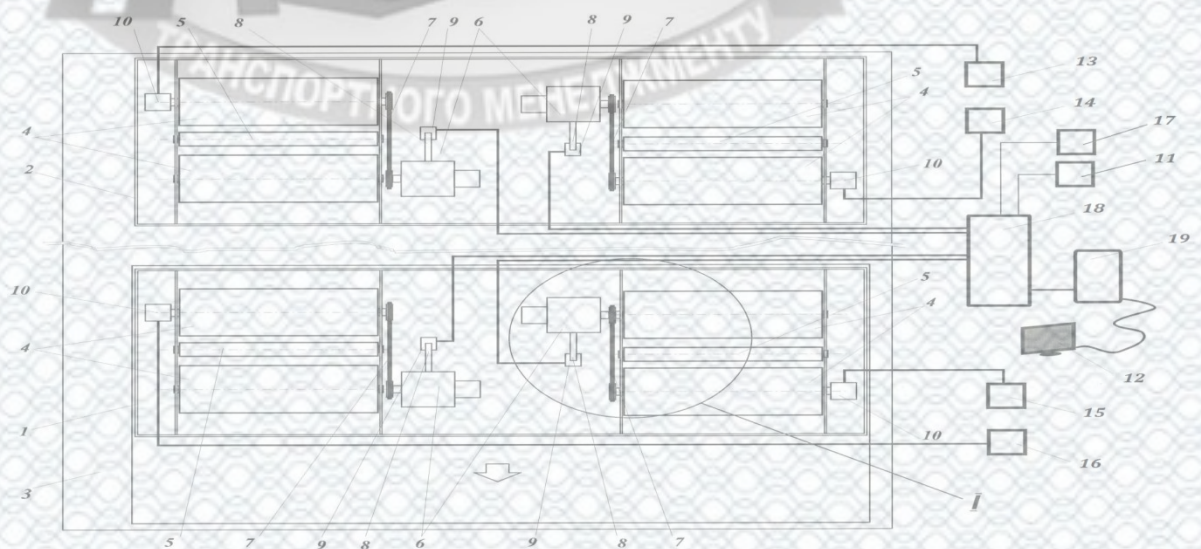
Таким чином, виходить, що за сукупністю своїх властивостей саме роликові стенди є найбільш оптимальним рішенням, як для діагностичних ліній СТО, так і для обладнання пунктів інструментального контролю.

В даному дипломному проекті розглянута конструкція силового роликового стенда.

Випробувальний стенд працює наступним чином:

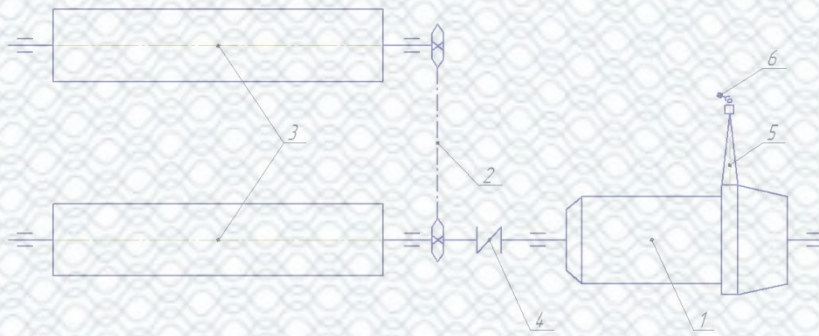
1. Перед початком випробувань за допомогою рухомої платформи стенд налаштовується на потрібну базу випробуваного автомобіля. Потім здійснюється в'їзд автомобіля на стенд;
2. Проводиться запуск двигуна внутрішнього згорання, а мотор-редуктор приводить в обертання опорні ролики рухомої і нерухомої платформ, а через них і випробувані колеса автомобіля до заданої швидкості 5 - 20 км / год;
3. Далі здійснюється «рух» з постійною швидкістю $v = const$;
4. Здійснюється натискання на педаль гальма з заданим зусиллям по команді, переданої на монітор водія системою управління;
5. Вимірюється гальмівна сила за допомогою датчика сил на модельованому колесі;
6. За характером зміни гальмівної сили на модельованому колесі визначається працездатність антиблокувальної системи (ABS) на даному колесі.

Роликовий гальмівний стенд відноситься до діагностичного гаражного обладнання, призначеного для діагностування гальмівної системи автомобіля.



1 - рухома платформа; 2 - нерухома платформа; 3 - фундамент; 4 - пара опорних роликів; 5 - проміжний ролик; 6 - мотор-редуктор; 7 - ланцюгова передача; 8 - важіль; 9 - датчик сил; 10 - датчик швидкості ролика; 11 – датчик зусилля стоянкового гальма; 12 - монітор водія; 13,14,15,16 - частотний регульований привід; 17 - датчик зусилля на педалі гальма; 18 - контролер; 19 - персональний комп'ютер

Рисунок 2.13 - Стенд силовий роликовий. Загальний вигляд



1 - мотор - редуктор; 2 - ланцюгова передача; 3 - бігові ролики; 4 - муфта;
5 - важіль; 6 - датчик вимірювання зусилля

Рисунок 2.14 - Кінематична схема приводу стенду

Висновки до розділу 2

1. В результаті проведених аналітичних і експериментальних досліджень дискових гальмівних механізмів пневматичних, гідравлічних і мехатронних гідравлічних систем автомобілів визначено перспективний напрямок їх розвитку та створено необхідні теоретичні передумови для подальшого дослідження їх роботи і конструктивної розробки.

2. Огляд існуючих гальмівних механізмів показав, що вони мають досить складну конструкцію, що знижує надійність та підвищує габарити гальмівних механізмів. Одним з недоліків гальмівних систем є явище гістерезису, що являє собою запізнювання передачі зусилля від керуючого приладу (наприклад головного гальмівного циліндру) до колодки. Це явище має місце як в системах з пневмоприводом так і з гідравлічним.

3. Запропоновано знизити явище гістерезису шляхом скорочення початку спрацьовування гальмівного механізму, що можливо досягти використанням гальмівного механізму з самопідсилюванням. Запропоновано конструкцію гальмівного механізму з самопідсилюванням та розроблену функціональну схему роботи механізму.

4. Експериментально визначено, що в результаті введення самостійного підвищення зусилля в конструкцію дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням для забезпечення необхідного гальмівного моменту

потрібно на 9,1% менше зусилля з боку гідравлічного приводу. При цьому гістерезисні втрати в гальмі знизилися на 17,5%, а гальмівний шлях зменшується на 1 м або 4%.



РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЕКТУ СТОА

3.1 Розрахунок виробничої програми СТОА

Для міських комплексних СТОА виробнича програма характеризується кількістю комплексно обслуговуваних автомобілів на рік, тобто автомобілів, яким на станції виконується весь комплекс робіт для підтримки їх в технічно справному стані протягом року.

Для ремонтних майстерних з конкретних видів робіт виробнича програма визначається річним обсягом робіт, і яка може бути визначена, виходячи з приблизного розподілу трудомісткості по видах робіт для міських СТОА .

Виробнича програма є основним показником для розрахунку річних обсягів робіт, на основі яких визначаються чисельність робочих, площі виробничих, складських, адміністративно - побутових і інших приміщень.

Початковими даними для розрахунку виробничої програми і обсягів робіт є:

- кількість автомобілів, які обслуговуються СТОА за рік і норма питомої трудомісткості ТЕ і ПР для даного типорозміру СТОА і певного класу автомобілів;
- середньорічний пробіг обслуговуваних автомобілів;
- середня кількість заїздів автомобілів на станцію за рік;
- середня трудомісткість робіт по одного заїзду;
- режим роботи станції.

3.2 Розрахунок обсягу робіт

Річний обсяг робіт міських СТОА включає роботи ТО і ТР.

Річний обсяг робіт по ТО і ТР:

$$T_o = \frac{A_p \cdot L_p \cdot t \cdot K_p}{1000}, \quad (3.1)$$

де A_p - очікувана кількість обслуговуваних автомобілів за рік на СТОА;

$$A_{p(B)} = 96; \quad A_{p(D)} = 192;$$

$$A_{p(C)} = 240; \quad A_{p(E)} = 192;$$

L_p - середньорічний пробіг автомобіля, км;

$$L_{p(B)} = 25000; \quad L_{p(D)} = 23000;$$

$$L_{p(C)} = 24000; \quad L_{p(E)} = 22000;$$

t - нормативна питома трудомісткість робіт ТО і ТР, люд-год/1000 км;

$K_p = 0,8$ - коефіцієнт коректування трудомісткості, залежний від потужності СТО.

При проектуванні універсальної СТОА, призначеної для обслуговування автомобілів, які відносяться до різних класів, річний обсяг робіт по ТО і ТР визначається сумою річних обсягів робіт з автомобілями окремих класів.

Згідно [18] задаємося нормативною трудомісткістю робіт для різних класів автомобілів по ОНТП 01-91, які зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 - Нормативні питомі трудомісткості ТО і ТР

Клас автомобілів	Трудомісткість, ТО	Трудомісткість, ТР
В	0,45	1,7
С	0,5	1,9
Д	0,55	2,0
Е	0,6	2,2

Коригування нормативів ТО і ремонту ДТЗ виконується у відповідності з методикою, наведеною в ОНТП-01-91 [18]. Коректуємо приведені вище нормативні питомі трудомісткості. Коригування нормативів для легкових автомобілів здійснюється за допомогою трьох коефіцієнтів коригування K_1 , K_3 , і K_5 , які враховують три основних фактори експлуатації автомобілів (додаток Б)

[18]. Розрахунок питомої трудомісткості проводимо по кожному класу окремо. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 - Коректування питомої трудомісткості

Норматив	Умов. позн.	Один. вимі.	Норм. знач.	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	Скор. за «К»
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Періодичність ТО-1	L_{TO1}	км	10000	0,8	-	0,9	-	-	7200
Періодичність ТО-2	L_{TO2}	км	20000	0,8	-	0,9	-	-	14400
Трудомісткість ТО									
Клас автомобіля									
В	t_{TO}	люд-год.	0,45	-	-	-	-	-	0,45
С			0,5	-	-	-	-	-	0,5
Д			0,55	-	-	-	-	-	0,55
Е			0,6	-	-	-	-	-	0,6
Трудомісткість ТР									
Клас автомобіля									
В	t_{TR}	люд-год. / 1000 км.	1,7	1,2	-	1,1	-	1,0	2,244
С			1,9	1,2	-	1,1	-	1,0	2,508
Д			2,0	1,2	-	1,1	-	1,0	2,640
Е			2,2	1,2	-	1,1	-	1,0	2,904

Тоді по формулі (3.1) обчислюємо обсяги робіт, що приходяться на кожний з класів автомобілів. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.3.

Для класу В обсяг робіт ТО і ТР складе:

$$T_o = \frac{96 \cdot 25000 \cdot 2,694 \cdot 0,8}{1000} = 5172,48 \text{ люд-год.}$$

Для класу С обсяг робіт ТО і ТР складе:

$$T_o = \frac{240 \cdot 24000 \cdot 3,008 \cdot 0,8}{1000} = 13860,864 \text{ люд-год.}$$

Для класу D обсяг робіт ТО і ТР складе:

$$T_o = \frac{192 \cdot 23000 \cdot 3,190 \cdot 0,8}{1000} = 11269,632 \text{ люд-год.}$$

Для класу Е обсяг робіт ТО і ТР складе:

$$T_o = \frac{192 \cdot 22000 \cdot 3,504 \cdot 0,8}{1000} = 11840,7168 \text{ люд-год.}$$

Таблиця 3.3 - Річні обсяги робіт по класах автомобілів

Клас автомобілів	Кількість заїздів, од. робіт	Річний пробіг, км	Сумарна трудомісткість ТО і ТР, люд-год/1000 км	Коефіцієнт коректування трудомісткості КР	Річний обсяг робіт ТО і ТР, люд-год
В	96	25000	2,694	0,8	5172,4800
С	240	24000	3,008		13860,8640
Д	192	23000	3,190		11269,6320
Е	192	22000	3,504		11840,7168
Всього					42143,6928

3.3 Розрахунок обсягу робіт з передпродажної підготовки автомобілів

Оскільки на проєктованій СТОА передбачається продаж автомобілів, то в загальному обсязі виконуваних робіт необхідно передбачити роботи, пов'язані з передпродажною підготовкою автомобілів.

Річний обсяг робіт з передпродажної підготовки $T_{п.п}$ визначається по формулі числом автомобілів, що продаються за рік $A_{п.п}$, яке встановлене завданням, і трудомісткістю $t_{п.п}$ їх обслуговування:

$$T_{п.п} = A_{п.п} \cdot t_{п.п}, \text{ ЛЮД-ГОД.} \quad (3.2)$$

де $A_{п.п} = 101$ - кількість автомобілів, що продаються, за рік;

$t_{п.п}$ - трудомісткість передпродажної підготовки одного автомобіля, люд-год
($t_{п.п} = 3,5$ люд-год).

$$T_{п.п} = 101 \cdot 3,5 = 353,5 \text{ люд-год.}$$

3.4 Розрахунок обсягу робіт з антикорозійної обробки автомобілів

Річний обсяг робіт антикорозійної обробки визначається одночасно для всіх груп автомобілів на основі разової трудомісткості цього виду робіт за один заїзд на СТО:

$$T_{a-к} = A_{авт} \cdot n_{a-к}^p \cdot t_{a-к}, \text{ ЛЮД-ГОД.} \quad (3.3)$$

де $A_{авт} = 96 + 240 + 192 + 192 = 720$ - загальна кількість заїздів автомобілів на СТО;

$n_{a-к}^p = 1$ - частота заїздів одного автомобіля, що обслуговується на СТО, для виконання робіт антикорозійної обробки автомобілів протягом року (додаток Г);

$t_{a-к} = 3$ - разова трудомісткість антикорозійних робіт одного автомобіля (однакова для всіх класів автомобілів, додаток В [18]), люд-год.

$$T_{a-к} = 720 \cdot 1 \cdot 3 = 2160 \text{ люд-год.}$$

3.5 Розрахунок обсягу робіт приймання і видачі автомобілів

Річний обсяг робіт приймання і видачі для одного класу визначається на основі загальної кількості заїздів автомобілів на СТО для виконання різних видів робіт:

$$T_{n-е}^1 = A_{авт}^1 \cdot (n_{ТОТР}^p + n_{a-к}^p) \cdot t_{n-е}^1, \quad (3.4)$$

де $n_{ТОТР}^p = 2$ - кількість заїздів автомобілів на ТО і ТР протягом року, що припадають на 1 комплексно обслуговуваний автомобіль;

t_{n-6}^i - разова трудомісткість робіт приймання-видачі одного автомобіля даної групи (додаток В), люд-год.

$$T_{n-6}^i = 720 \cdot (2+1) \cdot 0,2 = 432 \text{ люд-год.}$$

3.6 Розрахунок обсягу прибирально-мийних робіт

Річний обсяг прибирально-мийних робіт для одного класу визначається на основі разової трудомісткості цього виду робіт за один заїзд на СТО. Прибирання і миття автомобілів обов'язково виконуються перед проведенням робіт ТО і ПР, тому при розрахунку річної трудомісткості необхідно врахувати кількість заїздів автомобілів для виконання ТО і ПР. Крім цього, СТО може надавати окремі послуги косметичного прибирання і миття автомобілів. У такому випадку враховується кількість заїздів для виконання прибирально-мийних робіт. Отже, трудомісткість прибирально-мийних робіт перед виконанням ТО і ПР ($T_{n-m(ТО)}^i$) та трудомісткість косметичного прибирання і миття автомобілів (T_{n-m}^i) визначаються за формулами:

$$T_{n-m(ТО)}^i = A_{авт}^i \cdot n_{ТОіПР}^p \cdot t_{n-m}^i, \quad (3.5)$$

$$T_{n-m}^i = (n_{n-m(заг)}^p + D_p \cdot n_{n-m(дооб)}^p) \cdot t_{n-m}^i, \quad (3.6)$$

де $n_{n-m(заг)}^p, n_{n-m(дооб)}^p$ - кількість заїздів на прибирально-мийні роботи за рік, та відповідно добова кількість заїздів для миття ($n_{n-m(заг)}^p = 424, n_{n-m(дооб)}^p = 9$);

$D_p = 249$ - кількість робочих днів у 2017 році;

$t_{n-m}^i = 0,2$ - разова трудомісткість прибирально-мийних робіт одного автомобіля даного класу (додаток В), люд.-год.

$$T_{n-m(ТО)}^i = 720 \cdot 2 \cdot 0,2 = 288 \text{ люд-год.}$$

$$T_{n-m}^i = (424 + 249 \cdot 9) \cdot 0,2 = 533 \text{ люд-год.}$$

$$T_{\Sigma} = 288 + 533 = 821 \text{ люд-год.}$$

Загальний обсяг робіт по ТО і ТР а також трудомісткість передпродажної підготовки, антикорозійної обробки і приймання і видачі автомобілів за рік по всій СТО складе:

$$T_{\Sigma} = T_o + T_{n.n} + T_{a-k} + T_{n-e}, \quad (3.7)$$

$$T_{\Sigma} = 42143,7 + 353,5 + 2160,0 + 432,0 = 45089,2 \text{ люд-год.}$$

3.7 Розподіл обсягу робіт по їх видах

Визначений обсяг робіт по станції розподіляємо в процентному співвідношенні по кожному з видів робіт а результати заносимо в таблицю 3.4.

Отримані обсяги робіт по місцю виконання використовуються для визначення кількості робочих на дільницях, а також для розрахунку кількості робочих постів.

Відсотковий розподіл трудомісткості по видах робіт і місцю виконання вибираємо з (додатка Д і Е [18]).

Таблиця 3.4 - Розподіл трудомісткості ТО і ТР автомобілів по видах робіт

Роботи	Розподіл по видах робіт		Розподіл по місцю виконання			
	%	люд-год	На постах		На дільницях	
			%	люд-год	%	люд-год
Діагностичні	4	1803,57	100	1803,57	-	-
ТО в повному обсязі	15	6763,38	100	6763,38	-	-
Змашувальні	3	1352,67	100	1352,67	-	-
Регулювання кутів установки коліс	4	1803,57	100	1803,57	-	-
Ремонт і регулювання гальм	3	1352,67	100	1352,67	-	-
Електротехнічні	4	1803,57	80	1442,87	20	360,71
Обслуговування системи живлення	4	1803,57	70	1262,5	30	541,071
Акумуляторні	2	901,78	10	90,18	90	811,60
Шиномонтажні	2	901,78	30	270,53	70	631,25
ТР вузлів і агрегатів	8	3607,14	50	1803,57	50	1803,57
Кузовні і арматурні (бляхарські, зварювальні, мідницькі)	25	11272,3	75	8454,23	25	2818,08
Малярні і антикорозійні	16	7214,27	100	7214,27	-	-
Шпалерні	3	1352,68	50	676,34	50	676,34
Слюсарно-механічні	7	3156,24	-	-	100	3156,24
<i>Всього</i>	<i>100</i>	<i>45089,2</i>	<i>76</i>	<i>34290,35</i>	<i>24</i>	<i>10798,86</i>
Прибирально-мийні	100	821	100	821	100	-
Загалом	100	45910,2	100	35111,35	100	10798,86

3.8 Річний обсяг робіт по самообслуговуванню підприємства

Окрім робіт по ТО і ПР, на станції обслуговування автомобілів виконуються допоміжні роботи, обсяг яких складає 20-30 % від загального обсягу робіт по ТО і ПР автомобілів. До складу допоміжних робіт входять роботи по прибиранню приміщень і території (15-20 %), прийом, збереження і видача матеріальних цінностей (20 %), транспортування та перегін автомобілів (10 %), а також роботи по самообслуговуванню підприємства (обслуговування і ремонт технологічного устаткування й інструменту, підтримка інженерних комунікацій, утримання і ремонт будівель), які виконуються в самостійному підрозділі - у відділі головного механіка (ВГМ) або у відповідних виробничих ділянках, якщо ця трудомісткість не перевищує 10000 люд-год.

Річний обсяг допоміжних робіт визначимо як частку загального річного обсягу робіт по СТО.

Обсяг допоміжних робіт, як правило, складає: 20 % для СТО з числом постів від 1 до 5.

Відповідно до цього обсяг допоміжних робіт по СТО складе:

$$T_{доп} = T_{\Sigma} \cdot 0,2, \quad (3.8)$$

$$T_{доп} = 45910,2 \cdot 0,2 = 9182,04 \text{ люд-год.}$$

Розподіляємо обсяг допоміжних робіт відповідно до ОНТП-01-91, а результати заносимо в таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 - Розподіл обсягу допоміжних робіт

Види робіт	Частка робіт, %	Обсяг робіт, люд-год
Роботи по обслуговуванню технологічного устаткування, оснащення і інструменту	25	2295,51
Роботи по обслуговуванню інженерних споруджень, ліній і комунікацій	20	1836,41
Транспортні роботи	8	734,56
Приймання зберігання і видача матеріальних цінностей	12	1101,85
Перегін рухомого складу	10	918,20
Прибирання приміщень	7	642,74
Прибирання території	8	734,56
Обслуговування компресорного устаткування	10	918,20

3.9 Режими роботи СТО та розрахунок річних фондів часу робітника, робочого поста і обладнання

Режим роботи СТО характеризується кількістю робочих днів в році, числом змін роботи, тривалістю робочого дня і робочого тижня, тобто часом роботи виробничого персоналу і обладнання.

Робота СТО характеризується переривчастим процесом виробництва і технологічний процес на них може бути пристосований до одно- або двохзмінної роботи.

Для прийнятого режиму роботи СТО визначаємо річні фонди часу СТО в цілому, цеха, дільниці, робочого місця (поста), а також обладнання і робітника.

При цьому фонди часу розділяємо на календарний, номінальний і дійсний фонди.

Номінальний річний фонд часу (Φ_n) робітників, обладнання, цеху, дільниці, відділення, при п'ятиденному робочому тижні і однозмінній роботі дорівнює:

$$\Phi_n = D_p \cdot t_{зм} - D_{п} \cdot (t_{зм} - t_{п}); \quad (3.9)$$

де D_p - кількість робочих днів в році, $D_p = 249$ день;

$t_{зм}$ - тривалість робочої зміни $t_{зм} = 8,0$ годин;

$D_{п}$ - кількість передсвяткових днів у році $D_{п} = 5$ днів;

$t_{п}$ - тривалість зміни в передсвяткові дні $t_{п} = 7,0$ годин.

$$\Phi_{n8} = 249 \cdot 8 - 5 \cdot (8 - 7) = 1987 \text{ люд-год.}$$

$$\Phi_{n7} = 249 \cdot 7 - 5 \cdot (7 - 6) = 1738 \text{ люд-год.}$$

Визначаємо дійсний річний фонд часу робітників менше номінального річного фонду на час втрат, пов'язаних з відпустками, виконанням регульовальних й громадських обов'язків і визначається по формулі:

$$\Phi_d = \Phi_n - (d_v + d_{дв} + d_d + d_n + d_{ін}) \cdot t_{зм}; \quad (3.10)$$

де d_b - кількість відпускних днів робітників, $d_b=18$ днів для Слюсарі з ТО і поточного ремонту агрегатів, вузлів, устаткування, мотористи, електрики, шиномонтажники слюсарі-верстатники, столяри, оббивальники, арматурники, жерстяники і $d_b=24$ дні для інших робітників;

$d_{дв}$ - кількість додаткових відпускних робочих врахованих днів $d_{дв}=15$ днів;

d_d - кількість днів декретної відпустки, у середньому 1,6 % від числа робочих днів у році, $d_d=5$ днів;

d_n - кількість днів невиходу на роботу в зв'язку з виконанням державних і суспільних обов'язків і складає 0,3 % від числа робочих днів у році:

$$d_n=1 \text{ день.}$$

$d_{ін}$ - кількість інших невиходів на роботу і складає 0,5 % від числа робочих днів у році: $d_{ін}=2$ дня.

Тоді річний фонд часу для зварників, ковалів, термістів і малярів складе:

$$\Phi_{08(18)} = 1987 - (18+15+5+1+2) \cdot 8 = 1659(\text{год});$$

$$\Phi_{07(18)} = 1738 - (18+15+5+1+2) \cdot 7 = 1451(\text{год});$$

Річний фонд часу для інших робочих професій складе:

$$\Phi_{08(24)} = 1987 - (24+15+5+1+2) \cdot 8 = 1611(\text{год});$$

$$\Phi_{07(24)} = 1738 - (24+15+5+1+2) \cdot 7 = 1409(\text{год});$$

Далі визначаємо фонд часу робочого місця (поста):

$$\Phi_{рм} = \Phi_n \cdot N_p \cdot c; \quad (3.11)$$

де N_p - число робітників одночасно працюючих на одному робочому місці

$N_p=1$ і 2 робітника;

c - число змін, $c=1$;

$$\Phi_{рм8} = 1987 * 1 * 1 = 1987(\text{год});$$

$$\Phi_{рм7} = 1738 * 1 * 1 = 1738(\text{год});$$

Річні фонди часу устаткування номінальний - $\Phi_{он}$ і дійсний - $\Phi_{од}$ визначаються по формулах:

$$\Phi_{он} = \Phi_n \cdot c; \quad (3.12)$$

$$\Phi_{он8} = 1987 * 1 = 1987(\text{год});$$

$$\Phi_{он7} = 1738 * 1 = 1738(\text{год});$$

$$\Phi_{од} = \Phi_n \cdot c \cdot \eta, \quad (3.13)$$

$$\Phi_{од8} = 1987 * 1 * 0,97 = 1927,39 \text{ люд-год.}$$

$$\Phi_{од7} = 1738 * 1 * 0,97 = 1685,86 \text{ люд-год.}$$

де c - число змін, $c=1$;

η - коефіцієнт, який характеризує використання устаткування за часом при $c=1$ $\eta=0,97$;

3.10 Розрахунок кількості виробничих робітників СТО

До виробничих відносяться робочі пости, зони і ділянки, які безпосередньо виконують роботи по ТО і ПР автомобілів.

Явочна і штатна кількість основних виробничих робітників визначаємо окремо для кожної спеціальності по трудомісткості робіт за формулами:

$$P_{я} = \frac{T}{\Phi_n}; \quad (3.14)$$

$$P_{ш} = \frac{T}{\Phi_о}, \quad (3.15)$$

де $P_{я}$, $P_{ш}$ – відповідно явочна і штатна кількість робітників;

T – трудомісткість кожного виду робіт (див. табл. 1.5), люд-год.;

Φ_n , $\Phi_о$ – відповідно номінальний і дійсний фонди часу робітника;

Так, наприклад, явочна і штатна кількість діагностів складе:

$$P_{я} = \frac{1803,57}{1987} = 0,91 \text{ роб.} \quad P_{ш} = \frac{1803,57}{1659} = 1,10 \text{ роб.}$$

Для інших спеціальностей розрахунки проводимо аналогічно, результати заносимо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 - Розрахунок кількості постових робітників СТО

Вид робіт	Трудовісткість, люд-год.	Кількість днів відпустки	Річний фонд часу, год.		Кількість робітників		
			Ф _н	Ф _д	Р _я	Р _ш	Прийнята
1	2	3	4	5	6	7	8
Діагностичні, ТО в повному обсязі, змащувальні, вузлів і агрегатів	11723,19	18	1987	1659	5,90	7,07	7
Регулювання кутів установки коліс, ремонт і регулювання гальм, шиномонтажні	3426,78	18	1987	1659	1,72	2,07	2
Електротехнічні і акумуляторні, обслуговування системи живлення	2795,54	24	1738	1409	1,61	1,98	2
Кузовні і арматурні, шпалерні	9130,57	24	1738	1409	5,25	6,48	6
Малярні і антикорозійні	7214,27	24	1738	1409	4,15	5,12	5
Всього	34290,35						22

Таблиця 3.7 - Розрахунок кількості дільничних робітників СТО

Вид робіт	Трудовісткість, люд-год.	Кількість днів відпустки	Річний фонд часу, год.		Кількість робітників		
			Ф _н	Ф _д	Р _я	Р _{сп}	Прийнята
1	2	3	4	5	6	7	8
Електротехнічні, обслуговування системи живлення і акумуляторні	1713,38	18	1987	1659	0,86	1,03	1
ПР вузлів і агрегатів та слюсарно-механічні	4959,81	18	1987	1659	2,5	2,99	3

Кузовні і арматурні, шпалерні	3494,42	24	1738	1409	2,0 1	2,4 8	2
Шиномонтажні	631,25	18	1987	1659	0,3 1	0,3 8	1
Всього	10798,86						7

Таблиця 3.8 - Розрахунок кількості допоміжних робітників СТО

Вид робіт	Трудоємкість, люд-год.	Кількість днів відпустки	Річний фонд часу, год.		Кількість робітників		
			Ф _н	Ф _д	Р _я	Р _{сп}	Прийнята
			4	5			
Роботи по обслуговуванню технологічного устаткування, оснащення інструменту	2295,51	18	1987	1659	1,16	1,38	1
Роботи по обслуговуванню інженерних споруджень, ліній і комунікацій	1836,41	18	1987	1659	0,92	1,12	1
Транспортні роботи	734,56	18	1987	1659	0,37	0,44	1
Перегін рухомого складу	918,20	18	1987	1659	0,46	0,55	
Приймання зберігання і видача матеріальних цінностей	1101,85	18	1987	1659	0,55	0,66	
Прибирання приміщень та території	1377,3	18	1987	1659	0,69	0,83	2
Обслуговування компресорного устаткування	918,20	18	1987	1659	0,46	0,55	5
Всього	9182,04						

3.11 Розрахунок кількості робочих постів

Розрахунком визначається число робочих постів, допоміжних постів і автомобіле-місць очікування і зберігання.

Заздалегідь кількість робочих постів визначається по формулі:

$$X_p = \frac{T_{\Pi} \cdot \varphi}{\Phi_{\text{рм}} \cdot P_{\Pi}}, \quad (3.16)$$

де T_{Π} - річний обсяг постових робіт, люд-год;

φ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність надходження автомобілів на СТО в різні пори року і дні тижня. Приймаємо $\varphi=1,15$;

$\Phi_{\text{рм}}$ - річний фонд робочого місця (поста);

P_{Π} - середня кількість робітників на посту, $P_{\Pi} = 1$ чол.

Уточнена кількість робочих постів визначається після розподілу їх за призначенням, який виконується з урахуванням розподілу трудомісткості постових робіт (див. табл. 3.4).

Розраховуємо кількість робочих постів по окремих ділянках і результати зносимо в таблицю 3.9.

Таблиця 3.9 - Розподіл постів за призначенням

Призначення поста	Розподіл трудомісткості постових робіт		Кількість постів	
	люд-год	%	розрахункове	прийняте
Діагностичні, ТО в повному обсязі, змащувальні, ПР вузлів і агрегатів	11723,19	34,2	3,39	3
Ремонт і регулювання гальм, регулювання кутів установки коліс, шиномонтажні	3426,77	9,9	0,99	1
Електротехнічні, обслуговування системи живлення і акумуляторні	2795,54	8,2	0,92	1
Кузовні і арматурні, шпалерні	9130,57	26,7	3,02	3
Малярні і антикорозійні	7214,27	21	2,39	2
ВСЬОГО	34290,35	100		10

Розраховуємо кількість ремонтних дільниць і результати зносимо в таблицю 3.10.

Таблиця 3.10 - Розподіл дільниць за призначенням

Призначення дільниці	Розподіл трудомісткості дільничих робіт		Кількість дільниць	
	люд-год	%	розрахункове	прийняте
Електротехнічні, обслуговування системи живлення і акумуляторні	1713,38	15,9	1,13	1
ПР вузлів і агрегатів та слюсарно-механічні	4959,81	45,9	1,43	1
Кузовні і арматурні, шпалерні	3494,42	32,4	1,16	1
Шиномонтажні	631,25	5,8	0,37	1
Всього	10798,86	100		4

3.12 Розрахунок постів прибирально-мийних робіт

Дільниця ПМР призначена для прибирання салону кузова автомобіля, миття автомобіля, мийки ДВЗ автомобіля зверху і знизу, сушіння і полірування кузова.

На даній ділянці проводяться наступні види робіт:

- прибирання салону автомобіля;
- миття днища автомобіля;
- миття ДВЗ;
- зовнішня мийка кузова;
- обтирально-сушильні роботи та полірування.

На СТО передбачаються пости прибирально-мийних робіт, кількість яких визначаємо з умови кількості заїздів на СТО:

$$X_{н.мр} = \frac{N_d \cdot \varphi}{T_c \cdot \eta \cdot A_y}, \quad (3.17)$$

де φ - коефіцієнт, нерівномірності прибуття автомобілів на пост ПМР.

Приймаємо рівним 1,25 ;

T_c - тривалість зміни поста ПМР (8 год);

η - коефіцієнт використання робочого часу поста. Приймаємо $\eta=0,9$;

A_y - продуктивність мийної установки. Приймаємо $A_y=2$ авт/год

$N_d=15$ - кількість автомобілів, які заїжджають на СТОА щодоби

Тоді по формулі необхідне число постів ПМР складе:

$$X_{п.мр} = \frac{15 \cdot 1,25}{8 \cdot 0,9 \cdot 2} = 1,3$$

Приймаємо 1 пост.

У зв'язку з механізацією мийних робіт приймаємо явочну кількість робітників $P_{я}=1$ робітник. Для прибирання салону автомобіля і полірування приймаємо 1 допоміжного робітника.

Остаточну приймаємо 1 пост ПМР на якому буде працювати 2 робітника.

Остаточну кількість робітників на СТО приймаємо 36 чоловік.

3.13 Допоміжні пости

Допоміжні пости включають пости прийому і видачі автомобілів, контроль після проведення ТО і ТР, сушку на ділянці ПМР, підготовку і сушку після фарбування.

До допоміжних постів відносяться пости прийому і видачі автомобілів, контролю після ТО і ТР, пости сушки після миття і фарбування. Загальна кількість допоміжних постів складає 0,25...0,5 на один робочий пост:

$$X_{дон} = (0,25 \dots 0,5) \cdot X_p, \quad (3.18)$$

$$X_{дон} = 0,45 \cdot 10 = 4,5$$

Приймаємо 5 допоміжних постів.

Розподіляємо отримані 5 постів за видами робіт:

Пости прийому:

$$X_{\text{дон}}^{\text{np}} = \frac{N_{\text{д}} \cdot \varphi}{T_{\text{np}} \cdot A_{\text{np}}}, \quad (3.19)$$

де φ - коефіцієнт нерівномірності надходження автомобілів $\varphi=1,3$ [2];

T_{np} - тривалість роботи зони прийому автомобілів, $T_{\text{np}}=8$ год.;

A_{np} - пропускна спроможність поста прийому автомобілів, 4 авт/год [2];

$N_{\text{д}}=15$ - добова кількість заїздів автомобілів на СТО.

$$X_{\text{дон}}^{\text{np}} = \frac{15 \cdot 1,3}{8 \cdot 4} = 0,61$$

Приймаємо 1 пост прийому автомобілів.

Кількість постів видачі автомобілів дорівнює кількості постів прийому.

Під час розрахунку бачимо що пости повністю завантажені тому для СТО приймаємо $X_{\text{дон}}^{\text{np}} = 2$ поста на якому будуть виконуватися роботи по прийому і видачі автомобілів.

Пости контролю.

Кількість постів контролю після ТО і ТР залежить від оснащення і потужності станції і визначається на основі тривалості виконання цих робіт. В даному випадку вважаємо, що контрольні роботи виконуються на посту кузовних робіт.

Приймаємо $X_{\text{дон}}^{\text{куз}} = 1$ пост.

Кількість постів сушки автомобілів після миття визначається залежно від пропускної здатності постів миття, зокрема від продуктивності мийної установки, а також тривалості сушки. В даному випадку приймаємо $X_{\text{дон}}^{\text{суш}} = 1$ пост.

Кількість постів сушки автомобілів після фарбування визначається залежно від пропускної спроможності малярних постів.

В даному випадку приймаємо $X_{\text{дон}}^{\text{суш}} = 1$ пост.

Остаточо приймаємо 5 допоміжних постів.

3.14 Рекомендації щодо організації робіт ТО і ремонту автомобілів на СТО

Скласти схему технологічного процесу.

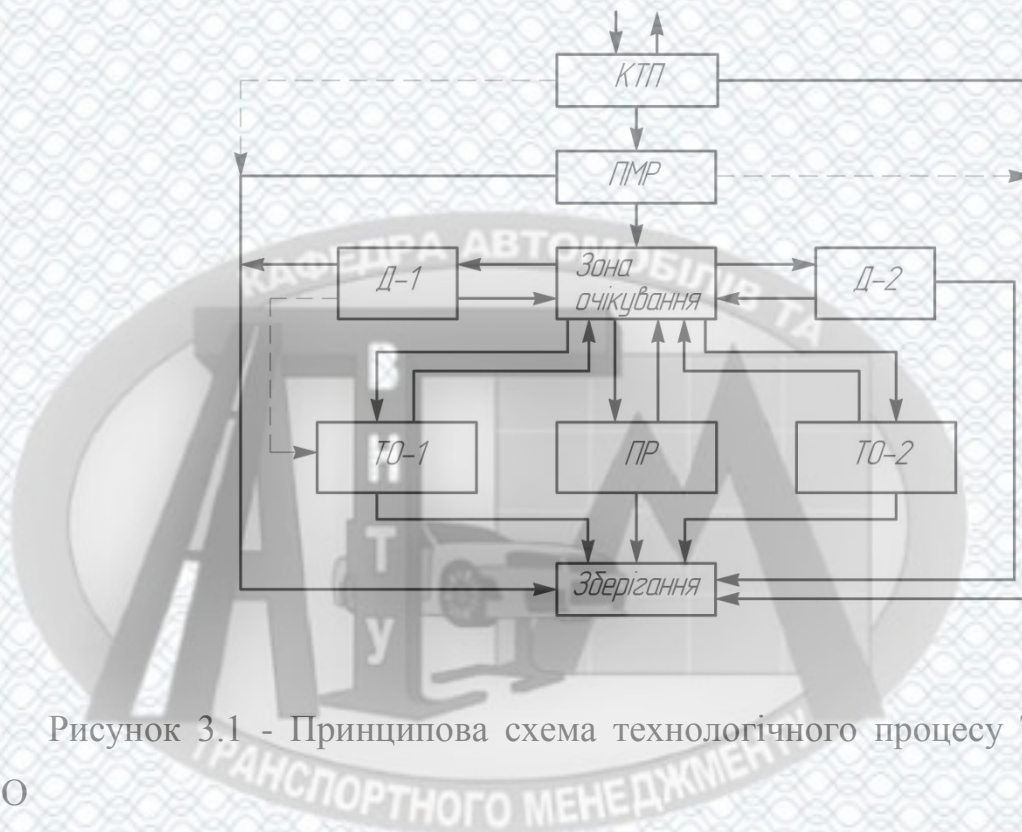


Рисунок 3.1 - Принципова схема технологічного процесу ТЕ і ТР для СТО

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПЕРЕВІРКИ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ДОРОЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1 Порядок перевірки гальмівної системи дорожніх транспортних засобів

Перевірка роботи гальмівної системи - стандартна послуга, пропонована сьогодні більшістю автосервісів. Ця процедура виконується, зокрема, при технічному обслуговуванні, до і після ремонту гальм і під час техогляду. Але така перевірка не дає ніякої інформації про ступінь зносу гальмівної системи, для визначення якого необхідна додаткова візуальна і функціональна діагностика або внутрішній огляд колісних гальм. Тим не менш, виявити неполадки можна і при стандартній перевірці системи, якщо звертати увагу не тільки на межі блокування. Щоб повною мірою використовувати потенціал такої перевірки, фахівці Bosch рекомендують враховувати ряд додаткових параметрів.

Підготовка автомобіля і гальм

Перед діагностикою гальмівної системи слід перевірити тиск в шинах, глибину профілю, стан колісної підвіски і геометрію ходової частини. У випадку з повноприводними транспортними засобами фахівці Bosch рекомендують за будь-яких обставин слідувати вказівкам виробника, щоб уникнути пошкодження трансмісії та інших позаштатних ситуацій. Крім того, співробітник повинен вміти поводитися з гальмівним стендом (динамометром) і бути ознайомленим з відповідними вимогами безпеки.

Експерти Bosch радять розташовувати автомобіль на гальмівному стенді якомога більш перпендикулярно до роликів для запобігання контакту коліс з бічними частинами стенду під час пуску роликів. У випадку з транспортними засобами з низьким кліренсом слід простежити за тим, щоб при опущеному підйомнику днище не торкалося стенду.

Після початку обертання роликів рекомендується дати колесам зробити кілька обертів без гальмування для стабілізації автомобіля на стенді. Потім слід

підготувати гальма, видаливши бруд, вологу і іржу з дисків і / або барабанів. Для цього гальмівний тиск повільно збільшується від мінімального рівня і до межі блокування коліс. Тільки тоді можна почати вимірювальні процедури.

Процедура перевірки гальмівної системи

При наступному запуску роликів визначаються характеристики вільного обертання коліс без використання гальм. Опір коченню у провідних осей буде вище, ніж у ведених. У разі занадто високого опору колісні підшипники і компоненти трансмісії слід перевірити на рухливість.

Після перевірки опору коченню рекомендується повільно збільшувати гальмівний тиск до досягнення постійного гальмівного зусилля 500-600 Н. При цьому співробітник повинен оцінювати рівномірність збільшення гальмівної сили на правих і лівих колесах.

Нерівномірність може вказувати на заклинювання гальмівних супортів або циліндрів, забруднення або засолювання колодок, сильну корозію механічних компонентів (особливо в барабанних гальмах), наявність повітря в гальмівній системі або перетиснуті контури. Причиною нерівномірного збільшення гальмівної сили при використанні стоянкового гальма часто стає незручний привід або неправильні настройки.

Потім виконується тест на овальність, при якому гальмівна сила утримується на середньому рівні. Коливання індикатора вказують на наявність овальності, яка призводить до сильної вібрації і тремтіння керма при гальмуванні на високій швидкості. В дискових гальмах овальність викликається зносом дисків або бічним биттям, в барабанних гальмах коливання гальмуючого зусилля зазвичай пов'язані з деформацією барабанів.

По завершенні тесту на овальність сила натискання на педаль гальма повільно збільшується до блокування коліс і зупинки стенду. На цьому етапі також перевіряється рівномірність нарощування гальмівної сили на правих і лівих колесах. Нормативна розбіжність не повинна перевищуватися протягом усього тесту. Фахівці Bosch рекомендують виявляти причини розбіжності у всіх тих випадках, коли воно перевищує 10%, так як при гальмуванні на високій швидкості

навіть невелике розходження може порушити курсову стійкість транспортного засобу.

На закінчення, за допомогою програмного забезпечення стенду, або вручну, вимірюється уповільнення у відсотках, яке повинно відповідати нормативним значенням.

4.2 Гальмівний стенд і діагностика блоків управління

Можливості комбінації роликів гальмівного стенду і блоків управління серії Bosch KTS виходять далеко за межі функціонального випробування механічних компонентів гальмівної системи. Інтелектуальні тестові алгоритми дозволяють, зокрема, діагностувати електронні системи управління гальмуванням. Наприклад, при перевірці роботи ABS або ESP гальмівні компоненти окремих коліс тестуються через приводи системи управління гальмування, завдяки чому одночасно виконується діагностика периферійних компонентів, гідравлічного модуля і розподілу гальмівних каналів.

Дана конструкція розробляється на основі патенту № 2431814 С1 від 08.02.2010 р.

При розробці конструкції стенду особлива увага приділяється на:

- зменшення загальної маси стенда шляхом проведення точного розрахунку міцності і застосування порожнистих рамних конструкцій, що призведе до зниження зусиль при його монтажі - демонтажу;
- застосування стандартних вузлів і деталей, а також спрощення конструкції, що дозволить зменшити витрати і трудомісткість робіт з технічного обслуговування і ремонту стенду;
- забезпечення високої міцності, жорсткості і стійкості конструкції стенда, що прямо пов'язано з безпекою роботи робітників і високою вартістю обслуговуваних автомобілів;
- забезпечення безвідмовної роботи механізму і його електроприводу в умовах частого використання стенду;

- використання дешевих матеріалів для зменшення вартості виробу.

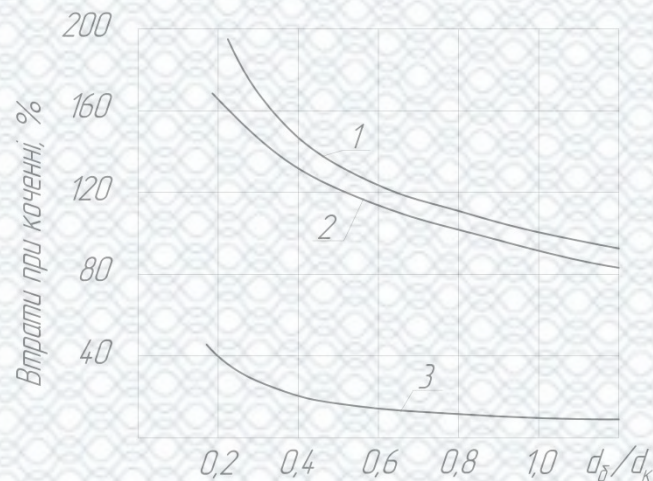
4.2.1 Розрахунок основних елементів стенду

Основними параметрами гальмівних стендів є:

- розміри бігових роликів;
- відстань між осями роликів однієї секції стенду;
- швидкість обертання автомобільного колеса;
- максимально можлива гальмівна сила на колесі;
- потужність електродвигуна приводу кожної секції стенду;
- вагова характеристика автомобіля.
- геометричні параметри роликів

Діаметр ролика потрібно вибирати виходячи з відповідності умов кочення колеса по дорозі і поверхні ролика.

Вплив кривизни бігових роликів на прослизання починає проявлятися, якщо відношення діаметра ролика до діаметру колеса менше 0,35 - 0,4. Опір коченню також різко знижується при збільшенні цього відношення до 0,4 - 0,5.



1 - загальний коефіцієнт опору коченню; 2 - гістерезисні втрати; 3 - втрати внаслідок проковзування

Рисунок 4.1 - Вплив кривизни роликів на втрати при коченні

Тому можна вважати, що діаметр ролика d_r повинен бути не менше $0,4 \cdot d_k$.

Розрахунок ведемо для автомобіля Toyota Corolla (195/60 R15).

Діаметр колеса d_k знаходимо шляхом додавання до посадкового діаметра шини $d_{ши}$ подвоєної висоти профілю шини h .

Посадковий діаметр

$$d_{ши} = 15 * 25,4 = 381 \text{ мм.}$$

Висота профілю шини

$$h = 195 * 0,6 = 117 \text{ мм,}$$

де 195 - ширина профілю шини, мм.

Діаметр колеса

$$d_k = 381 + 2 * 117 = 615 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_k = 615$ мм.

Діаметр ролика

$$d_p = 0,4 * 615 = 246 \text{ мм.}$$

Для виготовлення ролика вибираємо гаряче-деформовані безшовні сталеві труби згідно ГОСТ 8732 - 78. Товщина стінки 30 мм.

Приймаємо діаметр ролика $d_p = 250$ мм.

Довжина роликів залежить від конструктивних параметрів шин і ступеня універсальності стенду.

Мінімальна довжина бігового ролика

$$l_{p \min} = ((B_n - B_{вн})/2) + a, \quad (4.1)$$

де B_n - найбільша зовнішня колія, мм;

$B_{вн}$ - найменша внутрішня колія, мм;

$a = 100 \dots 150$ - запас по довжині, мм.

Розрахунок ведемо для автомобіля Toyota Corolla з колією 1535 мм.

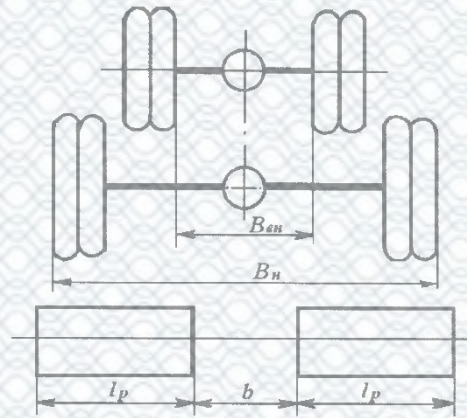


Рисунок 4.2 - Схема до розрахунку основних розмірів роликового стенда

Найбільша зовнішня колія

$$B_n = D + 195 \cdot (1/2), \quad (4.2)$$

Найменша внутрішня колія

$$B_{вн} = D - 195 \cdot (1/2), \quad (4.3)$$

де D - колія автомобіля, мм.

Підставивши дані в формули отримаємо

$$B_n = 1535 + 195 \cdot (1/2) = 1632,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо 1633 мм.

$$B_{вн} = 1535 - 195 \cdot (1/2) = 1437,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо 1438 мм.

Мінімальна довжина ролика

$$l_{p \min} = ((1633 - 1438)/2) + 100 = 197,5 \text{ мм.}$$

Виходячи з міркувань безпеки під час випробувань і зручності заїзду - з'їзду автомобіля приймаємо довжину ролика $l_p = 450$ мм.

В якості ролика приймаємо трубу $\frac{325 \times 30 \times 450 \text{ ГОСТ } 8732 - 78}{Б 10 \text{ ГОСТ } 8731 - 74}$.

Відстань між роликами

$$b = B_{\text{вн}} - a, \quad (4.4)$$

Підставивши дані в формулу отримаємо

$$b = 1438 - 100 = 1338 \text{ мм.}$$

Загальна довжина поздовжньої осі роликів (ширина стенду)

$$L = 2 * l_p + b, \quad (4.5)$$

Підставивши дані в формулу отримаємо

$$L = 2 * 450 + 1338 = 2238 \text{ мм.}$$

Відстань між осями роликів

$$l = (r_k + r_p) \cdot \frac{2 \cdot \varphi}{\sqrt{1 + \varphi^2}}, \quad (4.6)$$

де r_k - радіус колеса;

r_p - радіус ролика;

φ - коефіцієнт зчеплення шин з поверхнею ролика.

Поверхня роликів повинна мати високий коефіцієнт зчеплення при сухих і вологих шинах, якомога менше пошкоджувати шину при блокуванні і бути досить зносостійкою при експлуатації. Гладкі сталеві ролики не забезпечують високого коефіцієнта зчеплення при вологих шинах, тому доцільно ролики покрити корундовим покриттям яке складається з двокомпонентного штучного матеріалу на основі епоксидної смоли. Цей матеріал являє собою кристали кварцового піску, що дозволяє досягти бажаного коефіцієнту тертя. Корундове покриття є найбільш поширеним рішенням, що забезпечує високу довговічність, підходить для випробування автомобілів будь-якого класу. Дане покриття має коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,8$, що найбільш наближений до асфальтобетонного покриття $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

Підставивши дані в формулу отримаємо

$$l = (307,5 + 125) \cdot \frac{2 \cdot 0,8}{\sqrt{1 + 0,8^2}} = 540,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l = 541$ мм.

Відстань між осями роликів надає стійкості автомобілю на стенді і можливість самостійного з'їзду автомобіля з нього.

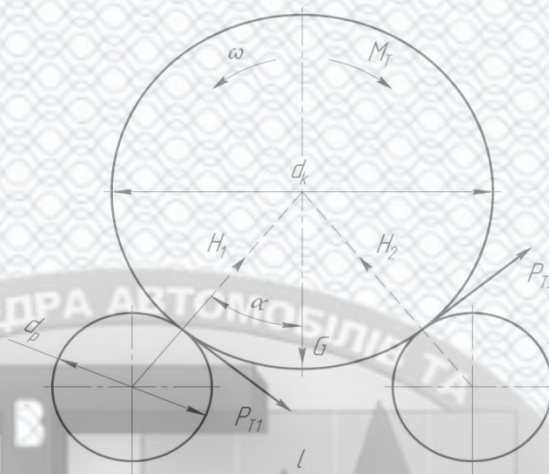


Рисунок 4.3 - Сили, що діють під час роботи стенду

Достатня стійкість забезпечується за умови $\operatorname{tg}\alpha \geq \varphi$, де α - кут між вектором ваги автомобіля і векторами нормальної реакції роликів;

$$\alpha = \operatorname{arctg}\varphi. \quad (4.7)$$

Підставивши дані в формулу отримаємо

$$\alpha = \operatorname{arctg}0,8 = 38^{\circ}66'.$$

Умова самостійного виїзду автомобіля зі стенду при загальмованих роликах при симетричному їх розташуванні може бути виражено нерівністю $\operatorname{tg}\alpha < \varphi$.

Отже, умови стійкого положення автомобіля на стенді і можливості його самостійного виїзду суперечать один одному і одночасно задоволені бути не можуть.

Стенди, для яких умова самостійного виїзду не задовольняється повинні бути обладнані спеціальним пристроєм, розташованим між роликами, що забезпечує підйом колеса.

Встановлено, що для отримання на стендах результатів, які наближалися б до даних дорожніх випробувань, потрібно застосовувати швидкість не менше 5 - 10 км/год. На більш високих швидкостях важко утримати автомобіль на стенді при випробуванні керованих коліс, а також необхідне застосування електродвигунів більш високої потужності.

Швидкість коліс приймаємо рівною 5 км/год.

Максимально можлива гальмівна сила, що реалізується на стенді

$$P_{T \max} = \frac{G \cdot \varphi}{(1 + \varphi^2) \cdot \cos \alpha}, \quad (4.8)$$

де G - вертикальне навантаження на колесо з боку автомобіля.

Якщо прийняти, що розподіл ваги автомобіля відбувається за схемою 60% на передню вісь, 40% на задню вісь, то максимальна вага, що припадає на одну пару роликів дорівнює

$$G = \frac{M \cdot 0,6}{2} \cdot 9,81, \quad (4.9)$$

де M - повна маса автомобіля (1760 кг).

Підставивши дані в формулу отримаємо

$$G = \frac{1760 \cdot 0,6}{2} \cdot 9,81 = 5179,68 \text{ Н.}$$

Отже, максимальна сила, що розвивається на стенді

$$P_{T \max} = \frac{5179,68 \cdot 0,8}{(1 + 0,8^2) \cdot \cos 38^{\circ} 66'} = 3235,72 \text{ Н.}$$

Розрахунок виштовхувача коліс

Хід виштовхувача

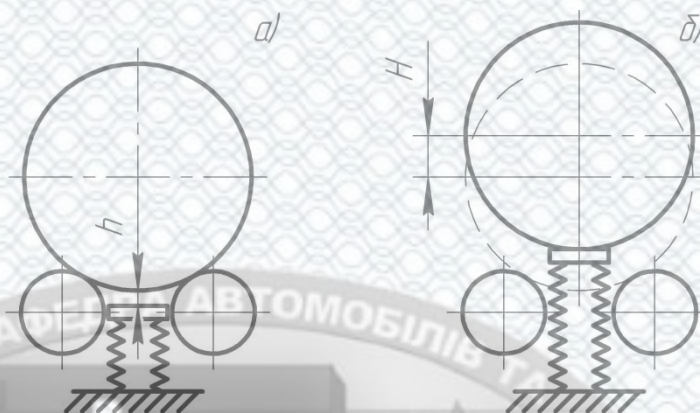
$$H = (r_k + r_p) \cdot (1 - \cos \alpha) + h, \quad (4.10)$$

де h - гарантований зазор, $h = 20 \dots 30$ мм.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$H = (307,5 + 125) \cdot (1 - \cos 38^{\circ}66') + 20 = 114,78 \text{ мм.}$$

Приймаємо 115 мм.



а - виштовхувач опущений; б - виштовхувач піднятий

Рисунок 4.4 - Схема до розрахунку ходу виштовхувача

В якості виконавчого механізму виштовхувача використовуємо пневматичний пристрій «AIR HOUSE 2», який має такі параметри:

- мінімальна висота: 51 мм;
- максимальна висота: 215 мм;
- зовнішній діаметр: 149 мм;
- навантаження: 1179 кг.

Повітря до пристрою буде подаватись від пневмосистеми СТО.

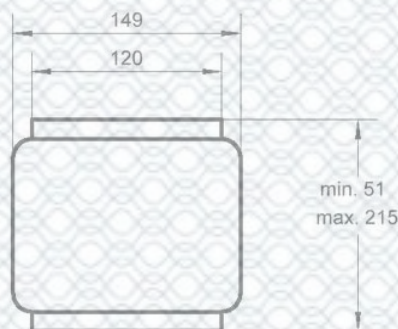


Рисунок 4.5 – Пневматичний підйомний пристрій «AIR HOUSE 2»

Підбір мотор-редуктора

Підбір мотор-редуктора проводимо по максимальному крутному моменту і частоті обертання вихідного валу редуктора, які будуть рівні відповідно моменту і частоті обертання на роликах однієї секції стенду.

Крутний момент на біговому ролику

$$T_p = P_{T_{\max}} \cdot r_p, \quad (4.11)$$

де r_p - радіус бігового ролика.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$T_p = 3775,01 \cdot 0,125 = 471,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота обертання роликів однієї секції стенду

$$n_p = \frac{30 \cdot \omega_p}{\pi}, \quad (4.12)$$

де ω_p - кутова швидкість роликів однієї секції стенду, $\omega_p = 8,4 \text{ с}^{-1}$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$n_p = \frac{30 \cdot 8,4}{3,14} = 80 \text{ хв}^{-1}.$$

Вибираємо циліндричний двоступінчастий співвісний мотор-редуктор МЦ2С - 125, який має такі параметри:

- ❖ номінальна частота обертання вихідного валу: 90 об/хв;
- ❖ допускається крутний момент на вихідному валу: 1113 Н*м;
- ❖ допускається радіальна сила на вихідному валу: 8000 Н;
- ❖ комплектується двигуном: 4А132М4Р3;
- ❖ діаметр вихідного валу: $d = 55 \text{ мм}$.

Обраний мотор - редуктор найбільше підходить до необхідних параметрів.

Підбір муфти

При монтажі та експлуатації гальмівних стелів майже завжди спостерігаються великі чи малі порушення ідеального сполучення з'єднаних валів: осьової розбіг, радіальний зміщення, порушення центрування, кутовий зсув. Можуть бути також комбінації перерахованих вище порушень. Причини порушень співвісності валів - низька точність виготовлення і монтажу, а також недостатня жорсткість рамних конструкцій. Для усунення можливих наслідків таких зсувів вибираємо пружну компенсуючу муфту - пружну втулко-пальцеву муфту.

Підбір муфти здійснюємо по номінальному діаметру з'єднаних валів і крутному моменту.

Вибираємо муфту 1000 - 56 - 1 УЗ ГОСТ 21424 - 93.

Обрана муфта має наступні параметри:

- номінальний крутний момент: 1000 Н*м;
- внутрішній діаметр: $d = 56$ мм;
- зовнішній діаметр: $D = 210$ мм;
- довжина муфти: $L = 226$ мм;
- довжина напівмуфти: $l = 110$ мм.

Підбір шпонки

Для передачі крутного моменту від вихідного валу редуктора на напівмуфту пружної втулко-пальцевої муфти згідно ГОСТ 23360-78 призначаємо призматичну шпонку.

Розміри шпонки вибираємо в залежності від діаметра валу і довжини маточини напівмуфти.

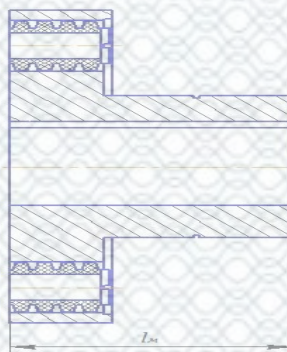


Рисунок 4.6 - Схема до розрахунку шпонки

Довжина шпонки

$$l = l_{ст} - 5 \dots 10 \text{ мм.} \quad (4.13)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$l = 110 - 7 = 103 \text{ мм.}$$

Розміри шпонки вибираємо з ряду стандартних значень: 14x9x100.

Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання на зминання

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}] \quad (4.14)$$

де T - крутний момент;

d - діаметр валу;

l_p - робоча довжина шпонки;

h - висота шпонки;

t_1 - глибина паза валу;

$[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 \text{ МПа}$ - для сталей.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 471,9}{55 \cdot 100 \cdot (10 - 6)} = 42,9 \text{ МПа} \leq 110 \dots 190 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності шпонки на зминання виконана.

Вибираємо шпонку 14x9x100 ГОСТ 23360-78.

Розрахунок ланцюгової передачі

Розрахунок ланцюгової передачі проводимо за двома основними критеріями працездатності: зносостійкості шарнірів і міцності ланцюга. Вихідними даними для розрахунку є: передана потужність $N = T_p \cdot \omega_p = 3,9 \text{ кВт}$; крутний момент на валу зірочки $T = 471,9 \text{ Н*м}$; частота обертання зірочки $n = 80 \text{ хв}^{-1}$; передавальне число $u = 1$, так як передача призначена для приведення другого ролика в рух, міжосьова відстань $l_{між} = 541 \text{ мм}$.

Число зубів зірочок

$$z_1 = z_2 = 29 - 2 \cdot u. \quad (4.15)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$z_1 = z_2 = 29 - 2 \cdot 1 = 27.$$

Вибираємо дворядний роликівий ланцюг і обчислюємо крок ланцюга

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{\text{э}}}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (4.16)$$

де K_E - коефіцієнт експлуатації, $K_E = K_D \cdot K_A \cdot K_H \cdot K_{CM} \cdot K_{PEГ} \cdot K_{PEЖ} = 4,2$;

K_D - коефіцієнт динамічності, $K_D = 1,8$;

K_A - коефіцієнт міжосьового відстані, $K_A = 1,25$;

K_H - коефіцієнт нахилу передачі по горизонталі, $K_H = 1$;

K_{CM} - коефіцієнт, що враховує спосіб змащування, $K_{CM} = 1,5$;

$K_{PEГ}$ - коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання передачі, $K_{PEГ} = 1,25$;

$K_{PEЖ}$ - коефіцієнт, що враховує тривалість роботи, $K_{PEЖ} = 1$;

$[p]$ - допустимий тиск в шарнірах, $[p] = 34$ МПа;

m - коефіцієнт рядності, $m = 1,7$.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{471,9 \cdot 4,2 \cdot 10^3}{27 \cdot 34 \cdot 1,7}} = 30 \text{ мм.}$$

Приймаємо значення $t = 38,1$.

Попередньо вибираємо ланцюг 2ПР - 38,1 - 25400.

Число ланок ланцюга

$$L_t = 2 \cdot a_t + \frac{z_1 + z_2}{2}, \quad (4.17)$$

де a_t - значення міжосьової відстані, $a_t = 21$;

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$L_i = 2 \cdot 21 + \frac{27 + 27}{2} = 69.$$

Довжина ланцюга

$$L = L_i \cdot t. \quad (4.18)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$L = 69 \cdot 38,1 = 2628,9 \text{ мм.}$$

Діаметр ділильної окружності зірочки

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}. \quad (4.19)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$d_{д1} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{27}\right)} = 328,2 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності виступів зубів

$$D_{e1} = t \cdot \left[0,5 + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) \right]. \quad (4.20)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$D_{e1} = 38,1 \cdot \left[0,5 + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{27}\right) \right] = 345,2 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності западин

$$D_{i1} = d_{д1} - (0,5 \cdot d_3 + 0,05) \cdot 2, \quad (4.21)$$

де $d_3 = 22,23$.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$D_{i1} = 328,2 - (0,5 \cdot 22,23 + 0,05) \cdot 2 = 317 \text{ мм.}$$

Середня швидкість ланцюга

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (4.22)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$v = \frac{27 \cdot 38,1 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1,37 \text{ м/с.}$$

Корисне навантаження, що передається ланцюгом

$$F_t = \frac{T \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot v}. \quad (4.23)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F_t = \frac{471,9 \cdot 3,14 \cdot 80}{30 \cdot 1,37} = 2884,2 \text{ Н.}$$

Тиск в шарнірі ланцюга

$$p = \frac{F_t \cdot K_{\Theta}}{A_{\text{оп}} \cdot m}, \quad (4.24)$$

де $A_{\text{оп}}$ - проекція площі опорної поверхні шарніра, $A_{\text{оп}} = 0,28 \cdot t^2$.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$p = \frac{2884,2 \cdot 4,2}{406,5 \cdot 1,7} = 29,4, \leq [p] = 17,5 \text{ МПа.}$$

Отже, зносостійкість ланцюга при заданих навантаженнях забезпечена.

Натяг від дії сили тяжіння

$$F_q = K_f \cdot l \cdot q \cdot g, \quad (4.25)$$

де K_f - коефіцієнт провисання, $K_f = 6$;

q - маса 1 м ланцюга, $q = 11 \text{ км/м}$;

l – відстань між осями роликів, $l = 0,541 \text{ м}$.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F_q = 6 \cdot 0,541 \cdot 11 \cdot 9,81 = 350,3 \text{ Н.}$$

Натяг від відцентрових сил

$$F_v = q \cdot v^2. \quad (4.26)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F_V = 11 \cdot 1,37^2 = 20,6 \text{ Н.}$$

Натяг навантаженої гілки ланцюга

$$F_{1\max} = K_D \cdot F_t + F_q + F_V, \quad (4.27)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F_{1\max} = 1,8 \cdot 2884,2 + 350,3 + 20,6 = 5562,5 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$s = \frac{F_{\text{розр}}}{F_{1\max}}, \quad (4.28)$$

де $F_{\text{розр}} = 25400$ кН.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$s = \frac{25400000}{5562,5} > [5...6].$$

Отже, умова міцності виконується.

Навантаження на вали ланцюгової передачі

$$F_B = 1,15 \cdot F_t, \quad (4.29)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F_B = 1,15 \cdot 2884,2 = 3316,8 \text{ Н.}$$

Діаметр маточини зірочки

$$d_{\text{ст}} = 1,5 \cdot d_B + 10. \quad (4.30)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$d_{\text{ст}} = 1,5 \cdot 55 + 10 = 92,5 \text{ мм.}$$

Довжина маточини зірочки

$$l_{\text{ст}} = (0,8...1,5) \cdot d_B. \quad (4.31)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$l_{CT} = (0,8 \dots 1,5) \cdot 55 = 82,5 \text{ мм.}$$

Ширина зуба

$$b_2 = 0,9 \cdot b_3 - 0,15, \quad (4.32)$$

де $b_3 = 25,4$ мм.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$b_2 = 0,9 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,71 \text{ мм.}$$

Ширина вінця багаторядної зірочки

$$B_2 = (n-1) \cdot A + b_2, \quad (4.33)$$

де n - число рядів;

$$A = 45,44 \text{ мм.}$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$B_2 = (2-1) \cdot 45,44 + 22,71 = 68,15 \text{ мм.}$$

Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг

$$h_3 = 0,8 \cdot d_3. \quad (4.34)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$h_3 = 0,8 \cdot 22,23 = 17,78 \text{ мм.}$$

Радіус заокруглення зуба

$$r_3 = 1,7 \cdot d_3. \quad (4.35)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$r_3 = 1,7 \cdot 22,23 = 37,79 \text{ мм.}$$

Діаметр обідка

$$D_C = t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - 1,3 \cdot h, \quad (4.36)$$

де $h = 36,2$ мм.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$D_c = 38,1 \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{27}\right) - 1,3 \cdot 36,2 = 278,7 \text{ мм.}$$

Крок ланцюга $t = 38,1 > t = 35$ мм, тоді радіус заокруглення $r_4 = 2,5$ мм.

Зірочку робимо зварену, так як діаметр зірочки більше 200 мм.



Рисунок 4.7 - Розміри зуба і вінця зірочки в поперечному перерізі

4.3 Розрахунок механізму переміщення платформи

Так як стенд має на увазі випробування автомобілів з різними колісними базами, то задню платформу проектуємо з можливістю переміщення в горизонтальній площині. Для переміщення платформи використовуємо ходові кранові колеса і пневматичний циліндр з живленням від пневмосистеми СТО.



Рисунок 4.8 - Схема до розрахунку механізму переміщення платформи

В якості ходових коліс використовуємо кранові дворобордні колеса зі сталі 65Г.

Найбільше навантаження на колесо

$$R_{\max} = \frac{G_{\text{пл}} + G_{\text{авт}}}{z}, \quad (4.37)$$

де $G_{\text{пл}}$ - вага пересувної платформи (830 кг), $G_{\text{пл}} = 8142,3$ Н;

$G_{\text{авт}}$ - вага автомобіля, що припадає на платформу, приймаємо вагу передньої осі автомобіля – Toyota Corolla (1760 кг), $G_{\text{авт}} = 1760 \cdot 0,6 \cdot 9,81 = 10359$ Н;

z - кількість коліс.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$R_{\max} = \frac{8142,3 + 10359}{4} = 4625 \text{ Н.}$$

Діаметр ходового колеса

$$D_{\text{кол}} = 1,7 \cdot \sqrt{R_{\max}}. \quad (4.38)$$

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$D_{\text{кол}} = 1,7 \cdot \sqrt{4625} = 115,62 \text{ мм.}$$

За ГОСТом 28648 - 90 приймаємо найближчий діаметр колеса $D_{\text{кол}} = 200$ мм.

Повне число обертів колеса за термін служби

$$N_c = 3600 \cdot \frac{v_{\text{ср}}}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} \cdot T_c, \quad (4.39)$$

де $v_{\text{ср}}$ - середня швидкість пересування колеса, $v_{\text{ср}} = 0,045$;

T_c - час роботи колеса за термін його служби.

$$N_c = 3600 \cdot \frac{0,045}{3,14 \cdot 0,2} \cdot 1600 = 412738 \text{ об.}$$

Наведене число обертів колеса за термін служби

$$N = Q \cdot N_c, \quad (4.40)$$

де Q - коефіцієнт наведеного числа обертів, методом інтерполяції отримуємо $Q = 0,435$.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$N = 0,435 \cdot 412738 = 179541 \text{ об.}$$

Допустиме напруження

$$[\sigma_{к.л.}] = [\sigma_0] \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}}, \quad (4.41)$$

де $[\sigma_0]$ - допустиме напруження при лінійному контакті.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$[\sigma_{к.л.}] = 800 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{179541}} = 580 \text{ МПа.}$$

Колеса перевіряємо по напруженням в зоні контакту колеса і рейки

$$\sigma_{к.л.} = a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_V \cdot R_{\max}}{b \cdot D_{\text{кол}}}} \leq [\sigma_{к.л.}] \quad (4.42)$$

де a_1 - коефіцієнт пропорційності;

K_V - коефіцієнт впливу швидкості, $K_V = 1 + 0,2 \cdot v_k$;

v_k - швидкість ходового колеса, приймаємо $v_k = 0,05$ м/с;

b - ширина рейки, в якості рейки приймаємо двотаврову балку 10 згідно ГОСТу 8239 - 89, яка має ширину $b = 55$ мм.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$\sigma_{к.л.} = 190 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,01 \cdot 4625}{55 \cdot 200}} = 175,1 \text{ МПа} < [\sigma_{к.л.}] = 580 \text{ МПа.}$$

Остаточно приймаємо колесо К2Р – 160x55 і двотаврову балку номер 10.

Для приведення платформи в рух двосторонній пневматичний циліндр з фіксацією штока.

Підбір ведемо по ходу поршня циліндру і силі, необхідної для пересування платформи.

Сила, необхідна для переміщення платформи

$$F = \mu \cdot m_{\text{пл}} \cdot g, \quad (4.43)$$

де μ - коефіцієнт тертя між колесами і рейками, $\mu = 0,15$;

$m_{\text{пл}}$ - маса платформи, $m_{\text{пл}} = 830$ кг.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$F = 0,15 \cdot 830 \cdot 9,81 = 1221 \text{ Н.}$$

Діаметр поршня пневматичного циліндру

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P \cdot 10^3}}, \quad (4.44)$$

де P - тиск повітря в пневматичному циліндрі, приймаємо $P = 1$ МПа.

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$d = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 1221}{3,14 \cdot 10^6}} = 40 \text{ мм.}$$

Хід штока

$$S = L_{\text{найб}} - L_{\text{найм}}, \quad (4.45)$$

де $L_{\text{найб}}$ - найбільша колісна база зі всього обслуговуваного модельного ряду, $L_{\text{найб}} = 3085$ мм (Toyota Hilux);

$L_{\text{найм}}$ - найменша колісна база зі всього обслуговуваного модельного ряду, $L_{\text{найм}} = 2601$ мм (Toyota Camry).

Підставивши дані в формулу, отримаємо

$$S = 3085 - 2601 = 484 \text{ мм.}$$

Остаточню приймаємо пневматичний циліндр 1311 – 40x0490 УХЛ 4 ГОСТ 15608 – 81.

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даній магістерській роботі, проектується приміщення, де виконувалася робота.

5.1 Аналіз умов праці

У приміщенні будуть виникати небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що відносять до фізичної і психологічної груп.

До групи фізичних небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться:

- Підвищений рівень шуму;
- Підвищене значення напруги в електричній мережі, замикання якої може відбуватись через тіло людини
- Відсутнє або недостатнє природнє освітлення
- Недостатнє освітлення

Психологічну групу шкідливих і небезпечних виробничих акторів складають:

- Фізичні перевантаження(статичні)
- Нервово-психічні перевантаження (монотонність праці).

5.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Вимоги до обладнання та приміщення.

Всі вимоги до обладнання, приміщення зводяться до створення умов, які б були б безпечними для працюючих, не допускали б або знижували небезпеку контакту людини з небезпечною зоною. Тому обладнання, що використовуватиметься(комп'ютери) повинно бути оснащене запобіжниками і сигналізуючими пристроями.

Особливу увагу слід приділити до вимог безпеки приміщень. Ці приміщення повинні забезпечувати сприятливу виробничу обстановку і ліквідувати пожежну небезпеку. Об'єм виробничого приміщення повинен бути таким, щоб на одного працюючого припадало не менше 15 м^3 , а площа приміщення - не менше 6 м^2 .

Зовнішні стіни приміщення повинні мати таку товщину, при якій виключалась би можливість конденсації вологи на внутрішній поверхні.

На ділянці слід передбачити побутові приміщення, кімнати відпочинку, що дозволить створити сприятливі виробничі умови.

5.2.2 Мікроклімат в виробничому приміщенні

Роботи, що виконуються відносяться до категорії робіт І б – малої важкості. Вони пов'язані з ходінням працюючих. Ці роботи пов'язані з малим фізичним навантаженням.

Параметри, що характеризують мікроклімат в приміщенні є наступними: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні і допустимі норми цих параметрів залежать від категорії робіт, періоду року. Числові значення цих норм подано в табл.5.1. Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні необхідно улаштувати вентиляцію і опалення.

Інтенсивність опромінення 100 Вт/м^2 .

Опромінення людського тіла не більше 25 %.

Таблиця 5.1 Оптимальні і допустимі норми

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Оптим.	Допуст. не більше	Оптим. більше	Допуст. не більше
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	Іб	17-19	21	15	40-60	75	0,3	0,4
Тепло	Іб	20-22	27	16	40-60	70	0,4	0,5

5.2.3 Опалення і вентиляція

Система вентиляції приміщення буде комбінована, тобто буде поєднувати в собі механічну і природну, організовану вентиляцію.

Механічна вентиляція буде здійснюватись за рахунок вентилятора з приводом від електродвигуна. При обертанні вентилятора створюється різниця тиску, в результаті чого повітря переміщується з переміщення (витяжна вентиляція) і в приміщення (проточна вентиляція).

Проточна вентиляція забезпечуватиме приток чистого повітря в приміщення, а витяжна вентиляція забезпечуватиме видалення забрудненого повітря назовні.

Природна вентиляція здійснюватиметься за рахунок різниці густин повітря, що виникатиме за рахунок різниці температур повітря, а також за рахунок енергії вітру.

Для здійснення природної вентиляції будуть застосовуватись кватирки.

Для компенсації втрат тепла і підтримання температури повітря в межах норми передбачається встановлення систем опалення. Система опалення буде водною (температура води понад 100°C). Використання такої системи дозволить підтримувати належний температурний режим з мінімально можливими витратами.

5.2.4 Освітлення

Для освітлення приміщення буде використовуватись суміщене освітлення. Природне освітлення буде здійснюватись боковим світлом – через вікна в зовнішніх стінах. Штучне освітлення буде комбінованим. Джерелами загального штучного освітлення будуть газорозрядні лампи, а місцевого – лампи розжарення.

СниП II-4-79 передбачає норми штучного і природного освітлення. В табл.5.2 подано норму штучного освітлення, а також коефіцієнт природного освітлення для 2-го поясу світлового клімату в залежності від робіт, що виконуються. Оскільки місцевість, на якій розташовано підприємство відносять до

4-го поясу світлового клімату, то нормоване значення коефіцієнту природного освітлення обчислюють за формулою:

$$e^{IV} = e^{III} C m$$

e^{III} – коефіцієнт природного освітлення для III поясу світлового клімату

C – коефіцієнт сонячності клімату ($C=0,9$)

m – коефіцієнт світлового клімату ($m=0,75$)

тоді $e^{IV} = 2,5 * 0,9 * 0,75 = 1,75\%$

Таблиця 5.2 Норму штучного освітлення, а також коефіцієнт природного освітлення

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комбіне	Комбіне
Високоточн.	Більше 0,15 до 0,3	2	в	Середн.	Середн.	750	2,5

5.2.5 Шум і вібрація

Для даного виду трудової діяльності відповідні значення рівнів звукового тиску, рівня звуку і еквівалентний рівнів звуку (табл.5.3)

Таблиця 5.3 Значення рівнів звукового тиску, рівня звуку і еквівалентний рівнів звуку

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньогеометричними частотами, Гц									рівні звуку і еквівалентні рівнів звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Вібрація, так як і шум негативно впливає на організм людини. Джерелом вібрацій є фактично кожна машина, як і при боротьбі з шумом, необхідно збалансувати тіла, що обертаються, зменшувати пульсацію робочих рідин та газів. Вібрація, що може виникнути в даному виробничому приміщенні, відноситься до категорії третього типу. Параметри, що характеризують вібрацію, є віброшвидкість і віброприскорення. Нормовані значення цих величин подано в табл.5.4 (для локальної вібрації) і в табл.5.5 (для загальної вібрації).

Таблиця 5.4 Нормовані значення віброшвидкості

Середньо геометрична частота октавних смуг, Гц	Нормативні значення			
	віброприскорення		віброшвидкість	
	м/с ²	дБ	м/с*10 ⁻²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,7	129	1,4	109
63	5,4	136	1,4	109
125	10,7	141	1,4	109
250	21,3	147	1,4	109
500	42,5	153	1,4	109
1000	85	150	1,4	109

Таблиця 5.5 Нормовані значення віброприскорення

Середньо геометричні частоти смуг, Гц	Допустимі значення нормуемого параметра		
	По віброприскор. м/с ²	По віброшвидкості	
		м/с*10 ⁻¹	дБ
2,0	0,14	1,3	108
4,0	0,10	0,45	99
8,0	0,11	0,22	93
16,0	0,2	0,20	92
31,5	0,4	0,20	92
63	0,8	0,20	92

Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

До робіт допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичне освідчення та спеціальне навчання і мають посвідчення на право виконання вказаних робіт та групу по електробезпеці не нижчу за другу.

Автослюсарі повинні працювати в одязі який має бути заціпненим, без висячих рукавів, поясів та стрічок. Волосся повинно бути закрито головним убором.

При огляді допускається користуватися переносною лампою з запобіжною сіткою та напругою не вище 42 В, при роботі в оглядові канаві напруга не повинна перевищувати 12 В.

Регулювати системи та агрегати необхідно при непрацюючому двигуні (окрім регулювання системи живлення та запалення).

Конструкція устаткування і його окремих частин повинна виключати можливість їх падіння, опускання, перекидання та довільного зміщення при всіх передбачених умовах експлуатації.

Частини устаткування (у т.ч. трубопроводи гідро- та пневмосистем, запобіжні клапани, кабелі тощо), механічне пошкодження яких може викликати виникнення небезпеки, повинні бути захищені або розташовані так, щоб запобігти їх випадковому пошкодженню.

Пристрої для зупинки та пуску устаткування повинні розміщуватись так, щоб ними можна було зручно користуватися з робочого місця та виключалась можливість самовільного їх включення і створення небезпечних ситуацій через порушення працюючими послідовності дій на органи керування.

Поверхні пристроїв і елементів виробничого устаткування, що можуть служити джерелом небезпеки для працюючих, повинні фарбуватися згідно галузевих нормативних документів.

Усі контрольно-вимірювальні прилади необхідно утримувати у справному стані, періодично перевіряти. Забороняється використовувати прилади з простроченим терміном перевірки.

Вибракування інструменту, пристроїв проводиться у відповідності з установленим графіком, але не рідше одного разу на 3 місяці.

5.3 Електробезпека

Для живлення обладнання електричним струмом використовують трифазну чотири провідну мережу напругою до 1000В з заземленою нейтраллю, напругою $U = 380/220В$. Оскільки мають місце такі небезпечні умови, як наявність струмопровідної підлоги (лінолеум), а також є можливість одночасного дотику людини до металевих частин конструкції, то приміщення відносять до приміщень

з особливою безпекою , тому для захисту працюючих від можливого ураження електричним струмом слід передбачити такі заходи:

1. Забезпечити недоступність струмопровідних елементів, що знаходяться під напругою для випадкового дотику. Застосування подвійної ізоляції.
2. Застосовувати занулення обладнання, що може опинитись під напругою.
3. використання систем захисного відключення.
4. Використання малих напруг в лампах місцевого освітлення.

Техніка безпеки.

Умови праці повинні бути максимально безпечними для працюючих. Особливу увагу також слід приділяти робочому місцю.

5.4 Пожежна безпека

Виробництво відноситься до категорії “В”(наявність горючих речовин і матеріалів). Будівлі відносять до II-ї ступені вогнестійкості (несучі і огорожувальні конструкції виконуватимуться з залізобетоні з використанням металевих і плитних негорючих матеріалів). В покрівлі приміщень будуть застосовуватись металеві конструкції, приміщення буде обладнане евакуиходами.

Пожежа на даному виробництві може виникнути по наступним причинам:

1. Несправність електромережі і електрообладнання.
2. Паління.

Для уникнення можливих пожеж необхідно:

1. Дотримання протипожежних норм і правил.
2. Періодичний інструктаж працюючих з протипожежної безпеки.
3. Дотримання виробничих дисциплін.
4. Дотримання протипожежних норм при проектуванні приміщень.
5. Заборона паління.

Крім цього слід передбачити засоби пожежегасіння. До таких відносять вогнегасники порошкові (ОПС-65, ОПС-10), вуглекислотні (ОУ-2А, ОУ-5, ОУ-8).

Після того як електронапруга буде знята, можна користуватись водою, хімічними вогнегасниками ОХП-8, ОХП-10.

Кожен працюючий повинен бути ознайомлений з розташуванням засобів гасіння, планом будівлі, обов'язками на випадок пожежі.

Таблиця 5.6 – мінімальні межі вогнестійкості (в чисельнику) і максимальні межі розповсюдження вогню (в знаменнику).

Ступень вогнестійкості	Стіни				Колони	Прощі сходів, марні, балки	Плити, інші несучі конструкції
	Несучі	Само несучі	Зовнішні несучі	Внутрішньо несучі			
II	2/0	1/0	(0,25..0,5)/(0..40)	25/0,40	2/0	1/0	0,75/0

5.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

5.5.1 Розробка та розрахунок пункту спеціальної обробки (ПуСО)

Для зниження можливих доз опромінення при ліквідації наслідків у зонах забруднення проводиться дезактивація території, будинків і споруджень, устаткування, техніки й інших об'єктів, виконуються заходи щодо усунення пилу. Роботи ведуться позмінно з урахуванням припустимих доз опромінення, встановлених для формувань. Радіоактивні відходи, що утворюються при дезактивації, вивозяться на спеціально створювані пункти захоронення.

Пункти спеціальної обробки (ПуСО) створюються на межах зон забруднення; люди і транспорт, що відбувають із зон забруднення, на них проходять дозиметричний контроль. При виявленні забруднення вище припустимих рівнів люди проходять санітарну обробку, транспорт – дезактивацію. Забруднений одяг відправляється на дезактивацію, замість нього з підмінного

фонду видається чистий. Санобробка людей може також проводитися на стаціонарних санітарно-обмивальних пунктах (СОП), дезактивація – на станціях знезаражування транспорту (СЗТ).

Техніка і майно, що вивозяться із забрудненої території, дезактивуються на спеціальних майданчиках, які обладнуються біля ПуСО.

Реевакуація населення здійснюється після завершення робіт з дезактивації населених пунктів чи зниження забруднення внаслідок природного розпаду РР до допустимих рівнів. Дозвіл на реевакуацію дається після обстеження населених пунктів спеціально створюваними комісіями.

Для проведення дезактивації використовується вода. Разом з водою застосовуються спеціальні препарати, що підвищують ефективність змивання радіоактивних речовин. Це поверхнево-активні і комплексоутворюючі речовини, кислоти, луги. До перших відносять порошок СФ-2 і препарати ОП-7 і ОП-10; до других - фосфати натрію, трилон - Б, Лужна і лимонна кислоти, солі цих кислот.

Для одержання розчину порошок додають у воду невеликими порціями при постійному перемішуванні. Дезактивацію транспортних засобів і техніки проводять із застосуванням 0,15 %-го розчину СФ-2 у воді (улітку) чи аміачній воді, що містить 20 - 24% аміаку. Препарат ОП-7 і ОП-10 застосовують як складову частину дезактивуючих розчинів, призначених для дезактивації поверхонь будинків споряджень і устаткування.

Дезактивація транспортних засобів і техніки проводиться при їхньому зараженні 200 мР/год і більше. Дезактивація проводиться змиванням струменем води під тиском 2-3 атм. чи обробкою дезактивуючими розчинами, протиранням ганчіркою змоченою в бензині, гасі, дизельному паливі, а також обробкою газокрапельним потоком.

Пункт спеціальної обробки (ПуСО) доцільно розробляти і організувати на базі даного підприємства тому, що воно повністю забезпечене потрібним персоналом та спеціалістами, які здатні обслуговувати та працювати в (ПуСО), також підприємство має всі необхідні засоби техніку та обладнання для організації (ПуСО).

Розташування (ПуСО) зручно зробити на виїзді з міста тому, що поблизу протікає річка, яка повністю може забезпечити потреби (ПуСО) у водопостачанні. Електропостачання забезпечує лінія електропередач, яка проходить поблизу.



ВИСНОВКИ

1. Сучасний розвиток автомобілебудування супроводжується безперервним збільшенням швидкостей руху й вантажопідйомності автотранспортних засобів, що потребує вдосконалення їх гальмівних систем.
2. Згідно зі статистичними даними близько 12 % дорожньо-транспортних випадків відбуваються із причин, пов'язаних з гальмовими системами (відмова гальмової системи, втрата стійкості або керованості автомобіля внаслідок блокування коліс і т.д.), а отже, питання підвищення ефективності гальмівних систем є актуальним. Розв'язку указаної проблеми присвячена дана робота.
3. Огляд існуючих гальмівних механізмів показав, що вони мають досить складну конструкцію, що знижує надійність та підвищує габарити гальмівних механізмів. Одним з недоліків гальмівних систем є явище гістерезису, що являє собою запізнювання передачі зусилля від керуючого приладу (наприклад головного гальмівного циліндру) до колодки. Це явище має місце як в системах з пневмоприводом так і з гідравлічним.
4. Запропоновано знизити явище гістерезису шляхом скорочення початку спрацьовування гальмівного механізму, що можливо досягти використанням гальмівного механізму з самопідсилюванням. Запропоновано конструкцію гальмівного механізму з самопідсилюванням та розроблену функціональну схему роботи механізму.
5. Експериментально визначено, що в результаті введення самостійного підвищення зусилля в конструкцію дискового гальмівного механізму з гідравлічним управлінням для забезпечення необхідного гальмівного моменту потрібно на 9,1% менше зусилля з боку гідравлічного приводу. При цьому гістерезисні втрати в гальмі знизилися на 17,5%, а гальмівний шлях зменшується на 1 м або 4%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Біліченко В. В. Підвищення ефективності гальмівних систем автомобілів / В. В. Біліченко., В. Л. Пелипенко // Матеріали VIII-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-15 квітня 2020 року: збірник наукових праць [Електронний ресурс] / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – с. 57-57 . ISBN978-966-641-793-3
2. Статистика аварійності в Україні. – Режим доступу до інформації : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>
3. Яковлев Н. А. Теория автомобиля / Н. А. Яковлев, Н. В. Диваков. – М. : Высшая школа, 1962. – 300 с. 135
4. Джонс И. С. Влияние параметров автомобиля на дорожнотранспортные происшествия / И. С. Джонс. – М. : Машиностроение, 1979. – 207 с.
5. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Иларионов. – М. : Машиностроение, 1966. – 280 с.
6. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження змінних гальмових накладок у зборі і гальмових накладок барабанних гальмових механізмів колісних транспортних засобів та їхніх причепів (UN/ECE R 90-01, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 90-01:2005. – [Чинний від 2006-07-01]. – К. : Держсоживстандарт України, 2007. – 30 с. – (Національний стандарт України).
7. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів у відношенні гальмування (UN/ECE R 13-N-00, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 13-N-00:2004. – [Чинний від 2005-07-01]. – К. : Держсоживстандарт України, 2005. – 45 с. – (Національний стандарт України).
8. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с. 53. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. – Ленинград : Машгиз, 1950. – 291 с.

9. Тарасов Ю. В. Улучшение эксплуатационных свойств легковых автомобилей совершенствованием методики выбора тормозных 138 колодок: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. – Харьков, 2007. – 232 с.
10. Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Рабинович Э.Х., Мармут И.А., Зуев В.А. Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирования). – Харьков, ХНАДУ, 2009. – 344 с.
11. Испытания автомобилей / [В. Б. Цимбалин, В. Н. Кравец, С. М. Кудрявцев и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
12. Автомобили: испытания: учебное пособие для ВУЗов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилесес. [Под ред. А. М. Гришкевича, М. С. Высоцкого]. – М. : Высш. школа, 1991. – 187 с.
13. Генбом Б. Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Генбом Б. Б., Гудз Г. С., Демьянюк В. А. и др. – Львов : Вища школа, 1974. – 234 с.
14. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / [Подригало М. А, Волков В. П., Абрамов Д. В. и др.]; под ред. Подригало М. А. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 446 с.
15. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / Иларионов В. А. – М. : Машиностроение, 1966. – 280 с. 139
16. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України).
17. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту» за напрямком «Проектування автотранспортних підприємств» для студентів всіх форм навчання спеціальності 7(8).07010601 – «Автомобілі та автомобільне господарство» / Уклад. В. В. Біліченко, Є. В. Смирнов, С. О. Романюк – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 119 с.

18. Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту. В. В. Біліченко, В. Л. Крещенецький, С.О. Романюк, Є.В.Смирнов Навчальний посібник :Вінниця: ВНТУ, 2013. –187 с. Режим доступу: <http://posibnyky.vntu.edu.ua>
19. Стенд для испытаний тормозных механизмов транспортных средств на эффективность торможения и износ. Паспорт ИС 152-00.00 ПС. Открытое акционерное общество «Запорожский автомобильный завод». [Утверждён 1997-07-13].
20. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. – Л.: Машгиз. – 1940, – 396с.
21. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей / Н.А. Бухарин. – Л. – М.: Машгиз. – 1950. – 292с.
22. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. – М.: Машиностроение. – 1964. – 243с. 74. Бухарин Н.А. Автомобили / [Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин]. – М. – Л.: Машиностроение. – 1973. – 504с.
23. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт. – 1978. – 152с.
24. Иларионов В.А. Коэффициент сцепления шин с дорогой и безопасность движения. Учебное пособие / В.А. Иларионов, И.К. Пчелин, Е.И. Калинин. – М.: МАДИ. – 1989. – 77с. 140
25. Александровская Л. Н. Теоретические основы испытаний и экспериментальная отработка сложных технических систем / Л. Н. Александровская, В. И. Круглов, А. М. Шолом. – М. : Логос, 2002. – 748 с.
26. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля : учебное пособие / Фалькевич Б. С.. – М.: Машгиз, 1963. – 243 с.
27. Пчелин Л.К., Иларионов В.А. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. // Автомобильная промышленность. – 1976. №1. – с. 19 – 21.

28. Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1993. – 397 с.

29. Туренко А. Н. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А. Н. Туренко, В. А. Богомоллов, В. И. Клименко, В. И. Кирчатый, С. Я. Ходырев. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 400. с.

30. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник / В.П. Волков. – Харків: ХНАДУ. 2003. – 292с.

31. Налимов В.В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – М. : Наука, 1971. – 208 с.

32. Электронные системы устойчивости : Глобальные технические правила № 8. – [Введены в глобальный регистр 26 июня 2008 года]. – Организация объединенных наций, 2008. – 116 с.

33. Шеин В. С. Оценка доли энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения. / В. С. Шеин //Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60 (966). – С. 73-77.

34. Шеїн В. С. Валідація випробувального обладнання / Коробко А. І., Шеїн В. С., Радченко Ю. А., Плотникова М. В. // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : II-га міжнародна науково-практична інтернет-конференція, 08 квітня 2014 р. : матеріали. – Вінниця, ВНТУ, 2014. – С. 4-5.

35. Пат.72709 Україна, В 60 Т 17/22. Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмівних механізмів / Подригало М. А., Альюкса М. М., Тарасов Ю. В., Бері Р. В., Шеїн В. С., Кравцов М. С.; заявник Харківський національний автомобільно- 134 дорожній університет. – № и 2012 01920; заявл. 20.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16.

36. Методика випробувань гальмівних механізмів на інерційному стенді: МВ 4.2-0:2013. – [Введена в дію: 2014-02-10]. – Х. : ХНАДУ», 2013. – IV, 8 с (Методика).
37. Солтус А. П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля [учебное пособие для вузов] / Солтус А. П. – К. : Аристей, 2004. – 188 с.
38. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины / Кнороз В. И. – М. : Автоотрансиздат, 1960. – 228 с.
39. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / Литвинов А. С. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
40. Бродский Г. И. Истирание резин / Бродский Г. И. – М. : Химия, 1975. – 240 с. 5. Эллис Р. Управляемость автомобиля / Эллис Р. – М. : Машиностроение, 1975. – 214 с
41. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Навчальний посібник. – Вид. 4-те, доповнене. Львів: Афіша, 2000. – 350 с.
42. Охорона праці: Навч. посібник / За ред. В. Кучерявого. – Львів. Оріяна-Нова, 2007. – 368 с.
43. Яким Р.С. Безпека життєдіяльності людини: Навч. посібник. – Львів: Видавництво “Бескид Біт”, 2005. – 304 с.



ДОДАТКИ: