

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і
робототехніки

Кафедра автомобілів і транспортних технологій

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до бакалаврської роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня
«бакалавр»

Галузь знань 27 – «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

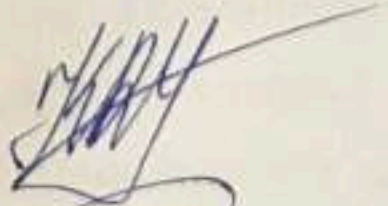
на тему: «Проект вантажного автомобіля з удосконаленням гальмівної системи»

Виконав студент групи ЗААГ-19:



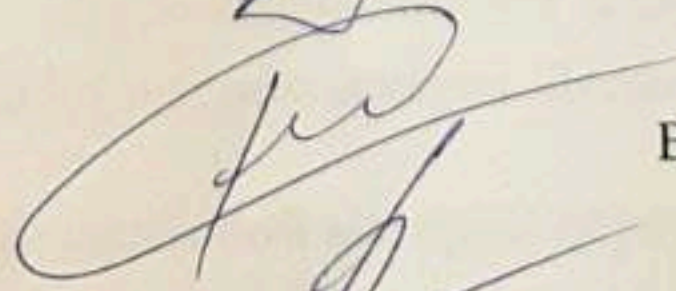
Євгеній ТАРГОНСЬКИЙ

Керівник роботи:



Руслана КОЛОДНИЦЬКА

Зав. каф. А і ТТ



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент



Володимир ТИТАРЕНКО

м. Житомир – 2023 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки

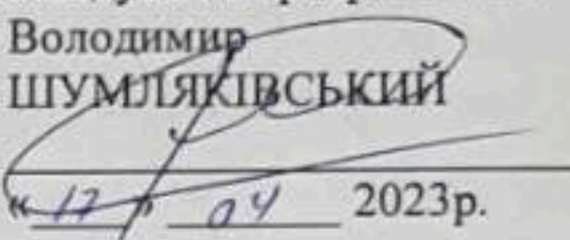
Кафедра: автомобілів і транспортних технологій

Освітній ступінь: «бакалавр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 – Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А і ТТ
Володимир
ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

« 17 » квітня 2023р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр
Таргонський Євгеній Юрійович

1.Тема роботи: «Проект вантажного автомобіля з удосконаленням гальмівної системи» затверджена наказом вищого навчального закладу від

« 17 » квітня 2023 року № 146

Керівник роботи: Руслана КОЛОДНИЦЬКА.

2. Строк подання студентом завершеної роботи 26 червня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: нормативно-правові документи, гальмівні системи вантажних автомобілів, АБС система автомобіля.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Аналіз конструкцій гальмівних систем автомобілів. Динамічний розрахунок автомобіля. Розрахунок ходової частини автомобіля. Розрахунок гальмівної системи автомобіля. Дослідження відновлювальних (альтернативних) видів палива. Список використаних джерел. Додатки.

5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) – 11 слайдів.

Дата видачі завдання « 02 » лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Аналіз конструкцій гальмівних систем автомобілів	20.02.2023	Виконано
2.	Динамічний розрахунок автомобіля	25.03.2023	Виконано
3.	Розрахунок ходової частини автомобіля	18.04.2023	Виконано
4.	Розрахунок гальміної системи автомобіля	05.05.2023	Виконано
5.	Дослідження відновлювальних (альтернативних) видів палива	28.05.2023	Виконано
6.	Оформлення літературних джерел	30.05.2023	Виконано
7.	Оформлення пояснювальної записки	10.06.2023	Виконано
8.	Рецензування	15.06.2023	Виконано
9.	Попередній захист	16.06.2023	Виконано
10.	Захист	20.06.2023	Виконано

Студент



Євгеній ТАРГОНСЬКИЙ

Керівник роботи



Руслана КОЛОДНИЦЬКА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ.....	5
1.1. Вимоги до гальмівних систем транспортних засобів.....	5
1.2. Загальна будова гальмівного механізму автомобіля.....	6
1.3. Гальмівні системи вантажних автомобілів.....	8
РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ.....	14
2.1. Визначення параметрів маси.....	14
2.2. Визначення кількості осей автомобіля.....	14
2.3. Уточнення компонування і вагових навантажень на осі автомобіля.....	14
2.4. Динамічний радіус колеса.....	15
2.5. Механічний ККД трансмісії.....	16
2.6. Фактор опору повітря.....	16
2.7. Визначення потужності двигуна і побудова його швидкісної зовнішньої характеристики.....	16
2.8. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля.....	18
2.9. Побудова динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля.....	20
2.10. Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля.....	22
2.11. Побудова паливно-швидкісної характеристики автомобіля.....	23
2.12. Стійкість автомобіля.....	23
2.13. Керованість автомобіля.....	24
2.14. Плавність ходу автомобіля.....	26
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ.....	28
3.1. Рама автомобіля.....	28
3.2. Підвіска автомобіля.....	28
3.3. Рульове керування. Кінематичні схеми і силові передавальні числа.....	30
3.4. Рульовий привід.....	32

					М А А Г . 4 8 2 1 3 3 . 0 2 2 - 0 0 ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Таргонський Є.Ю.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Колодницька Р.В.								57
Реценз.								Група ЗААГ-19		
Н. Контр.										
Затверд.		Шумляківський В.П.								

3.5. Рульовий механізм.....	34
3.6. Рульовий механізм рейкового типу.....	36
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІ-	
ЛЯ.....	37
4.1. Вибір приводу гальмівного механізму.....	37
4.2. Способи поділу гальмівного приводу на два незалежних контура.....	38
4.3. Вибір антиблокувальної системи ABS	39
4.4. Складові частини ABS.....	41
4.5. Визначення гальмівних властивостей автомобіля.....	42
4.6. Розрахунок дискових гальмівних механізмів.....	45
4.7. Питоме навантаження на гальмівні накладки.....	45
4.8. Питома робота тертя.....	46
4.9. Нагрівання гальмівного диска за одне гальмування.....	46
4.10. Питома навантаження в контактї пари тертя.....	46
4.11. Задній гальмівний механізм.....	47
4.12. Гальмівний привід.....	49
РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ (АЛЬТЕРНАТИВ-	
НИХ) ВИДІВ ПАЛИВА.....	51
5.1. Альтернативні види палива для транспортних засобів.....	51
ВИСНОВКИ.....	56
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	57

ВСТУП

У сучасному світі важко уявити життя людства без транспортної системи. Автомобілі – найпоширеніша частина цієї системи. Вони використовуються у широкому спектрі послуг та потреб, зокрема під час перевезення пасажирів і вантажів, а також забезпечення інших людських потреб.

Безпечне використання автомобілів у значній мірі залежить від ефективності роботи і справності гальмівної системи. Сьогодні неможливо уявити безпеку автомобіля без ефективного і надійного гальмівного управління. Тому на нових автомобілях сучасні інженери удосконалюють або доповнюють систему гальмування. Зазвичай багато доповнень йдуть в додаткових опціях, їх треба купувати окремо, але економія на своїй безпеці може вийти куди дорожче, ніж вартість цих потрібних доповнень.

Гальма є однією з ключових частин будь-якого транспортного засобу, без якої практично неможливо його використовувати. Зрозуміло, гальмо, яке служить для уповільнення руху транспортного засобу, не повинно бути занадто слабким. Під час розробки гальмівної системи слід також подбати про те, щоб вона не була надто ефективною. Занадто ефективне гальмо може постійно піддавати пасажирів і водіїв негативним наслідкам раптового застосування гальм в автомобілі. Якщо транспортний засіб різко зупиниться, то пасажир чи водій можуть травмуватись. Отже, занадто ефективна гальмівна система не потрібна.

З іншого боку, якщо гальмівна система занадто слабка, гальмівний шлях збільшується, і це може призвести до аварій. Таким чином, гальмівна система повинна бути достатньо досконалою, здатною зупинити транспортний засіб на мінімальній безпечній відстані, не впливаючи на комфорт пасажирів.

Гальмівна система авто – це найважливіший засіб забезпечення активної безпеки автомобіля. Вона призначена для зміни швидкості руху автомобіля, його зупинки, а також утримання транспортного засобу на місці протягом тривалого часу.

Експлуатація будь-якого автомобіля допускається лише за умови справності його гальмівної системи.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ

1.1. Вимоги до гальмівних систем транспортних засобів

Ефективна та надійна система гальмування забезпечує водієві та пасажирам можливість маневреності та безпеки дорожнього руху. Тягова та гальмівна сили пов'язані між собою, які в сукупності впливають на експлуатаційні властивості та продуктивність автомобіля, адже від ефективності гальм буде залежати його середня швидкість.

Система гальмування характеризується такими показниками:

- час гальмування (період часу від реакції водія до зупинки автомобіля);
- гальмівний шлях (відстань від початку здійснення впливу на механізм керування гальмами до місця зупинки);
- уповільнення під час процесу гальмування (похідна швидкості за часом);
- питома гальмівна сила (з розрахунку від спорядженої маси автомобіля);
- відносне уповільнення (відношення уповільнення під час процесу гальмування до прискорення);
- шлях до повної зупинки.

Ефективність гальм та курсова стійкість автомобіля залежить від багатьох показників, головними з яких є: рівномірний розподіл гальмівних сил по осях, значення коефіцієнта зчеплення коліс з покриттям, нормальне навантаження на вісь, справність ходової частини та усіх складових гальмівної системи.

Вимоги до гальмівних систем та гальмівних властивостей автомобілів регламентує Єдина Економічна комісія ООН № 13. Згідно її вимог гальмівні системи транспортних засобів повинні забезпечувати:

- мінімальний гальмівний шлях та максимальне стале сповільнення;
- збереження стійкості під час гальмування (критерії стійкості – мінімальні лінійне, кутове відхилення та кут складання автопоїзда);
- стабільність гальмівних властивостей під час повторних гальмувань;

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

- мінімальний час спрацювання при неодноразовому гальмуванні;
- силова слідкуюча дія гальмівного приводу, тобто пропорціональність між зусиллям на педалі і приводним моментом;
- ефективність управління гальмівними системами (зусилля на гальмівній педалі не повинно перевищувати 500...700 Н; а її хід – 80...180 мм).

1.2. Загальна будова гальмівного механізму автомобіля

За своєю конструкцією гальмівні системи поділяються на дискові та барабанні. Будову дискового гальмівного механізму наведено на рис.1.1.

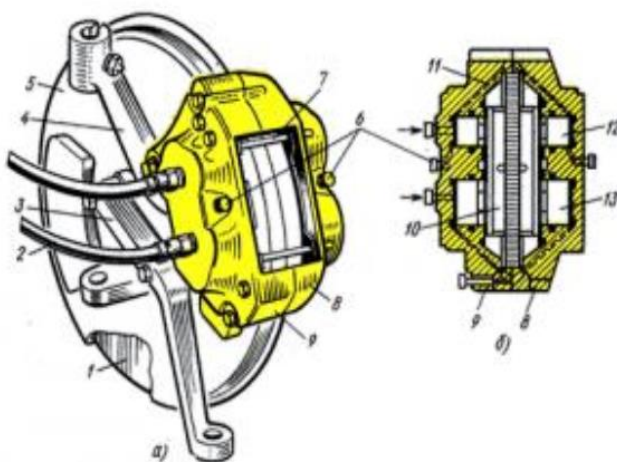


Рис.1.1. Дисковий гальмівний механізм (а - у зборі, б - у розрізі):

- 1 - гальмівний диск, 2 - шланги, 3 - поворотний важіль, 4 - стійка передньої підвіски осі колісних гальмівних циліндрів; 5 - захисний диск, 6 – випускний клапан для повітря, 7 - шпилька кріплення колодок, 8, 9 - половини скоби, 10 - гальмівна колодка, 11 - канал підведення рідини, 12 - поршень малий, 13 - поршень великий

Колісний дисковий гальмівний механізм з гідроприводом складається з гальмівного диска 1, закріпленого на маточині колеса. Гальмівний диск обертається між половинками 8 і 9 скоб, прикріплених до стійки 4 передньої підвіски. У кожній половині скоби розміщені колісні циліндри з великим 13 і малим 12 поршнями.

Барабанний гальмівний механізм з гідравлічним приводом (рис. 1.2) складається з двох колодок 2 з фрикційними накладками.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

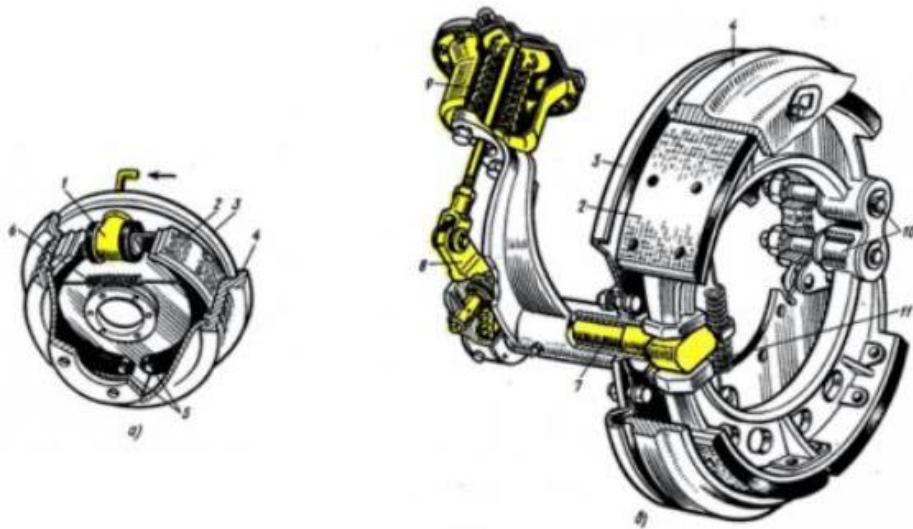


Рис.1.2. Барабанний гальмівний механізм з гідравлічним приводом:
 1 - гальмівний циліндр; 2- колодки з фрикційними накладками; 3 – диск;
 4 – гальмівний барабан; 5 – опори; 6,11 – пружини; 7 – розтискний кулак;
 8 – серга; 9 – гальмівна камера; 10 – осі

Дана конструкція використовується переважно для гальмування задніх коліс автомобіля та для стоянкової системи гальм.

Недоліками такої системи являються нерівномірне спрацювання колодок.

Причинами того є те, що під час руху вперед у момент гальмування передня колодка працює проти обертання колеса і притискається до барабана з більшою силою, ніж задня. Для рівномірного спрацювання передньої і задньої колодок довжину передньої роблять більшою, ніж задньої, або рекомендують міняти місцями колодки через певний проміжок часу. Нижні кінці колодок шарнірно закріплено на опорах 5, а верхні через сталеві сухарі впираються в поршні розтискного колісного циліндра 1. Стяжна пружина 6 притискає колодки до поршнів гальмівного циліндра 1, забезпечуючи зазор між колодками та гальмівним барабаном 4 у випадку, коли гальма не в робочому стані. Під час надходження рідини з приводу в колісний циліндр 1 його поршні розходяться й розсувають колодки до стикання з гальмівним барабаном, який обертається разом із маточиною колеса. Колодка треться до барабану і викликає гальмування колеса. Після припинення тиску рідини на поршні колісного циліндра стяжна пружини 11 повертає колодки у вихідне положення і гальмування припиняється.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1.3. Гальмівні системи вантажних автомобілів

Гальмівна система (ГС) вантажного автомобіля – ключовий вузол, що відрізняється великою кількістю елементів, збільшеними розмірами та масою, а також вищими вимогами до надійності. До гальм вантажних автомобілів та причепів висувається низка міжнародних вимог, при цьому вони повинні відповідати галузевим стандартам у сфері їх випробування – RREG 71/320 ЕЕС, ЕСЕ R13.

Гальмівна система входить до важливих автомобільних систем, що забезпечують безпеку експлуатації машини. Її призначення – зупинка автомобіля, зниження швидкості авто за допомогою уповільнення обертання коліс. Друга функція гальм – утримання автомобіля на місці протягом тривалого часового проміжку.

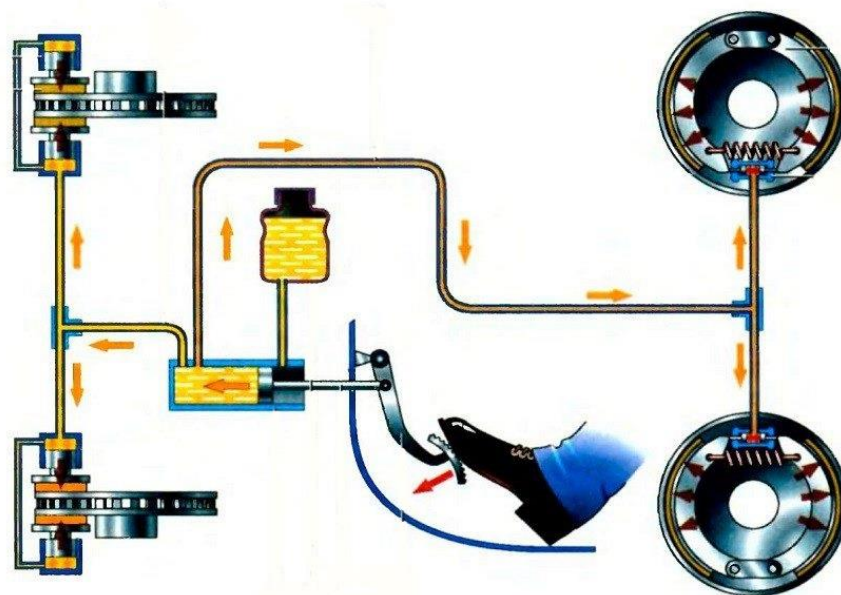


Рис.1.3. Гідравлічна гальмівна система вантажного автомобіля

Класифікація гальмівної системи:

Робоча. Основне завдання гальм машини, гальмівної системи – уповільнення руху машини та повна її зупинка. Керується через педаль у салоні, натискаючи на яку з різним зусиллям, водій регулює динаміку гальмування. Робоча система буває:

1. гідравлічною;
2. пневматичною;

3. комбінованою.

Стоянкова. Призначена для надійної фіксації вантажного автомобіля у потрібному місці протягом усього часу стоянки. Для активації використовується ручний важіль, встановлений поряд із робочим місцем водія..

Запасна. Встановлюється далеко не на всіх машинах. Реалізується як окремий гальмівний вузол або як частина вже наявної гальмівної системи. Функціонал у запасного аналогічний основному і потрібний для зупинки авто у разі відмови останнього.

Допоміжна. Є на вантажних автомобілях. Її завдання взяти на себе часткове забезпечення гальмівного зусилля, щоб розвантажити робочу систему при з'їзді машини зі спуску.

Виробники сучасних багатотоннажних вантажних автомобілів та тягачів включають у конструкцію транспортного засобу всі чотири системи, щоб максимально підвищити безпеку руху.

Гальмівна система вантажного автомобіля

Один із ключових елементів конструкції кожного вантажного автомобіля – гальмівна система. У сучасній великотоннажній вантажівці або тягачі до неї входить комплекс елементів, що відрізняються розмірами, масою, складністю виконання. Основа гальмівної системи – пневматичний привід, що підтримує певний робочий тиск у магістралях, та функціонує на стислому повітрі.

В цей час експлуатується три типи пневматичних гальм:

- жорсткі – для їх нормальної роботи необхідно підтримувати певний тиск у магістралі, при зниженні тиску – гальма набувають чинності;
- середньої жорсткості – гальмування та відновлення проходять за ступеневою схемою;
- м'які – функціонують внаслідок швидкості зміни тиску в гальмівній магістралі, після натискання на педаль тиск передається на механізми, що розмикають.

На вантажівках замість гідравліки використовуються пневматичні блоки, а зусилля від натискання на педаль передається стисненим повітрям, яке знаходиться у магістралі під певним тиском. Повітря міститься у кількох ре-

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

зервуарах, у яких підкачується компресором. Причепи, що мають у своєму складі тягачі, комплектуються власною гальмівною системою, замкненою на основну через верхню секцію. При натисканні на педаль гальма включення механізмів на вантажівці та причепі відбувається синхронно.

Основна перевага використання пневматичної гальмівної системи у великотоннажних автомобілях – навіть за наявності несправності компресор має достатній запас стисненого повітря, щоб доїхати до місця стоянки чи ремонту. При цьому час спрацьовування гальма пневмосистеми більший (до 1 секунди), ніж у гідравлічних механізмів легкових машин (0,3 секунди). На рис.1.4 зображено пневматична система великотоннажних автомобілів.

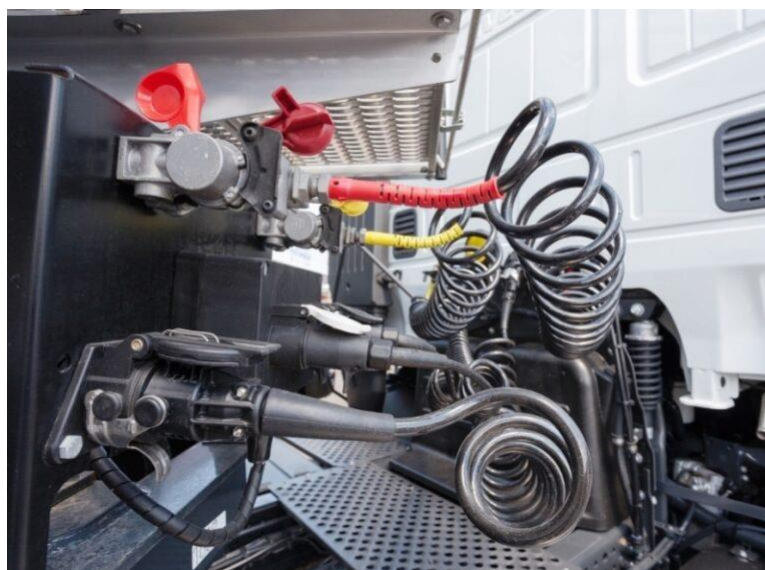


Рис.1.4. Пневматична система великотоннажних автомобілів

Основні робочі елементи гальмівної пневмосистеми вантажного автомобіля

Після запуску силового агрегату починає працювати компресор, який закачує повітря в контури. За потреби надлишки повітря спускаються в атмосферу, за що відповідає регулятор тиску. Очищений та висушений потік повітря розподіляється за допомогою чотирьох контурного клапана по всіх робочих магістралях. За контроль рівня тиску та роботу основних компонентів гальмівної системи великотоннажних вантажівок відповідає низка допоміжних елементів:

- камери системи – перетворюють тиск повітря на механічне зусилля, що діє на колодки;

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

- осушувач повітря – захищає контури від попадання вологи;
- індикатори – сигналізують водію про несправності чи основні параметри, виводячи сигнали на панель приладів;
- ресивери – містять додатковий об’єм повітря, що може знадобитися за інтенсивної роботи гальмівної системи;
- ручний важіль – передає зусилля на гальма стоянки при фіксації автомобіля на стоянці.

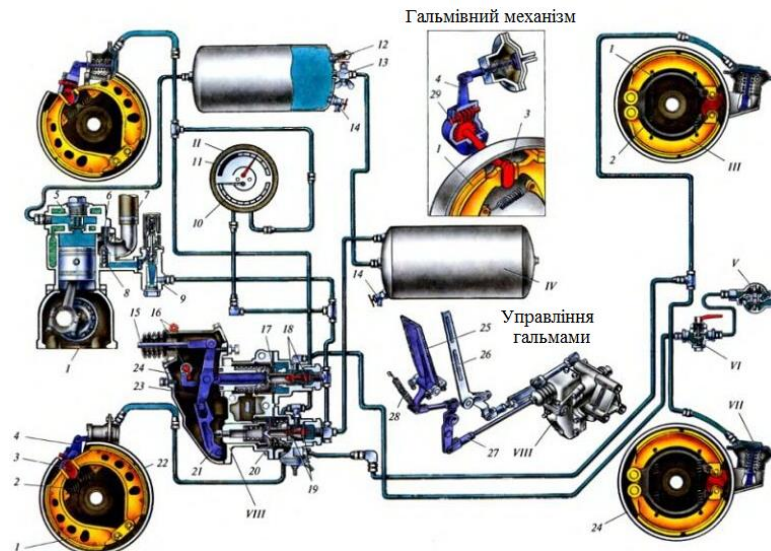


Рис.1.5. Гальмівна пневмосистема вантажного автомобіля

Принцип роботи гальмівної пневматичної системи вантажного автомобіля, взаємодія робочих елементів

При пуску двигуна запускається компресор, який приймає повітряний потік і направляє його в гальмівну систему до створення необхідного тиску. Цей параметр контролюється регулятором, який за потреби виводить зайве повітря за межі механізмів вантажного автомобіля. На наступному етапі потік направляється в осушувач, де з нього видаляються зайві добавки і забирається волога.

Очищений і висушений потік є гарантією стабільної та безперебійної роботи системи, насамперед у холодну погоду. Як правило, осушувач та регулятор знаходяться в одному корпусі, де додатково передбачено ресивер для регенерації.

Після підготовки повітря проводиться його розподіл за допомогою 4-контурного клапана у наступних напрямках:

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

- Робочі гальма з окремими ресиверами.
- Додаткова та стоянкова гальмівна система вантажного автомобіля зі своїм ресиверним механізмом.
- Живильний контур для інших вузлів, що потребують повітря (наприклад, пневматична підвіска).

Ресивери забезпечують необхідний обсяг стисненого повітря, подача якого регулюється водієм шляхом натискання та опускання педалі гальма. Через спеціальний кран потік під тиском йде до камер (спочатку передні, а потім і задні). Далі штоки впливають на елементи поділу/стиску колодок системи, і машина зупиняється.

У контурі ручних та додаткових гальм повітря з накопичувача йде до гальмівного крана, що управляє повітряним потоком, до АКБ. Останні монтується на задній осі та мають гальмівний кран, що забезпечує скидання зайвого тиску.

Головним елементом, що діє, є гальмівні камери, які під дією пружин забезпечують фіксацію автомобіля в стоянковому положенні. Наявність АКБ дозволяє виключити аварії, адже зупинка вантажівки відбувається навіть при зниженні тиску нижче за певний рівень, тобто в аварійних ситуаціях.

Паралельно з ресиверного механізму ручних і додаткових гальм йде живлення до керуючого крана причепа. Пневмосистеми машини та причіпного пристрою об'єднуються за допомогою спеціальних головок, а сигнали керування також подаються від гальм машини.

За наявності причепа магістралі живлення та управління комутуються окремо. При установці гальмівних камер на причіпному пристрої з АКБ формується ланцюг для цих пристроїв. По магістралі потік повітря обходить гальмівний кран та заповнює ресивер причіпної конструкції. Далі пневматичний сигнал йде до керуючого ланцюга крана, керованого одним-двома регуляторами.

АБС вантажної машини та причіпної конструкції контролюють рівномірність гальмування. Вони працюють завдяки модуляторам, датчикам кутової швидкості, ЕБУ та інформуючим лампочкам.

Важливим елементом пневмосистеми є манометр, за яким можна побачити тиск, а також лампи-індикатори різних кольорів, що забезпечують кон-

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

троль та своєчасне інформування про наявність збоїв у роботі системи. Усі необхідні відомості виводяться водієві на панель приладів.

До основних несправностей гальмівної системи відносяться:

- Недостатня ефективність гальмування;
- Заклинювання поршнів в колісних циліндрах;
- Знос накладок гальмівних колодок;
- Перегрів гальмівних механізмів;
- Втрата герметичності одного з контурів, в цьому випадку виходить провал педалі гальма;
- Застосування колодок з невідповідними накладками;
- Неправильне регулювання приводу регулятора тиску.



Рис.1.6. Виявлення основних несправностей ГС та усунення їх

Висновок: За своєю конструкцією гальмівні системи поділяються на дискові та барабанні. Робоча гальмівна система буває гідравлічною, пневматичною або комбінованою. Час спрацьовування гальма пневмосистеми більший (до 1 секунди), ніж у гідравлічних механізмів вантажних машин (0,3 секунди).

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

2.1. Визначення параметрів маси

Власну вагу вантажного автомобіля визначають на основі статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів даного типу з урахуванням факторів, які можуть здійснити вплив на вибір маси.

Власну вагу вантажного автомобіля визначають із співвідношення:

$$M_o = M_b \cdot q = 20 \cdot 0,95 = 19 \text{ кН} \quad (2.1)$$

де M_b - вантажопідйомність автомобіля, т; кН;

q - коефіцієнт тари (0,95).

Повна вага автомобіля визначається так:

- вантажного автомобіля:

$$M_a = M_o + M_{вл} + 3M_n = 19000 + 20000 + 3 \cdot 750 = 41250 \text{ Н} \quad (2.2)$$

$M_o = 20\,000$ - вантажопідйомність, Н;

$M_n = 3n$ - вага пасажирів (разом з водієм), Н;

n - кількість пасажирів.

2.2. Визначення кількості осей автомобіля

Орієнтуючись на аналогічні автомобілі такого ж класу приймаємо для нашого автомобіля кількість осей – 2, колісна формула 4×2, привід – задній.

2.3. Уточнення компоновання і вагових навантажень на осі автомобіля

Засновуючись на вибраній компоувальній схемі автомобіля і даних технічних характеристик існуючих конструкцій, визначаємо навантаження на осі автомобіля, що проектується, виходячи із наступного:

- для двовісних вантажних автомобілів:

$$G_2 = (0,65 \dots 0,70) G_a = 0,65 \cdot 41250 = 26812,5 \text{ Н} \quad (2.3)$$

Висоту центра мас h_g приймаємо $h_d = 1,1$ м.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Величини поздовжньої $L=4,025\text{м}$ і поперечної $B=1,652\text{м}$ баз автомобіля приймаємо з урахуванням параметрів існуючих конструкцій. Відстані від центра мас до осей коліс автомобіля визначають із виразів:

$$\alpha = G_2 L / G_a = 26812,5 \cdot 4,025 / 41250 = 2,616\text{м} \quad (2.4)$$

$$b = L - a = 4,025 - 2,616 = 1,409\text{м}. \quad (2.5)$$

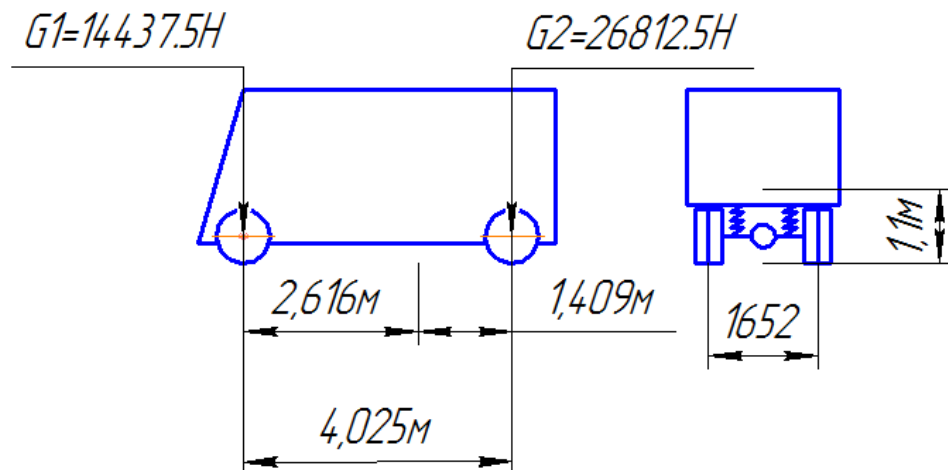


Рис.2.1. Схема автомобіля

2.4. Динамічний радіус колеса

Динамічний радіус колеса визначають після вибору шин. В свою чергу, шини автомобіля, що проектується, вибирають за умови працездатності найбільш навантаженої шини.

Навантаження на шину визначають за залежністю:

$$G_{\text{ш}} = G_i / n = 26812,5 / 4 = 6703\text{Н} = 670,3 \text{ кгс} \quad (2.6)$$

де G_i - навантаження на міст;

n - число коліс моста (з однокатними шинами $n=2$, з двоскатними - $n=4$).

Позначення - 8,40-15(215-380)У; Статичний радіус $r_c = 364 \pm 3 \text{ мм}$.

Мах навантаження 770 кгс.

Вказаний радіус r_c приймають за динамічний r_d , тобто вважають, що $r_c \approx r_d$.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

2.5. Механічний ККД трансмісії

Числове значення ККД механічної трансмісії η_t приймаємо:

$$\eta_m = \eta_{tr} = 0,91.$$

2.6. Фактор опору повітря

Орієнтовні значення фактору опору повітря:

$$W = KF,$$

де K - коефіцієнт обтічності автомобіля $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$;

F - площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його по-
вздожній осі, м^2).

$$W = 1,8 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$$

2.7. Визначення потужності двигуна і побудова його швидкісної зовнішньої характеристики

Розрахунок починають з визначення потужності двигуна N_{ev} , необхідної для забезпечення руху при максимальній швидкості V_{max} .

Оскільки при V_{max} $j_a = 0$, то, користуючись рівнянням потужнісного балансу і приймаючи $r_c = r_d$, визначимо:

$$\begin{aligned} N_{ev} &= V_{max} \cdot (G_a \cdot \psi_v + K \cdot F \cdot V_{max}^2) / 1000 \cdot \eta_m = \\ &= 0,025 \cdot 41250 \cdot 25 + 1,8 \cdot 28^3 / 1000 \cdot 0,91 = 75,15 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (2.7)$$

де V_{max} - максимальна швидкість автомобіля, м/с ;

G_a - сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н ;

ψ_v - коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості автомобіля;

$KF = W$ - фактор опору повітря, $\text{Нс}^2/\text{м}^2$;

η_m - механічний ККД трансмісії.

Потужність N_{ev} відповідає частоті обертання колінчастого валу двигуна ω_v , при якій швидкість руху автомобіля буде максимальною.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Оскільки дизельні двигуни обладнуються регуляторами, що підтримують максимальну частоту обертання колінчастого валу двигуна при $N_{e \max}$, то для них справедливі рівняння:

$$\omega_v = \omega_N \quad \text{і} \quad N_{e v} = N_{e \max}, \quad (2.8)$$

де $N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_N - частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності, с^{-1} .

При проектуванні вантажних автомобілів з дизельними двигунами приймають $\omega_N = 300$ рад/с.

Для математичного вираження і графічної побудови залежності $N_e = f(\omega)$ використовують формулу проф.С.Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{e \max} \left[a \frac{\omega_i}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{ кВт} \quad (2.9)$$

де ω_i - поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, с^{-1} ;

$N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_i - поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, с^{-1} ,

($\omega_i = 0,1\omega_N; 0,2\omega_N; 0,3\omega_N; \dots; \omega_N$);

ω_N - частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності, с^{-1} ;

N_e , M_k , g - поточні значення відповідно потужності, крутного моменту (Н·м) і питомої витрати палива при ω ;

a , b , c - емпіричні коефіцієнти рівняння.

Залежність $M_k = f(\omega)$ визначають за формулою:

$$M_k = 1000(N/\omega), \text{ Н·м} \quad (2.10)$$

Питома витрата палива g може бути визначена при використанні залежності:

$$g = K_\omega \cdot g_N, \quad \text{г/кВт·год} \quad (2.11)$$

де $N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

K_ω - коефіцієнт впливу частоти обертання колінчастого валу двигуна на питому витрату палива;

g_N - питома витрата палива, г/кВт·год (у дизельних двигунів $g_N = 210 \dots 240$ г/кВт·год)

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Значення коефіцієнтів a, b, c і коефіцієнта $k = a \frac{\omega_i}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3$ можна визначити.

При обраних значеннях відповідні їм значення коефіцієнта k_{ω} можна визначити за графіком залежності $k_{\omega} = f \left(\frac{\omega_i}{\omega_n} \right)$

Годинна витрата палива Q_g визначається за формулою:

$$Q_g = g \cdot N_e / 1000, \text{ кг/год} \quad (2.12)$$

2.8. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля

За умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля визначають мінімальне передаточне число трансмісії, яке дорівнює:

$$u_{\text{тр min}} = (\omega_{\text{max}} \cdot r_k) / V_{\text{max}} = 300 \cdot 0,364 / 25 = 3,99 \quad (2.13)$$

де ω_{max} - максимальна частота обертання колінчастого валу двигуна, с^{-1} (для дизельного двигуна $\omega_{\text{max}} = \omega_N$);

r_k - кінематичний радіус колеса ($r_k \approx r_g \approx r_{cm}$), м;

V_{max} - максимальна швидкість руху автомобіля, м/с.

При наявності в трансмісії коробки передач, додаткової коробки передач і головної передачі:

$$u_{\text{тр min}} = u_{k \text{ min}} \cdot u_{\text{дк min}} \cdot u_o \quad (2.14)$$

де $u_{k \text{ min}}$ - мінімальне передаточне число коробки (0,8);

$u_{\text{дк min}}$ - мінімальне передаточне число додаткової коробки (в нашому автомобілі вона відсутня $u_{\text{дк min}} = 1$);

u_o - передаточне число головної передачі.

Прийнявши, враховуючи призначення і умови експлуатації автомобіля, що проектується, $u_{k \text{ min}}$ та $u_{\text{дк min}}$, визначимо передавальне число головної передачі:

$$u_o = u_{\text{тр min}} / (u_{k \text{ min}} \cdot u_{\text{дк min}}) = 3,9 / 0,8 \cdot 1 = 4,875 \quad (2.15)$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Максимальне передаточне число трансмісії $u_{тр\ max}$ визначають за умови подолання автомобілем найбільшого сумарного опору дороги ψ_{max} :

$$u_{тр\ max} = (\psi_{max} \cdot G_a \cdot r_{\partial}) / (M_{к\ max} \cdot \eta_{тр}) = 0,35 \cdot 41250 \cdot 0,364 / 281,86 \cdot 0,91 \quad (2.16)$$

де ψ_{max} - максимальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги;

$\psi_{max} = 0,35...0,45$ - для вантажних автомобілів;

$r_{\partial} \approx r_{cm}$ - динамічний радіус колеса, м;

$M_{к\ max}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н*м;

$\eta_{тр}$ - ККД механічної трансмісії.

Отримана величина $u_{тр\ max}$ повинна бути перевірена за умови зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею:

$$u_{тр\ max} \leq (G_{зч} \cdot r_{\partial} \cdot \varphi_p) / (M_{к\ max} \cdot \eta_{тр}) = 26812,5 \cdot 0,6 \cdot 0,36 / 281,86 \cdot 0,91 \approx 22,83 \quad (2.17)$$

де $G_{зч}$ - сила тяжіння від маси автомобіля, що припадає на ведучі колеса;

$G_{зч} = G_2$ - для автомобілів з колісною формулою 4x2;

$\varphi_p = 0,36$ - розрахункове значення коефіцієнта зчеплення.

Максимальне передаточне число трансмісії дорівнює:

$$u_{тр\ max} = u_{к\ max} \cdot u_o \quad (2.18)$$

де $u_{к\ max} = u_{к1}$ - передаточне число першої передачі коробки передач:

$$u_{к1} = u_{тр\ max} / u_o = 20,48 / 4,875 = 4,2 \quad (2.19)$$

Число передач коробки передач залежить від типу, питомої потужності і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Коробки вантажних автомобілів вантажопідйомністю 3...10т - 5 або 6 ступенів.

Передаточні числа проміжкових передач підбирають за умови забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля.

Найчастіше їх підбирають за законом геометричної прогресії, згідно якого кількість передач визначається як:

$$n = ((\lg u_{к\ min} - \lg u_{к\ max}) / \lg q) + 1 = ((\lg 1 - \lg 4,02) / \lg 0,63) + 1 = 3,6 + 1 = 4,6 = 5 \text{ передач,} \quad (2.20)$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

де $q_d = \frac{\omega_M}{\omega_N} = \frac{190}{300}$ - показник геометричної прогресії для коробок передач

вантажних автомобілів

При використанні останньої прямої передачі передаточні числа визначають з виразу:

$$u_{kj} = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{n-j}}, \quad (2.21)$$

де n - число передач коробки передач;

j - порядковий номер проміжкової передачі.

Якщо остання передача прискорююча, а передостання пряма, проміжкові передаточні числа обчислюються за такою формулою:

$$u_{kj} = \sqrt[n-2]{u_{k1}^{n-1-j}}, \quad (2.22)$$

де u_{k1} - передаточне число першої передачі.

Дані обчислюємо за допомогою Microsoft Excel, отримуємо такі передаточні числа:

II-2,84

III-1,59

IV-1(прийняли)

V-0,8(прийняли)

В коробках передач вантажних автомобілів, які мають підвищуючу передачу, значення її передаточного числа підбирається в межах 0.6...0.8.

Остаточно передаточні числа коробок передач уточнюють при виборі параметрів зубчастого зачеплення в процесі проектування коробки передач.

Обчислені значення параметрів двигуна і трансмісії використовуються в подальших розрахунках експлуатаційних властивостей автомобіля і складових елементів автомобіля, що проектується.

2.9. Побудова динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля - це графічне зображення залежності динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля v_a (тобто $D = f(v_a)$).

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

При побудові динамічної характеристики автомобіля використовується швидкісна зовнішня характеристика двигуна.

Динамічний фактор автомобіля дорівнює:

$$D = (P_p - P_w) / G_a, \quad (2.23)$$

де P_p - сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_w - сила опору повітря, Н.

Сила тяги дорівнює:

$$P_{p\,ij} = (M_{ei} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{tp}) / r_d = ((M_{eN} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{tp}) / r_d) \cdot (a + b\kappa_i - \kappa_i^2), \quad (2.24)$$

де M_{ei} - і-те значення крутного моменту двигуна;

u_{kj} - передаточне число j-тої передачі коробки передач:

$$\kappa_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}, \quad (2.25)$$

Сила опору повітря визначається з виразу:

$$P_w = K \cdot f \cdot v_{ij}^2, \quad (2.26)$$

де v_{ij} - швидкість руху автомобіля при ω_{ei} частоті обертання колінчастого валу двигуна на j-тій передачі, м/с:

$$v_{ij} = (\omega_{ei} \cdot r_\kappa) / (u_{kj} \cdot u_o) = (\omega_{eN} \cdot \kappa_i) / (u_{kj} \cdot u_o). \quad (2.27)$$

Динамічний фактор обчислюється з рівняння:

$$D_{ij} = A \cdot u_{kj} \cdot (a + b\kappa_i + \kappa_i^2) - B(\kappa_i^2 / u_{kj}^2), \quad (2.28)$$

де $A = (M_{eN} \cdot u_o \cdot \eta_{tp} \cdot u_{dk}) / (r_d \cdot G_a)$, $B = ((KF / G_a) \cdot (r)^2) \cdot (1 / u_{dk}^2)$

При відсутності додаткової коробки передач в автомобілі, що проектується, $u_{dk} = 1$.

Для полегшення обчислень приймаємо, що:

$$v_{ij} = C \cdot (\kappa_i / u_{kj}), \quad (2.29)$$

де $C = (\omega_{eN} \cdot r_\kappa) / (u_o \cdot u_{dk})$ - постійна (для даного автомобіля) величина.

Прискорення автомобіля на j-тій передачі (при $\psi = 0,02$, $\delta = 1,04 + 0,04 u_{kj}^2$)

$$j_{ij} = (dv/dt)_{ij} = (D_{ij} - \psi) \frac{g}{\delta} = ((D_{ij} - 0,02) / (1,04 + 0,04 u_{kj}^2)) \cdot 9,81. \quad (2.30)$$

Якщо прийняти величину:

$$9,81 / (1,04 + 0,04 u_{kj}^2) = E_j, \quad (2.31)$$

яка є постійною, то:

$$j_{ij} = (D_{ij} - 0,02) \cdot E_j. \quad (2.32)$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

На основі обчислених даних будуємо динамічну характеристику і графік прискорень автомобіля, що проектується.

Будуємо номограму навантажень. Для цього визначаємо відношення ваги порожнього автомобіля з водієм до повної ваги автомобіля:

$$\frac{G_a}{G_0} = \frac{m_a}{m_0 + m_g} = \frac{4125}{1900 + 75} \approx 2.09, \quad (2.33)$$

де коеф. 2,09 - це зменшення масштабу побудови шкали D_0 в порівнянні з побудовою шкали D .

2.10. Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

Для побудови графіка часу $v = f(t_a)$ і шляху $v = f(S_a)$ розгону автомобіля графоаналітичним методом використовують графік прискорень автомобіля $j_a = f(v_a)$

Для цього кожен криву графіка прискорень ділять на кілька інтервалів кінці яких з'єднують відрізками прямої, тобто представляють її у вигляді кусочно-лінійної функції.

Кінці інтервалів швидкостей і прискорень позначають відповідно $v_{i1}, v_{i2} \dots v_{in}$ і $j_{i1}, j_{i2} \dots j_{in}$.

Тоді для кожного інтервалу швидкостей час розгону автомобіля буде дорівнювати:

$$t_{i1} = \frac{2(v_{i1} - 0)}{j_{i1} + 0}, t_{i2} = \frac{2(v_{i2} - v_{i1})}{j_{i1} + j_{i2}}, \dots, t_{in} = \frac{2(v_{in} - v_{in-1})}{j_{in-1} + j_{in}}. \quad (2.35)$$

Шлях розгону для кожного інтервалу швидкостей:

$$S_{i1} = \frac{0 + v_{i1}}{2} t_{i1}, S_{i2} = \frac{v_{i1} + v_{i2}}{2} t_{i2}, \dots, S_{in} = \frac{v_{in-1} + v_{in}}{2} t_{in}. \quad (2.36)$$

Знайдені в діапазоні від $v_a = 0$ до $v_a = v_{amax}$ значення t_{in} і S_{in} заносять до табл.

Користуючись розрахунковими даними, будують графіки залежностей $v = f(t_a)$ і $v = f(S_a)$.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.11. Побудова паливно-швидкісної характеристики автомобіля

Для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля використовують залежність:

$$Q_s = \frac{q_N \cdot K_W^Q \cdot K_N}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \eta_{mp} \cdot \rho} (P_\psi + P_W), \text{ л/100км} \quad (2.37)$$

де q_N - питома витрата при максимальній потужності двигуна, г/кВт*год;

ρ - густина палива, г/см³ (для дизельного палива $\rho_d = 0,82$ г/см³);

$\eta_{тр}$ - ККД трансмісії;

K_W^Q - коефіцієнт, який враховує зміну питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна;

K_N - коефіцієнт впливу ступеня використання потужності двигуна на величину q_N .

Розрахунки для отримання даних для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля виконуємо в такій послідовності. З табл. 1 в табл. 4 виписуємо значення $\frac{\omega_i}{\omega_N}$, N_{ei} , v_{ai} (для вищої передачі). Туди ж заносимо визначені за графіками значення коефіцієнтів K_W^Q і K_N .

Після підрахування сил $P_\psi = \psi \cdot G_a$, $P_{Wi} = W \cdot v_i^2$ та потужності N_{pi} , яка дорівнює:

$$N_{pi} = (\psi_1 \cdot G_a \cdot v_i + P_{Wi} \cdot v_i) / (1000 \cdot \eta_{тр}), \quad (2.38)$$

де N_{pi} - потужність, яку повинен розвинути двигун при русі автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,02$ зі швидкістю v_i ;

На основі вихідних даних (табл.4) розраховують значення Q_{Si} і будують графік залежності $Q_{Si} = f(v_a)$.

2.12. Стійкість автомобіля

Поперечна стійкість автомобіля оцінюється за величиною критичної швидкості автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії згідно з умовами бічного перекидання $v_{пер}$ і заносу $v_з$:

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$V_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{gR \frac{B}{2}}{h_g}} \quad (2.39)$$

$$V_3 = \sqrt{gR\varphi}, \quad (2.40)$$

де R - радіус кривизни полотна дороги в плані, м;

B - ширина колії автомобіля, м;

h_g - висота центра мас автомобіля, м;

φ - коефіцієнт зчеплення (асфальт, асфальтобетон).

Розрахунки значень $V_{\text{пер}}$ і V_3 проводяться для значень R (20, 40, 60, 80, 100м) дані заносимо до таблиці 5 . Після отримання значень $V_{\text{пер}}$ і будуємо графік залежності $V_{\text{пер}} = f(R)$ і $V_3 = f(R)$.

Критичні швидкості при русі автомобіля на віражі визначаються за виразами:

$$V_{\text{пер}}^B = \sqrt{\frac{gR \left(\frac{B}{2} + h_g \cdot \tan \beta \right)}{h_g - \frac{B}{2} \tan \beta}}; \quad (2.41)$$

$$V_3^B = \sqrt{\frac{gR(\varphi + \tan \beta)}{1 - \tan \beta \cdot \varphi}}, \quad (2.42)$$

де $\beta=4^\circ$ - кут поперечного нахилу полотна дороги.

Розрахунки значень $V_{\text{пер}}^B$ і V_3^B проводяться для значень R (20, 40, 60, 80, 100м) дані заносимо до таблиці 5 . Після отримання значень $V_{\text{пер}}$ і V_3 будуємо графік залежності $V_{\text{пер}}^B = f(R)$ і $V_3^B = f(R)$.

2.13. Керованість автомобіля

Керованість автомобіля визначається мірою відповідності траєкторії його руху положенню керованих коліс. Її оцінюють критичними швидкостями руху по боковому ковзанню $V_{\text{кер}}$ і по збоченню $V_{\text{зб}}$ коліс, а також радіусом повороту автомобіля R_e .

Критична швидкість з умов керованості дорівнює:

$$V_{\text{кер}} = \sqrt{\left[\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\tan \theta} - f \right] - L \cdot g \cdot \cos \theta}, \quad (2.43)$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

де φ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (розрахункове значення 0,4);

f - коефіцієнт опору коченню коліс ($f=0,02$);

L - повздовжня база автомобіля, м;

θ - середній кут повороту керованих коліс автомобіля, °.

Графік залежності $v_{\text{кері}} = f(\theta)$ будується після обчислення $V_{\text{кер}}$ при значеннях $\theta = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40^\circ$ (значення заносимо до таблиці 6).

Під час руху автомобіля зі швидкістю більшою, ніж $v_{\text{кер}}$, керовані колеса будуть ковзати в поперечному напрямі і поворот їх на ще більший кут не приведе до зміни загального напрямку руху.

Радіус повороту автомобіля дорівнює:

$$R_e = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} = \frac{4,025}{0,327 + 0,031} = 11,24 \text{ м} \quad (2.44)$$

де $\delta_1 = \frac{P_{\delta_1}}{\sum K_{\delta i \delta_1}} = \frac{10,1}{2 \cdot 0,9} = 1,91$; $\delta_2 = \frac{P_{\delta_2}}{\sum K_{\delta i \delta_2}} = \frac{18,77}{4 \cdot 0,9}$ - кути бокового збочення відпо-

відно передніх і задніх коліс, град;

P_{δ_1} , P_{δ_2} - бокові сили, які діють на колеса відповідно передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$K_{\delta i \delta_1}$, $K_{\delta i \delta_2}$ - коефіцієнти опору збоченню одного одинарного колеса відповідно передньої і задньої осі, Н/град (для колеса вантажного автомобіля - 800...1500 Н/град).

Граничні значення бокових сил, при яких колеса котяться без бокового ковзання:

$$P_{\delta_1} = 0,4 P_{\varphi_1} = 0,4 \cdot 10,1 = 4,04 \text{ кН}; \quad (2.45)$$

$$P_{\delta_2} = 0,4 P_{\varphi_2} = 0,4 \cdot 18,77 = 7,5 \text{ кН}$$

де $P_{\varphi_1} = \varphi G_1 = 0,7 \cdot 14,4375 = 10,1 \text{ кН}$.

$P_{\varphi_1} = \varphi G_2 = 0,7 \cdot 26,8125 = 18,77 \text{ кН}$ - сили зчеплення з полотном дороги коліс відповідно передньої і задньої осей.

Після визначення кутів бокового збочення коліс δ_1 і δ_2 обчислюють радіус повороту автомобіля, що проектується, з еластичними колесами (R_e), з радіусом повороту автомобіля з жорсткими (в бічному напрямі) колесами (R), який дорівнює:

$$R = L / \operatorname{tg} \theta = 4,025 / \operatorname{tg} 20^\circ = 11,06 \text{ м}$$

І порівнюють отримані R_e і R .

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Керованість автомобіля при:

$R_e = R$ - нейтральна;

$R_e > R$ - недостатня;

$R_e < R$ - надлишкова.

Керованість автомобіля була - недостатня, що задовольняє наші умови.

2.14. Плавність ходу автомобіля

Плавність ходу автомобіля при його коливаннях оцінюється:

- частотою вільних коливань підресорених мас;
- частотою вільних коливань непідресорених мас;
- прискоренням підресорених мас;
- швидкістю зміни прискорення підресорених мас.

Частота вільних коливань підресорених мас автомобіля може бути визначена з виразу:

$$\nu_{\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \text{ Гц} \quad (2.46)$$

$$\nu_{\pi 1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81}{0,12}} \approx 1,44 \text{ Гц}$$

$$\nu_{\pi 2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9,81}{0,09}} \approx 1,66 \text{ Гц}$$

Де $f_{ст}$ - статичний прогин підвіски, м.

Для вантажних автомобілів і міських автобусів приймають $f_{ст} = 0,08 \dots 0,13$ м, при цьому більші значення приймають для передньої підвіски, менші - для підвіски задніх коліс вантажних автомобілів.

Плавність ходу можна вважати задовільною, якщо:

$\nu_{\pi} = 0,8 \dots 1,3$ Гц - для легкового автомобіля;

$\nu_{\pi} = 1,2 \dots 1,8$ Гц - для вантажного автомобіля.

Частота вільних коливань непідресорених мас автомобіля дорівнює:

$$\nu_{\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum C_{ш}}{m_{\pi}}} \quad (2.47)$$

$$\nu_{\pi 1} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{2 \cdot 252459}{190}} = 8,2 \text{ Гц};$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$\nu_{н2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{4 \cdot 252459}{340}} = 8,6 \text{ Гц}$$

де $\Sigma C_{ш}$ - сумарна радіальна жорсткість шин моста, Н/м;

m_m - маса моста, кг.

Жорсткість однієї шини визначити за залежністю:

$$C_{ш} = \frac{G_{ш \max}}{(D_b / 2) - r_c} = \frac{7700}{(0,783 / 2) - 0,361} = 252459 \text{ Н / м} \quad (2.49)$$

де $G_{ш \max}$ - максимальне припустиме навантаження на шину, Н;

D_b - зовнішній діаметр шини при максимальному тиску без навантаження, м;

r_c - статичний радіус шини при максимальному тиску і навантаженні, м.

Чисельні значення $G_{ш \max}$, D_b , r_c , наведені в додатку № 3. Для задоволення вимог плавності ходу автомобіля частота вільних коливань його невідпружених мас повинна бути:

$\nu_n = 6,5 \dots 9 \text{ Гц}$ - для вантажних автомобілів.

Під час руху автомобіля по дорозі, яка має нерівності, він здійснює вимушені коливання, частота і амплітуда яких залежить від швидкості руху автомобіля, висоти і довжини хвиль нерівностей на дорозі.

Частота вимушених коливань в цьому випадку дорівнює:

$$\nu_a = \nu_a / S, \quad (2.50)$$

де ν_a - швидкість руху автомобіля, м/с;

S - довжина хвилі нерівності на дорозі, м ($S_m = 0,5 \dots 5$ м).

Під час руху автомобіля можуть виникнути резонансні явища:

- низькочастотні - $\nu_n = \nu_b$;

- високочастотні - $\nu_n = \nu_b$.

Що мають місце при відповідних швидкостях руху автомобіля:

$$\nu_a = \nu_n S \quad \text{і} \quad \nu_a = \nu_b S$$

Використовуючи дані залежності, побудуємо залежності $\nu_a = f(S)$ для підпружених і невідпружених мас передніх і задніх мостів автомобіля, що проектується, дані заносимо до таблиці. На аркуші графічної частини формату А1 зображено графіки ЗШХ двигуна, прискорення, розгону, стійкості, плавності, паливної економічності автомобіля. Висновок: приймаємо для автомобіля кількість осей – 2, колісна формула 4×2, привід – задній.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ

3.1. Рама автомобіля

Для автомобіля вибираємо лонжеронну раму. Така рама має два лонжерони і п'ять поперечин. Лонжерони відштамповують зі сталі і мають форму швелера змінного профілю.

3.2. Підвіска автомобіля

В нашому автомобілі використовуємо залежну підвіску, яка забезпечує жорсткий зв'язок між лівим і правим колесом, у результаті чого переміщення одного з них у поперечній площині передається іншому і спричиняє нахил кузова.

В якості підвіски використовуємо пружний елемент типу листова ресора, яка окрім пружних властивостей виконує і напрямні риси. Також листова ресора є зручною в експлуатації, вона не потребує значних затрат на виготовлення, а також має задовільні характеристики.

В якості гасія коливань для передньої підвіски встановлюємо гідравлічні телескопічні амортизатори, для задньої використовуємо додаткові ресори, спираючись на існуючі конструкції. Додаткові ресори вступають в дію (опираються на опорні подушки) тільки при підвищенні навантаження на автомобіль або при більших динамічних ходах. Розрахуємо листову півеліптичну ресору.

Приймаєм матеріал для ресор передніх і задніх коліс сталь 55ГС;

При проектуванні приймемо:

$Z_{ст}$, $Z_{дин}$ - відповідно статичне і динамічне навантаження на підвіску, Н; $f_{ст}$ ефективний прогин подвіски, м; $f_{ст}$ $f_{дин}$ - відповідно статичний і динамічний прогини підвіски; f' - величина одночасного прогину основного (сталевго) і додаткового (гумового) пружних елементів.

$Z_{ст}=(2...3) Z_{дин}$ - для автомобілів, призначених для експлуатації на дорогах з твердим покриттям:

$$Z_{дин1} = \frac{Z_{см1}}{3} = \frac{7218,75}{3} = 2406,25 \text{ Н}; \quad (3.1)$$

$$Z_{дин2} = \frac{Z_{см2}}{3} = \frac{13406,35}{3} = 4468,78 \text{ Н}$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $F_{\text{дин}}=(0,8\dots1,0) f_{\text{ст}}$ - для вантажних автомобілів.

Статичний прогин підвіски визначаємо з виразу:

$$f_{\text{cm}} = \frac{g}{4\pi^2\nu^2} = \frac{9,81}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1,6^2} = 0,097 \text{ м}, \quad (3.2)$$

де ν - частота вільних коливань автомобіля, с^{-1} (приймається такою ж, як при розрахунку плавності ходу).

Для вантажних автомобілів і міських автобусів $\nu=(1,2\dots1,9)$, с^{-1} ;

Одержані значення статичного прогину $f_{\text{ст}}$ повинні відповідати значенню:

$f_{\text{ст}} = (0,08\dots0,12)$ м - для вантажних автомобілів.

Будуючи характеристику пружних властивостей підвіски з додатковим гумовим пружним елементом, необхідно врахувати, що його деформація не перевищує половини висоти цього елемента. При визначенні координат точок характеристики з подвійним сталевим пружним елементом необхідно врахувати, що додатковий пружний елемент повинен починати спрацьовувати при навантаженні $Z_0=(0,6\dots0,7)Z_{\text{ст}}$.

Розрахунок листової півеліптичної ресори.

Визначення геометричних розмірів ресори виконується з урахуванням розмірів автомобіля. Довжина ресори визначається:

Для ресор вантажних автомобілів:

Передніх $L_p=(0,25\dots0,35)l=0,3\cdot4,025=1,207$ приймаємо $L_p=1210$ мм;

Задніх $L_p=(0,35\dots0,45)l=0,4\cdot4,025=1,61$ приймаємо $L_p=1610$ мм;

де $l=4,025$ м - поздовжня база автомобіля, м.

- для симетричної ресори $f_{\text{ст}}$:

$$f_{\text{cm}} = \delta \frac{z_{\text{cm}} L_p^3}{48E \cdot I_{\Sigma}} = \delta \cdot \frac{z_{\text{cm}} L_{pi}^3}{4E n b h^3}, \quad (3.3)$$

де $f_{\text{ст1}}=119$ мм;

$f_{\text{ст2}}=94$ мм;

де δ - коефіцієнт деформації ресори ($\delta=1,25\dots1,45$);

L_p - ефективна довжина ресори;

$E = 215$ ГПа- модуль поздовжньої пружності;

I_{Σ} -сумарний момент інерції ресори в середньому перерізі:

$$I_{\Sigma} = \frac{b(h \cdot n_{\text{л}})^3}{12}, \quad (3.4)$$

де b і h - відповідно ширина і товщина листа ресори;

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

n_L - кількість листів ресори.

Відповідно з ОН8027-86 обираємо стандартні значення h і b .

Для передньої ресори:

$n_L=7$;

$h=7\text{мм}$;

$b=65\text{мм}$;

Для задньої ресори:

$n_L=10$;

$h=11\text{мм}$;

$b=65\text{мм}$.

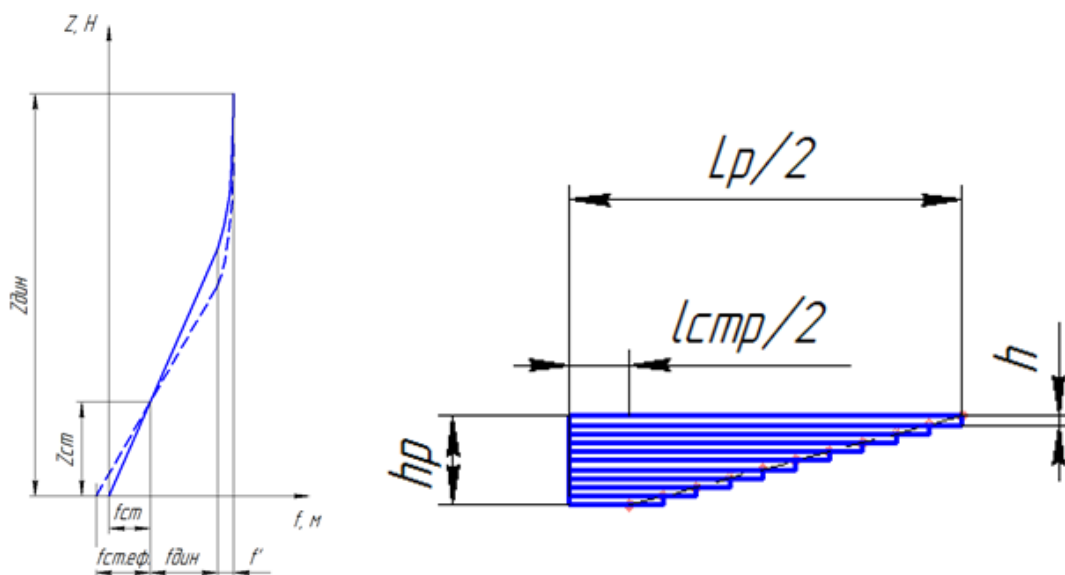


Рис.3.1. Розрахункова схема листової ресори

3.3. Рульове керування. Кінематичні схеми і силові передавальні числа

Рульове керування служить для зміни або підтримання обраного напрямку руху автомобіля і здійснення маневрування. В загальному випадку воно складається з трьох основних частин: рульового механізму, рульового приводу і підсилювача.

Зміна напрямку руху автомобіля може здійснюватись чотирма способами:

- поворотом керованих коліс (коліс передньої осі, коліс кількох осей, коліс всіх осей);
- поворотом керованих осей або керованих візків (передньої осі, кількох осей, всіх осей або візків);

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

- складанням ланок транспортного засобу (так званий опозитний спосіб повороту);

- бортовим способом (по-гусеничному).

З числа перелічених способів найбільше задовольняє вимогам споживачів автомобілів загального призначення спосіб повороту керованих коліс.

Оцінюючими параметрами рульового керування є кінематичне і силове передаточні числа, величина зазору в зачепленні і ККД рульового механізму і рульового приводу.

Кінематичне передаточне число рульового приводу дорівнює відношенню елементарного кута θ_c повороту вала сошки до півсуми елементарних кутів α_1 і α_2 повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього керованих коліс:

$$u_{кп} = \frac{2\Delta\theta_c}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}; \quad (3.5)$$

Величина $u_{кп}$ не є постійною і залежить від положення ланок приводу. Тому її значення повинні визначатись графічно для різних кутів повороту коліс.

Кінематичне передаточне число рульового механізму в залежності від принципу, покладеного до основи його конструкції може бути постійним або змінним:

$$u_{км} = \frac{\theta_{рк}}{\theta_c}, u_{км} = \frac{\Delta\theta_{рк}}{\Delta\theta_c}, \quad (3.6)$$

де $\Delta\theta_{рк}$ і $\Delta\theta_c$ – зміна кутів повороту відповідно рульового колеса і вала сошки.

Враховуючи два останні вирази, загальне кінематичне передаточне число рульового керування:

$$u_{кр} = u_{кп} \cdot u_{км} = \frac{2\Delta\theta_{рк}}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2} = \frac{2 \cdot 900^\circ}{40^\circ + 40^\circ} = 22,5 \quad (3.7)$$

Приймаємо-23.

Кут повороту рульового колеса сучасних автомобілів складає $\theta_{рк} = 540 \dots 1080^\circ$, кути повороту керованих коліс $\alpha_1 = \alpha_2 = 30 \dots 40^\circ$, кінематичні передаточні числа рульового керування вантажних автомобілів $u_{кр} = 20 \dots 25$.

В існуючих конструкціях сучасних автомобілів силове передаточне число рульового керування $u_{ср} = 100 \dots 300$.

Приймаємо-200.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. Рульовий привід

Рульовий привід, який уявляє собою систему тяг і важелів, служить для передачі зусилля від сошки на поворотні цапфи і здійснення заданої залежності між кутами повороту керованих коліс. Частина рульового приводу, яка забезпечує цю залежність, зветься рульовою трапецією.

Основною задачею кінематичного розрахунку є визначення оптимальних параметрів рульової трапеції.

Рульовий привід повинен забезпечувати поворот керованих коліс автомобіля на різні кути, значення яких (без урахування бокового відведення шин) знаходяться в залежності:

$$\operatorname{ctg} \alpha_3 - \operatorname{ctg} \alpha_6 = \frac{M}{L}, \quad (3.8)$$

де α_3 α_6 – кути повороту відповідно зовнішнього і внутрішнього керованого моста;

M – відстань між шарнірами (осями) повороту коліс, м;

L – поздовжня база автомобіля, м.

Використовуючи рівнобічну трапецію необхідно визначити M , m , n .

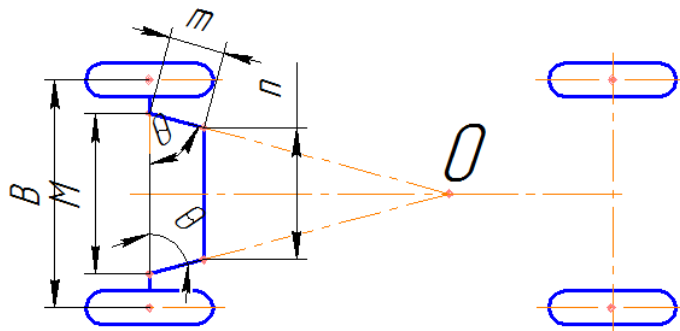


Рис.3.2. Розрахункова схема рульового приводу

Для визначення відстані між осями повороту коліс M задаються довжиною поворотної цапфи l_y , яку можна прийняти рівною ширині профілю шини $b_{ш}$.

$$M = B - 2 \cdot b_{ш} / 2 - l_y = 1652 - 2 \cdot 231 / 2 - 312 = 1226 \text{ мм.}$$

Довжина поперечної тяги:

$$n = \frac{M}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos \theta} \text{ м}, \quad (3.10)$$

де $\frac{m}{n} = 0,12 \dots 0,16$

Значення кута θ знаходять з виразу:

$$\operatorname{ctg} \theta = \frac{M}{2xL} = \frac{1226}{2 \cdot 0,7 \cdot 4025} = 0,217568 = 77,7^\circ, \quad (3.11)$$

де $x \approx 0,7$ при задньому і $x \approx 1,0$ при передньому розташуванні рульової трапеції

Для перевірки відповідності обраних розмірів рульової трапеції задоволення вимоги кочення коліс при повороті без бокового ковзання необхідно побудувати графік залежності $\alpha_3 = f(\alpha_6)$ за даними, одержаними аналітичним методом і даними графічної побудови кінематики рульової трапеції. Для реалізації аналітичного методу на основі виразу:

$$\alpha_3 = \operatorname{arccctg} \left(\operatorname{ctg} \alpha_6 + \frac{M}{L} \right); \quad (3.12)$$

Проводять обчислення кута повороту зовнішнього колеса α_3 при значеннях α_6 : $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ$.

Дані обчислюємо за допомогою Microsoft Excel, результати заносимо до таблиці

Для реалізації графічного методу необхідно в масштабі не менше ніж 1:10 накреслити схему рульової трапеції і графічно повертаючи внутрішнє колесо в межах можливого кута повороту від 0° до 40° з кроком 5° , визначити кути повороту зовнішнього колеса α_3 .

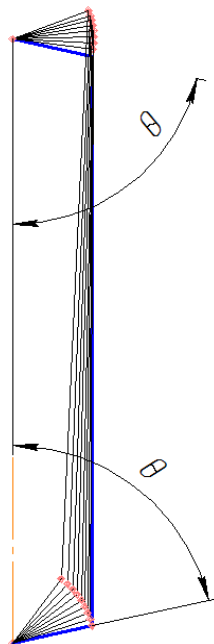


Рис.3.3. Рульова трапеція

Результати отримані при реалізації аналітичного і графічного методів представляємо у вигляді таблиці і графіка.

Таблиця 3.1. Кут повороту керованих коліс

Кут повороту колеса, град	Внутрішнього, $\alpha_{в}$		0	5	0	5	0	5	0	5	0
	Зовнішнього $\alpha_{з}$	Теоретичний	0	°52	°36	4°2	7°48	1°44	4°8	7°3'	9°56
		Графічний	0	°54	°36	4°5	6°21	2°23	6°1	9°39	3°2

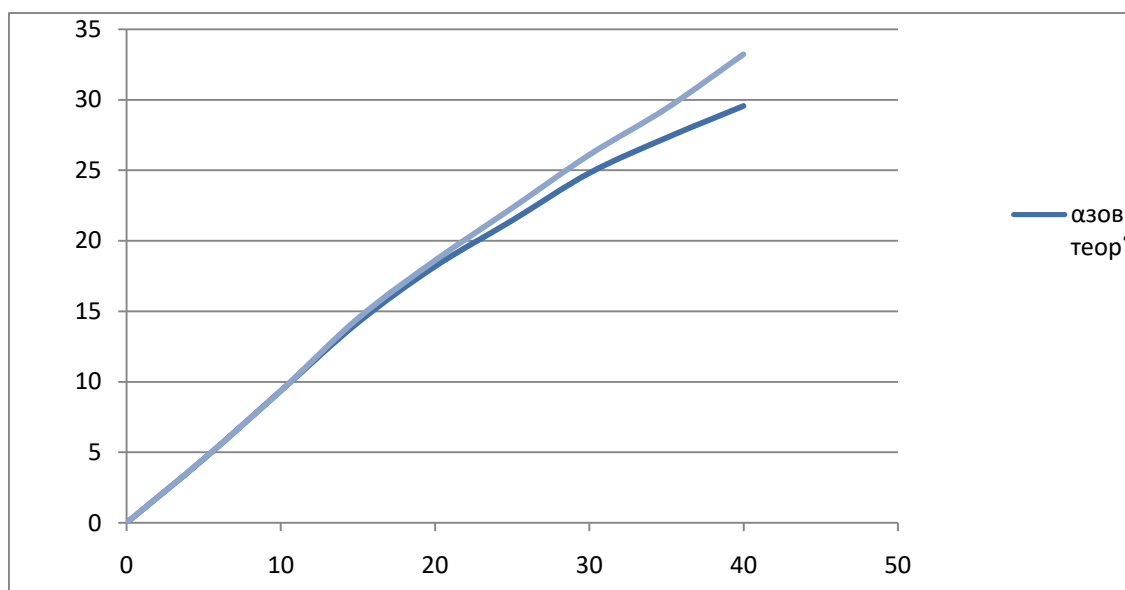


Рис.3.4. Залежність між кутами повороту керованих коліс

Обрані розміри рульової трапеції вважають задовільними, якщо при кутах повороту внутрішнього колеса до 20° графічна та теоретична залежності співпадають, а при наближенні до 40°, їх розбіжність не перевищує 2 ... 3°.

3.5. Рульовий механізм

В сучасних автомобілях використовуються шестеренні, черв'ячні, гвинтові та кривошипні рульові механізми. До їх конструкції пред'являються спеціальні вимоги: високий ККД в прямому напрямку (від рульового колеса до керованих коліс) для полегшення керування автомобілем і знижений ККД в зворотному напрямку для зменшення сили поштовхів, які виникають при переїзді через нерівності; зворотність рульової пари для забезпечення елементів рульової пари в нейтральному положенні керованих коліс при забезпе-

ченні можливості його регулювання в процесі експлуатації; заданий характер зміни передаточного числа рульового механізму; травмобезпечність рульового механізму; та деякі загальні вимоги відносно матеріалоемності, технологічності виготовлення, вартості, простоти обслуговування та ремонтпридатності.

Міцнісний розрахунок деталей рульового механізму проводиться з урахуванням того, що найбільші навантаження в ньому виникають при повороті на місці керованих коліс на сухій асфальтобетонній опорній поверхні. Момент опору повороту коліс при цьому:

$$M_{on} = \sum M_{\pi i} + \sum M_{\tau i}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.13)$$

де $\sum M_{\pi i}$ – сумарний момент опору повороту коліс;

$\sum M_{\tau i}$ – момент тертя в рульовому приводі.

Момент опору повороту керованих коліс нерухомого автомобіля:

$$M_{on} = 1,25 G_{KK} (f_c + \varphi \cdot r_{ковз}) = 1,25 \cdot 14437,5 (0,03 + 0,75 \cdot 0,14) = 2436,33 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де G_{KK} – частина ваги автомобіля, яка припадає на керовані колеса;

f_c – коефіцієнт опору коченню (для автомобілів загального призначення, які експлуатуються на дорогах з твердим покриттям $f_c = 0,02 \dots 0,04$);

$\varphi = 0,7 \dots 0,85$ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею;

$r_{ковз} = (0,10 \dots 0,16) r_k$ – радіус ковзання, м.

Необхідність використання підсилювача рульового керування виникає в тому випадку, коли зусилля, яке необхідно прикласти водію до рульового колеса для повороту керованих коліс, перевищує 400 Н. Це зусилля визначається за виразом:

$$P_{pk} = \frac{M_{on}}{R_{pk} \cdot u_m \cdot u_{pn} \cdot \eta_m \cdot \eta_{pn}} = \frac{2436,33}{0,32 \cdot 23 \cdot 0,85 \cdot 0,9} = 602,03 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.14)$$

де R_{pk} – радіус рульового колеса, м; $R_{pk} = (380 \dots 550) \text{ мм}$;

u_m – кінематичне передаточне число рульового механізму;

u_{pn} – кінематичне передаточне число рульового приводу;

η_m, η_{pn} – відповідно ККД рульового механізму і рульового приводу ($\eta_m = 0,75 \dots 0,92$; $\eta_{pn} = 0,85 \dots 0,95$).

3.6. Рульовий механізм рейкового типу

При проведенні розрахунків рейкового рульового механізму кількість зубців приводної шестерні приймають $z_1 = 6 \dots 10$. Нормальний крок зубів рейки та їх кількість:

$$P_H = m \cdot \pi = 3 \cdot 3,14 = 9,42 \text{ мм}$$

$$Z = \frac{L}{P_H}, \quad (3.15)$$

де $m = 3,0 \dots 3,5$ мм – модуль приводної шестерні;

L – довжина нарізаної частини рейки.

Довжина нарізаної частини:

$$L = (OA_k) \sin 2\alpha_{\max}, \quad (3.16)$$

де $\alpha_{\max}$ – максимальний кут повороту керованих коліс;

OA_k – відстань від осі повороту колеса до шарніра рульової трапеції, встановленого на продовженні рейки.

Висота та товщина зубів рейки рульового механізму:

- висота зуба: $h = (2 \cdot h_o' + c') \cdot m = 6,75 \text{ мм}$

- товщина зуба: $S_y = 0,5 \cdot \Pi \cdot m = 4,71 \text{ мм}$

де $h_o' = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки;

$c' = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору.

Довжина рейки після уточнення:

$$L = (z - 0,5)P_n = (10 - 0,5)9,42 = 89,49 \text{ мм} \quad (3.17)$$

Відстань від базової поверхні до ролика при висоті рейки $H = 20 \dots 30$ мм, куті головного профілю $\alpha = 20^\circ$:

$$\begin{aligned} R_p &= H + 0,85m \left(\frac{1}{\sin \alpha} + 1 \right) - \left(\frac{\Pi}{4 \tan \alpha} + 1 \right) \cdot m = \\ &= 25 + 0,85 \cdot 3 \left(\frac{1}{\sin 20^\circ} + 1 \right) - \left(\frac{3,14}{4 \tan 20^\circ} + 1 \right) 3 = 25,53 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Висновок: Рульове керування служить для зміни або підтримання обраного напрямку руху автомобіля і здійснення маневрування. В загальному випадку воно складається з трьох основних частин: рульового механізму, рульового приводу і підсилювача.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

4.1. Вибір приводу гальмівного механізму

Перевагами гідравлічного приводу є швидкість спрацьовування (внаслідок нестискання рідини і великої жорсткості трубопроводів), високий ККД. Втрати енергії пов'язані в основному з переміщенням малов'язкої рідини з одного об'єму в іншій, простота конструкції, невеликі маса і розміри внаслідок великого приводного тиску, зручність компонування апаратів приводу і трубопроводів, можливість отримання бажаного розподілу гальмівних зусиль між осями автомобіля за рахунок різних діаметрів поршнів колісних циліндрів.

Недоліками гідроприводу є: потреба в спеціальній гальмівній рідині з високою температурою кипіння і низькою температурою загусання, можливість виходу з ладу при розгерметизації в наслідок витoku рідини при пошкодженні, або виходу з ладу при попаданні в привід повітря (утворення парових пробок), значне зниження ККД при низьких температурах (нижче мінус 30 °C), важкість використання на автопоїздах для безпосереднього керування гальмами причепа.

Для використання в гідроприводах випускаються спеціальні рідини - гальмівні. Гальмівні рідини виготовляють на різних основах, наприклад спиртовій, гліколеновій або олійній. Щоб уникнути руйнування гумових деталей гальмівні рідини, що виготовлені із нафтопродуктів, допускається застосовувати тільки в гідроприводах, в яких ущільнення шланги виконані з маслостійкої гуми.

При використанні гідроприводу він завжди виконується двоконтурним, причому працездатність одного контуру не залежить від стану іншого. При такій схемі при одиничній несправності виходить з ладу не весь привід, а лише несправний контур. Справний контур відіграє роль запасної гальмівної системи, за допомогою якої автомобіль зупиняється.

					М А А Г . 4 8 2 1 3 3 . 0 2 2 - 0 0 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

4.2. Способи поділу гальмівного приводу на два незалежних контури

Чотири гальмівних механізми і їх колісні циліндри можуть бути рознесені на два незалежних контури різними способами, як показано на рис. 4.1.

На схемі (див. рис.4.1 - 1) в один контур об'єднані перша секція головного циліндра і колісні циліндри передніх гальм. Другий контур утворений другою секцією і циліндрами задніх гальм. Більш ефективною вважається діагональна схема поділу контурів (рис.4.1 - 3), при якій в один контур об'єднують колісні циліндри правого переднього і лівого заднього гальм, а в другий контур – колісні циліндри двох інших гальмівних механізмів. При такій схемі в разі несправності завжди може загальмувати одне переднє і одне заднє колесо.

В інших схемах, представлених на рисунках, після відмови зберігають працездатність три або всі чотири гальмівних механізми, що ще більше підвищує ефективність запасної системи. Так, гідропривід гальм автомобіля, що показаний на схемі (рис. 4.1 - 2) виконаний з використанням двохпоршневого супорта дискового механізму на передніх колесах з великим і малим поршнями. Як видно зі схеми, при відмові одного з контурів справний контур запасної системи діє або тільки на великі поршні супорта переднього гальма, або на задні циліндри і малі поршні переднього гальма.

У схемі (рис. 4.1 - 4) справним завжди залишається один з контурів, об'єднуючий колісні циліндри двох передніх гальм і одного заднього (автомобіль Volvo).

Нарешті на (рис. 4.1 - 5) показана схема з повним дублюванням в якій будь-який з контурів здійснює гальмування всіх коліс. У будь-якій схемі обов'язковою є наявність двох незалежних головних гальмівних циліндрів. Конструктивно найчастіше це буває здвоєний головний циліндр тандемного типу, з послідовно розташованими незалежними циліндрами в одному корпусі і приводом від педалі одним штоком. Але на деяких автомобілях застосовують два звичайних головних циліндра, встановлених паралельно з приводом від педалі через зрівняльний важіль і два штока.

Для нашого автомобіля, що ми проектуємо гальмівну систему обираємо схему, що дасть можливість забезпечити 50% гальмівну ефективність при

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

виході одного з контурів і можливість забезпечити стійкість і керованість автомобіля.

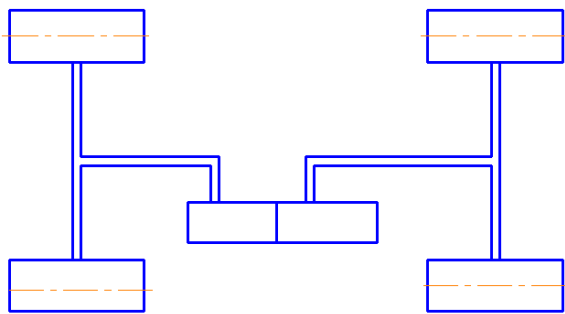


Рис.1 Паралельне підключення контурів 2+2

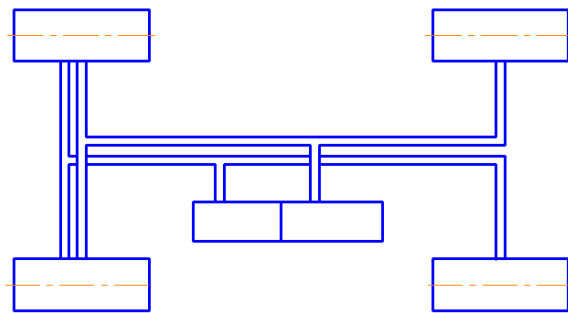


Рис.4 Паралельне підключення контурів 4+4

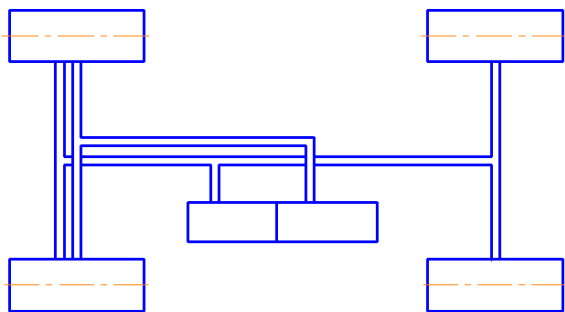


Рис.2 Паралельне підключення контурів 4+2

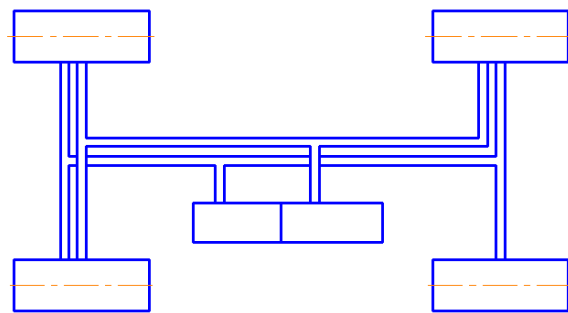


Рис.5 Паралельне підключення контурів 4+3

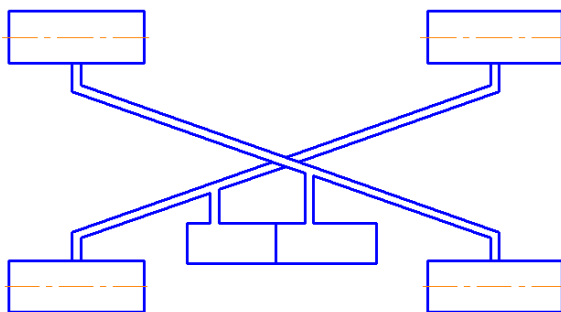


Рис.3 Діагональне підключення контурів 2+2

Рис.4.1. Варіанти гальмівних механізмів

4.3. Вибір антиблокувальної системи ABS

Для проектного автомобіля установимо ABS 2Е компанії Bosch, гідро-механізм якого працює наступним чином.

При звичайному гальмуванні гальмівна рідина під тиском з головного циліндра надходить у робочі циліндри обох передніх коліс і правого заднього колеса через три електромагнітних клапана, які в початковому положенні закриті. У робочий циліндр лівого заднього колеса гальмівна рідина подається через відкритий перепускний клапан зрівняльного циліндру. Коли виникає небезпека блокування одного з передніх коліс, блок управління видає команду на закриття відповідного електромагнітного клапана, запобігаючи підвищенню тиску в колісному циліндрі. Якщо небезпека блокування колеса не усунута, до електромагнітного клапана підводиться струм, який забезпечує відкриття ділянки магістралі між робочим циліндром колеса і акумулятором тиску. Тиск в приводі гальма падає, після чого блок управління видає команду на включення гідронасоса, який переганяє рідину в головний циліндр через зрівняльний циліндр.

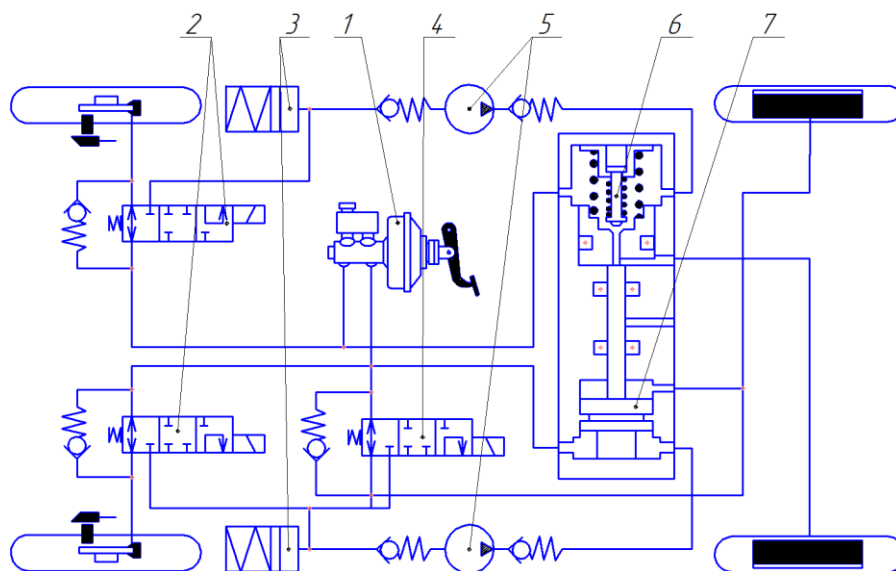


Рис. 4.2. ABS 2E фірми Bosch у фазі звичайного гальмування:

1 - головний гальмівний циліндр; 2 - електромагнітний клапан; 3 - акумулятор тиску; 4 - електромагнітний клапан заднього мосту; 5 – нагнітальний насос; 6 - перепускний клапан; 7 - поршень зрівняльного циліндра

Коли виникає небезпека блокування одного із задніх коліс, тиск гальмівної рідини буде регулюватися в обох задніх гальмах одночасно, з тим щоб не допустити руху задніх коліс юзом.

Електромагнітний клапан приводу правого заднього гальма встановлюється в положення утримання постійного тиску і перекриває ділянку магістралі між головним циліндром і колісним циліндром. На протилежні торцеві

Якщо зберігається небезпека блокування задніх коліс, ЕБУ живить електромагнітний клапан в контурі задніх коліс струмом в 5 А. Золотник електромагнітного клапана переміщається і відкриває ділянку контуру між робочим циліндром правого заднього гальма і акумулятором тиску рідини. Тиск у контурі зменшується. Гідронасос нагнітає гальмівну рідину в головний циліндр через зрівняльний циліндр. У результаті зниження тиску в просторі над поршнем 7 відбувається чергове його переміщення, стискається пружина центрального клапана, збільшується обсяг простору під верхнім поршнем. Тиск в лівому колісному гальмівному циліндрі знижується. Поршень зрівняльного циліндра знову встановлюється в положення, відповідне рівності тисків в приводах обох задніх гальм. Після усунення загрози блокування коліс електромагнітний клапан повертається у вихідне положення. Поршень зрівняльного циліндра під дією пружини також займає вихідне нижнє положення.

Рис.4.3. Принципова схема системи ABS

					М.А.А.Г.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Датчик швидкості обертання колеса. Індуктивний колісний датчик швидкості обертання забезпечує електронний блок управління (ECU) необхідною інформацією про швидкість обертання колеса.

Блок ECU з LSI. Блок ECU для чотирьохканальної системи приймає, фільтрує і підсилює сигнали від датчика швидкості обертання колеса перед їх використанням для визначення ковзання і прискорення колеса.

Вхідний блок. Складається з фільтра низьких частот і вхідного підсилювача.

Цифровий контролер. Складається з двох ідентичних взаємно незалежних цифрових LSI. Ці специфічні для автомобіля прилади, працюють паралельно, обробляючи інформацію, що надходить від двох коліс і проводять логічні обчислення.

Логіка контролера перетворює сигнали управління в позиційні команди для соленоїдних клапанів.

Послідовний інтерфейс, приєднаний до вхідного каскаду логічного пристрою і логіки контролера за допомогою каналу передачі даних, підтримує зв'язок і передачу даних між двома цифровими LSI.

Ще один функціональний блок містить схему управління для забезпечення розпізнавання помилок і аналізу. Як тільки в ECU з'являється несправність сігнальна лампочка інформує водія автомобіля про те, що система АБС більше не функціонує. Однак гальмівна система зберігає повну працездатність навіть тоді, коли система АБС вимкнена.

4.5. Визначення гальмівних властивостей автомобіля

Гальмівні властивості оцінюються довжиною гальмівного шляху автомобіля, величиною максимального сповільнення при гальмуванні або величиною гальмівної сили, що розвивається гальмами автомобіля. Гальмівний шлях – це відстань, яку проходить автомобіль з моменту початку натискання на педаль гальма до повної зупинки автомобіля. Теоретичний гальмівний шлях – автомобіля з гальмами на всіх колесах визначається за формулою:

$$S_{\Gamma} = \frac{V^2}{254 \varphi \cdot \cos \alpha \pm \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.1)$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

де V – початкова швидкість руху транспортного засобу, км/год;

α - кут позовжнього ухилу дороги в градусах;

φ - коефіцієнт щеплення;

Зупиночний шлях – являє собою відстань, на якій може бути зупинений автомобіль в експлуатаційних умовах

$$S_3 = (t + t_1) \frac{V}{3.6} + \frac{KeV^2}{254\varphi \cos \alpha \pm tg \alpha}, \quad (4.2)$$

де t – час реакції водія, що залежить від його досвіду, індивідуальних особливостей і втоми (зазвичай коливається від 0,4 до 1,2 с. для розрахунків приймається рівним 0,8 с.);

t_1 – час зростання гальмівного зусилля, включаючи час затримки дії гальмівного приводу і час зростання зусилля гальмування або в загальному час спрацювання гальм (складає в середньому для гальм з гідроприводом – 0,2 с, для гальм з пневмоприводом – 0,6 с).

При $\alpha = 0 \rightarrow \cos 0 = 1; tg 0 = 0$ формула набуває виду:

$$S_3 = (t + t_1) \frac{V}{3.6} + \frac{KeV^2}{254\varphi}, \quad (4.3)$$

де Ke – коефіцієнт експлуатаційного стану гальм, який враховує невідповідність гальмівних зусиль на колесах і щіпної маси, що на них припадає, або в загальному - коефіцієнт експлуатаційних умов (залежить від конструктивних параметрів гальм, від величини корисного навантаження і технічного стану гальмівних механізмів:

- на сухих дорогах коливається в межах 1,1-2,0;
- на дорогах з коефіцієнтом зчеплення нижче 0,3 враховує лише неоднорідність гальмування окремих коліс і приймається рівним 1,1-1,2);

Ефективність гальмування оцінюється за гальмівним шляхом і величиною сповільнення.

Визначимо гальмівні властивості проектного автомобіля задавшись такими даними:

$$t, c = 0,8; t_1, c = 0,2; \varphi_1 = 0,8; \varphi_2 = 0,5; \varphi_3 = 0,2;$$

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$V_1=25$ км/год; $V_2=50$ км/год; $V_3=100$ км/год;

$K_{e1}=1,32$; $K_{e2}=1$; $K_{e3}=1$;

Дані обчислюємо за допомогою Microsoft Excel та результати заносимо до таблиці.

Будуємо графіки гальмівних властивостей автомобіля (рис.4.4).

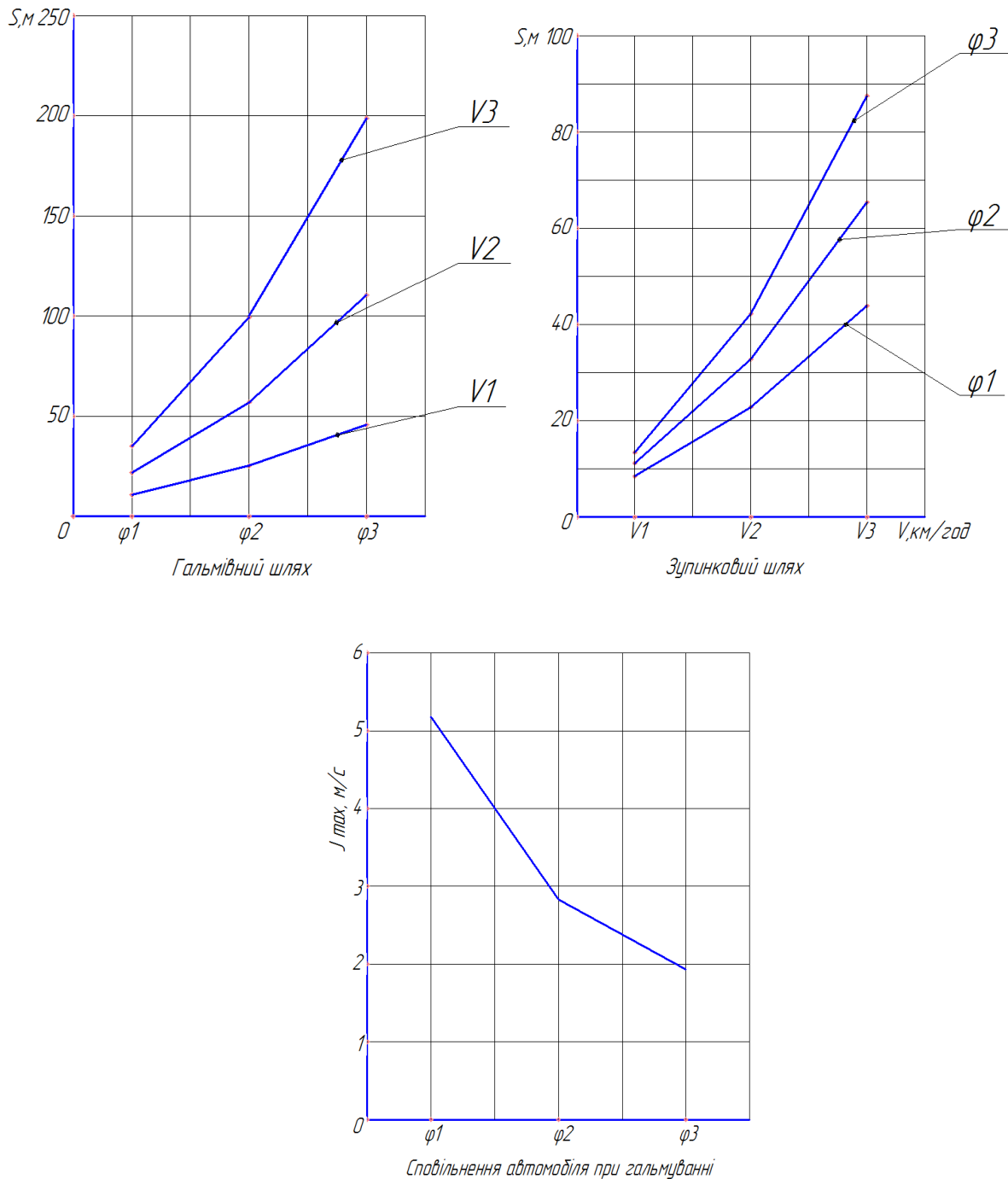


Рис.4.4. Графіки гальмівних властивостей автомобіля

4.6. Розрахунок дискових гальмівних механізмів

Залежність гальмівного моменту, що розвивається однодисковим механізмом, від прижимної сили P_s може бути виражена наступною формулою:

$$M_\tau = 2\mu \cdot F_s \cdot r_s = 2 \cdot 0.33 \cdot 9437 \cdot 0.089 = 554 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.4)$$

де r_s , м - середній радіус прикладання сил тертя.

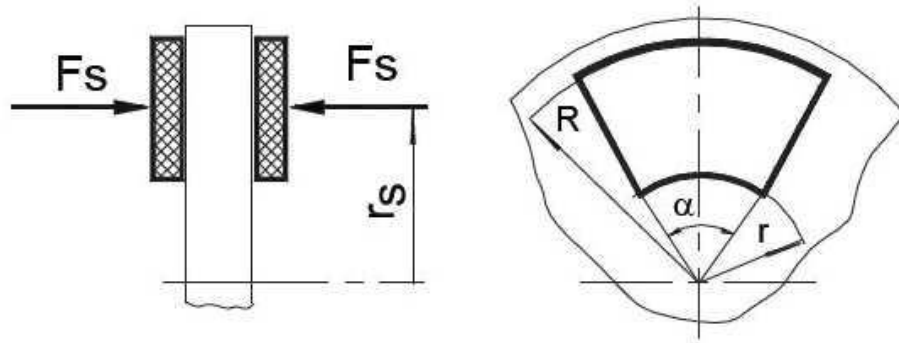


Рис.4.5. Розрахункова схема дискового гальмівного механізму

Радіус r_s може бути визначений як:

$$r_s = \frac{R + r}{2} = \frac{110 + 68}{2} = 89 \text{ мм}, \quad (4.5)$$

де R і r - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гальмівної накладки.

4.7. Питоме навантаження на гальмівні накладки

Питоме навантаження на гальмівні накладки розраховується за формулою:

$$q = \frac{G_a}{\sum F^n} = \frac{14437.5}{13020} = 1.1 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, \quad (4.6)$$

де G_a , Н - повна вага автомобіля; $\sum F^n$, м^2 - сумарна площа гальмівних накладок всіх механізмів робочої гальмівної системи.

В залежності від матеріалу і типу автомобіля величина q не повинна перевищувати 0,12 ... 0,5 МПа. Великі значення відносяться до вантажних автомобілів і дискових гальмівних механізмів.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

4.8. Питома робота тертя

Питома робота тертя гальмівного механізму і-ої осі транспортного засобу визначається як відношення кінетичної енергії автомобіля, що припадає на відповідне колесо, при гальмуванні з максимальною швидкістю до площі гальмівної накладки:

$$L_i = \frac{m_i V_{\max}^2}{2F_i^{\text{нак}}} = \frac{Rz_i V_{\max}^2}{2gF_i^{\text{нак}}} = \frac{9437 \cdot 50^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 6510 \cdot 10^{-6}} = 18,44 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2} \quad (5.7)$$

де m_i , кг - маса автомобіля, що припадає на колесо;

$V_{\max}$, м/с- початкова швидкість при гальмуванні;

$F_i^{\text{нак}}$ м² - площа гальмівних накладок і-го гальмівного механізму.

Значення L для найбільш навантаженого механізму повинно знаходитися в межах 10 .. 20 МДж / м².

4.9. Нагрівання гальмівного диска за одне гальмування

Нагрівання гальмівного диска або гальмівного барабана за одне гальмування визначається як відношення кінетичної енергії автомобіля, що припадає на відповідне колесо, при гальмуванні з максимальної швидкості до кількості теплоти, необхідного для нагрівання диска або барабана масою Q_m .

$$\Delta t_i = \frac{m_i V_{\max}^2}{2Q_{mi}C} = \frac{736 \cdot 50^2}{2gF_i^{\text{нак}}} = \frac{9437 \cdot 50^2}{2 \cdot 6 \cdot 500} = 307 \text{ K} = 34^\circ\text{C} \quad (4.8)$$

де C - теплоємність матеріалу диска або барабана, рівна 500 Дж / кгК для чугуна і 460 Дж / кгК для сталі.

Нагрівання гальмівного диска або барабана за одне гальмування не повинен перевищувати 80 ° С. Початкова швидкість гальмування для автомобілів класу N2 = 50 км/год.

4.10. Питома навантаження в контакті пари тертя

Враховуючи, що в контакті пари тертя «накладка-барабан» або «накладка-диск» є просковзування, фрикційний матеріал перевіряється на питоме навантаження в контакті пари тертя. Її величина визначається як:

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$q_s = \frac{F_s}{F_{\text{нак}}} = \frac{9437}{6510 \cdot 10^{-6}} = 1.45 \text{ МПа} \quad (4.9)$$

де F_s , H - сила, з якою накладка притискається до поверхні тертя.

Значення q_s повинно бути не більше 2 МПа для барабанних гальмівних механізмів і не більше 5 МПа для дискових.

4.11. Задній гальмівний механізм

Для забезпечення ефективної роботи гальмівної системи граничне значення моменту тертя гальмівного механізму $M_{\text{тр}}$ повинно відповідати значенню гальмівного моменту на колесі автомобіля M_{τ} .

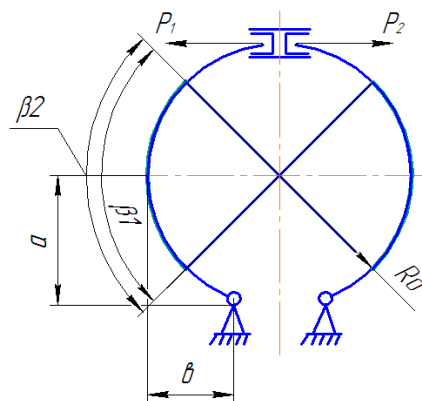


Рис.4.6. Схема заднього гальмівного механізму

Гальмівний момент на колесі автомобіля дорівнює:

$$M\tau_1 = Z_{\tau 1} r_g \varphi_{\text{розр}} = 9437 \cdot 0,364 \cdot 0,6 = 2061 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (4.10)$$

$$M\tau_2 = Z_{\tau 2} r_g \varphi_{\text{розр}} = 7225 \cdot 0,364 \cdot 0,6 = 1577,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де Z_{τ} – вертикальна реакція опорної поверхні, Н

r_g – динамічний радіус колеса; м;

$\varphi_{\text{розр}} = 0,6$ – розрахункове значення коефіцієнту зчеплення.

$$\varphi_{\text{розр}} = \frac{K_{\tau}(a-b)}{(K_{\tau}+1)h_g} = \frac{0,9(1,409-1,207)}{(0,9+1)1,1} \approx 0,64 \quad (4.11)$$

де a, b – відповідно відстань від вертикалі центру мас автомобіля до осей коліс передньої і задньої осей ($a \approx b \approx 0,8 R_6 = 125 \cdot 0,8 = 100$ мм);

h_g - висота центру мас автомобіля; м;

$K_{\tau} = \frac{K_{\tau 1}}{K_{\tau 2}}$ - коефіцієнти розподілу гальмівних сил (при $a=b$).

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Значення a , b і h_g визначені при виконанні тягового розрахунку автомобіля.

Значення реакцій опорної поверхні до коліс передньої $Z_{\tau 1}$ і задньої осі $Z_{\tau 2}$ визначаються із виразів:

$$Z_{\tau 1} = \frac{G_a}{2} \left(\frac{b + \varphi_{\text{роздр}} h_g}{L} \right) = \frac{4250}{2} \left(\frac{2,616 + 0,6 \cdot 1,1}{4,025} \right) = 9437 \text{ Н}; \quad (4.12)$$

$$Z_{\tau 2} = \frac{G_a}{2} \left(\frac{b + \varphi_{\text{роздр}} h_g}{L} \right) = \frac{4250}{2} \left(\frac{1,409 - 0,6 \cdot 1,1}{4,025} \right) = 7225 \text{ Н}$$

де G_a – повна вага автомобіля, Н ;

L – повздовжня база автомобіля, м.

Гальмовий момент задніх коліс в разі гальмування їх стоянковим гальмом дорівнює:

$$\begin{aligned} M_{\tau}' &= \frac{G_a}{L} (h_g \sin \alpha + a \cos \alpha) \varphi_{\text{роздр}} r_g = \\ &= \frac{41250}{4,025} (1,1 \cdot \sin 31^\circ + a \cos 31^\circ) 0,6 \cdot 0,364 = 3970,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned} \quad (4.13)$$

де α – кут ухилу дороги, який відповідає ухилу:

31% - для вантажних автомобілів і автопоїздів у спорядженому стані.

Момент тертя $M_{\text{тер}}$ гальмівного механізму, необхідний для гальмування автомобіля, визначають залежно від типу і схеми гальмівного механізму.

Визначення сили P , яка здійснює притискання гальмівних колодок до барабанів (дисків), виконується при порівнянні значень гальмівного моменту на колесі автомобіля M_{τ} і моменту тертя, який повинен бути створений в гальмівному механізмі $M_{\text{тер}}$. Чисельне значення сили P є вихідним для розрахунку гальмівного приводу.

Приймаємо $\beta_1 = 120^\circ = \beta_2 = 120^\circ$.

$$\begin{aligned} M_{mp} &= \mu h R_{\phi} \frac{2Pa}{a^2 - \mu^2 \varrho^2} \Rightarrow Pa = \frac{M_{mp} (a^2 - \mu^2 \varrho^2)}{2 \mu h R_{\phi}} = \\ &= \frac{1577,9 (0,1^2 - 0,33^2 \cdot 0,1^2)}{2 \cdot 0,33 \cdot 0,2 \cdot 0,125} = 0,852 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (5.14)$$

4.12. Гальмівний привід

Для робочої гальмівної системи переважними є два види приводів – гідравлічний і пневматичний, в меншій мірі використовуються механічні і комбіновані приводи.

Обираємо гідравлічний привод, який відрізняється високою швидкістю, простотою конструкції, малими габаритними розмірами, малою масою і вартістю.

Кінематичне U_k і силове U_p числа гальмового приводу визначаються за виразами:

$$U_k = \frac{S_n}{\sum S_k} = \frac{90}{5} = 18; \quad U_p = \frac{\sum P_{ГМ}}{P_{пед}}, \quad (4.15)$$

де S_n – робочий хід педалі або важелів гальма (для вантажних автомобілів $S_n = 80 \dots 100$ мм; для легкових - $S_n = 70 \dots 75$ мм);

$\sum S_k$ - сумарне переміщення кінців колодок у місці їх з'єднання з поршнями або розтискними кулаками ($\sum S_k = 3 \dots 6$ мм);

$P_{пед}$ – сила натискання на гальмову педаль під час гальмування автомобіля;

$\sum P_{ГМ}$ – сумарне зусилля натискання на кінці колодних поршнів або розтискних кулаків.

Силове передаточне число гальмівного приводу u_p визначається за умови рівності тисків, які виникають від сили $P_{пед}$ натискання на гальмівну педаль (при гідравлічному приводі) або від сили тиску повітря (при пневматичному приводі) і сил, які розтискають колодки гальмівного механізму

Для гідравлічного гальмівного приводу :

$$u_p = \frac{d_{пц}^2}{d_{гц}^2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{\eta_{пр}} = \frac{82^2}{21^2} \cdot \frac{310}{100} \cdot \frac{1}{0,96} = 51,6 \quad (4.16)$$

де $d_{пц} = 21$ мм – діаметр робочого гальмівного циліндра;

$d_{гц} = 82$ мм – діаметр головного гальмівного циліндра;

$\eta_{пр} = 0,96$ – ККД гідравлічного гальмівного приводу;

$u_z = \frac{d_{пц}^2}{d_{гц}^2}$ – передаточне число гідравлічної частини приводу;

$\frac{a}{b} = u_m$ – передаточне число механічної частини приводу.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Згідно діючих нормативів силове передаточне число гідравлічного приводу повинно дорівнювати для вантажних автомобілів $u_p=50\dots60$

Середні значення тиску робочої рідини в системі гідравлічного гальмівного приводу $P_{pp}=2\dots3$ МПа, а в умовах аварійного гальмування – $P_{pp}=7\dots10$ МПа.

Для загальмовування автомобіля водій повинен прикласти до педалі автомобіля зусилля P_{ned} :

$$P_{ned} = \frac{\Sigma P \tau}{u_p \cdot \eta_{np}} = \frac{4 \cdot 852}{51,6 \cdot 0,96} = 70, \quad (4.17)$$

де $\Sigma P \tau$ - сумарна гальмівна сила, яка діє на колеса автомобіля.

Під час робочого гальмування згідно діючих нормативів $P_{ned} \leq 100\dots150$ Н, а аварійного гальмування $P_{ned} \leq 500$ Н.

Висновок: При використанні гідроприводу він завжди виконується двоконтурним, причому працездатність одного контуру не залежить від стану іншого. При такій схемі при одиничній несправності виходить з ладу не весь привід, а лише несправний контур

РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ (АЛЬТЕРНАТИВНИХ) ВИДІВ ПАЛИВА

5.1. Альтернативні види палива для транспортних засобів

Тривалий час світовим паливно-енергетичним комплексом використовувалися енергоносії переважно нафтового походження. Однак в останні роки намітилася тенденція до зниження ролі нафти і нафтопродуктів у світовій економіці, що показує світова динаміка споживання первинної енергії. Якщо в 1979 році на долю нафти приходилося близько 50 % усіх споживаних енергоносіїв, то в даний час її частка складає лише близько 35 % і її відносне споживання продовжує неухильно скорочуватися. Це пояснюється зниженням темпів росту видобутку нафти, викликаним виробленням великих родовищ, незначним введенням в експлуатацію нових родовищ, помітним скороченням інвестицій у пошуково-розвідувальні роботи. Поряд зі зменшенням світових запасів нафти спостерігається тенденція повсюдного підвищення цін на нафту і нафтові палива. Усе це створює передумови до більш широкого використання інших енергетичних ресурсів.

Тенденція розвитку світового і вітчизняного автомобільного парку призводить до необхідності збільшення виробництва моторних палив. Таким чином, нафтопереробна промисловість розвивається в напрямку збільшення вироблення світлих нафтопродуктів (бензинів, керосинів, дизельних і реактивних палив).

Безперебійну і мобільну роботу ДВЗ в умовах дефіциту того або іншого виду палива дозволяє забезпечити розробка і впровадження так званих «багатопаливних» двигунів, що працюють на різних нафтових паливах, а також заміна нафтових палив альтернативними. В наслідок зазначених вище факторів перехід частини вітчизняного автомобільного парку на палива, одержувані з альтернативних сировинних ресурсів, стає неминучим.

Один з радикальних шляхів зниження споживання рідкого палива полягає в розширенні використання нетрадиційних (альтернативних) енергоносіїв і палив на їхній основі, створенні й експлуатації енергосилових установок

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

автотранспорту, призначених для роботи на них, що багато в чому вирішує екологічну проблему транспортної енергетики.

Аналіз світових і вітчизняних розробок показав, що альтернативні палива можуть бути підрозділені на комерційні (що застосовуються в даний час і мають подальшу перспективу їхнього використання), перспективні і проблемні. До першої групи відноситься компримірований стиснутий природний газ (метан), газ зріджений нафтовий (пропан-бутанова суміш), спирти як добавки до бензинів. До другої групи – зріджений природний газ (метан), водень, спиртові палива, біогаз. До третьої групи – водобензинові емульсії, етери, металосуспензії.

Альтернативне паливо – це рідке та газове паливо, яке є альтернативою (заміною) відповідним традиційним видам палива і яке виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини, згідно з Законом України.

Паливо визначається альтернативним, якщо воно:

– повністю виготовлене (видобуте) з нетрадиційних джерел і видів енергетичної сировини або є сумішшю альтернативного і традиційного видів палива в пропорціях, встановлених відповідно до державних стандартів;

– виготовлене (видобуте) з нафтових, газових, нафтогазоконденсатних родовищ непромислового значення, вичерпаних родовищ, з важких сортів нафти тощо і за своїми ознаками відрізняється від вимог до традиційного виду палива.

Досвід закордонних країн, а також накопичений у нашій країні показує, що впровадження альтернативних палив досить тривалий процес і варто починати його поступово, відпрацьовуючи окремі технології на базі пілотних проектів. До дійсного часу у світі найбільш успішно реалізуються пілотні проекти по використанню природного газу, водню і біопалива.

Найбільш перспективними альтернативними видами палива для автомобільного та інших видів транспорту на сьогодні є: – біоетанол, біодизельне паливо та біометанол. У найближчій перспективі можуть стати:

– синтетичні бензини і дизельне паливо.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

У майбутньому можна очікувати на широке використання:

– водню й енергетичних установок із паливними елементами.

Для зменшення обсягу імпорту нафти та нафтопродуктів, доцільно організувати виробництво паливного спирту, який можна використовувати як добавку до світлих нафтопродуктів. Одним із найперспективніших альтернативних палив, яке у великій кількості можна виробляти та використовувати в Україні, є біоетанол. Наявних виробничих потужностей державних спиртових заводів достатньо для виготовлення 110 тис. тонн біоетанолу на рік.

Потенціал щорічного виробництва біоетанолу за наявною сировинною базою (меляса, кукурудза, зернові культури) згідно з оцінкою фахівців концерну «Укрспирт» сягає 2 млн тонн, що дозволить в перспективі замінити до 40 % обсягів бензину, що споживають в Україні. Євросоюз у своїх офіційних документах розглядає Україну як потенційного експортера біоетанолу до країн Європи.

Біоетанол як альтернативне паливо, безумовно, має багато переваг порівняно з традиційним паливом. Зокрема, головною екологічною перевагою використання біоетанолу в складі сумішевих бензинів є можливість виключення застосування високотоксичних металовмісних антидетонаційних присадок та метилтретбутилового етеру (МТБЕ). Але при використанні біоетанолу виникає низка специфічних питань. Одне з них – це необхідність адаптації транспортних засобів для нормальної роботи на паливних сумішах з високим вмістом біоетанолу. Біоетанол за своїми фізико-хімічними властивостями суттєво відрізняється від бензину (має нижчу теплоту згоряння, але більшу детонаційну стійкість та корозійність), і при концентрації більше 12% може негативно вплинути на роботу двигуна.

При застосуванні біоетанолу в складі палива виникає питання гарантійного обслуговування автомобіля. Очевидно, що виробники не можуть дати гарантію на технічну справність автомобіля, який не пристосований до експлуатації на бензоспиртовій суміші. Про це попереджають споживачів-власників бензинових автомобілів записами в настановах з експлуатації автомобілів.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Біодизельне паливо є найбільш економічним з альтернативних палив для виробництва. Воно є цілком сумісним з існуючими двигунами транспортних засобів і комерційних паливних систем розподілу і споживання. Виробляється зі суміші рослинної олії та метанолу. Значний інтерес викликають олії, отримані з ріпаку, соняшнику, сої, льону та продукти їх переробки.

Теплота згоряння рослинних олій близька до теплоти згоряння традиційних дизельних палив. Їх можна використовувати для спалювання в дизелях у вихідному виді або після спеціальної хімічної обробки, а також у суміші з нафтовими й альтернативними паливами. Основним компонентом рослинних олій є жирні кислоти, що представляють собою високомолекулярні сполуки які містять кисень, з вуглеводною основою. Тому всі рослинні олії є пальними і можуть застосовуватися як моторні палива. Низька випаровуваність і висока в'язкість рослинних олій виключає їхнє використання в бензинових двигунах. Але вони можуть успішно застосовуватися як паливо для дизельних двигунів. Цьому сприяють порівняно невисока термічна стабільність рослинних олій і прийнятна температура їхнього самозапалювання, що становить 280–320 °С, що лише трохи перевищує температуру самозапалювання дизельних палив (230–300 °С). При цьому цетанове число ЦЧ різних рослинних олій змінюється в межах від 33 до 50 одиниць, що порівняно з ЦЧ дизельних палив (40–55).

Найбільш перспективним для використання як паливо для дизелів є біодизель на основі ріпакової олії (метиловий або етиловий етери ріпакової олії). Останні, у свою чергу, використовуються або як самостійне біопаливо, або як сумішове (у суміші з дизельним паливом). Метиловий етер ріпакової олії одержують в результаті прямої переестерифікації жирних кислот ріпакової олії з метиловим спиртом (метанолом) у присутності каталізатора – гідроксиду калію – їдкого калію. При переестерифікації 1040 кг ріпакової олії і 144 кг метанолу одержують 1 т метилового етеру ріпакової олії і близько 200 кг гліцерину. При переробці насіння ріпаку одержують також ріпаковий шрот (макуха), що є високобілковим концентратом для годівлі сільськогосподарських тварин. Він не уступає соєвому і соняшниковому шротам і містить до 40 % протеїну і 8–11 % жиру.

Україна має дуже перспективну сировинну базу для виробництва біодизельного палива. Заплановано в ході розширення посівів ріпаку отримання

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

9,0 млн. т ріпакового насіння, що може забезпечити отримання майже 3,0 млн. т біодизельного палива (75 % річної потреби агропромислового комплексу держави). Завдяки здатності ріпака пристосовуватись до різних агрокліматичних умов, посівні площі під нього можна значно збільшити, але майже весь врожай ріпаку експортується до країн ЄС, оскільки в Україні виробництво біодизельного палива без належної фінансово-економічної стимуляції виробників і споживачів є збитковим (собівартість складає 10–12 грн/л).

Висновок: таким чином, альтернативні палива з підвищеним вмістом водню (природний газ, спиртові палива, а також композитні палива з використанням спиртових палив і водню як додаткові енергоносії) є в даний час і на найближчий період ефективними заміниками нафтових палив, що забезпечують не тільки зниження споживання нафтових палив, але й одночасне підвищення екологічної безпеки енергоустановок.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

ВИСНОВКИ

В ході виконання бакалаврської роботи на тему: «Проект вантажного автомобіля з удосконаленням гальмівної системи » можемо зробити наступні висновки:

Було проведено огляд існуючих конструкцій гальмівних систем автомобілів та розроблено пропозиції щодо удосконалення конструкції гальмівної системи вантажного автомобіля. Гальмівна система є важливою складовою частиною будь-якого транспортного засобу, а особливо вантажних автомобілів, де безпека та ефективність гальмування є критичними факторами.

В процесі аналізу існуючих видів гальмівних систем було виявлено деякі недоліки в їх конструкції і функціональності гальмівної системи вантажного автомобіля.

Існуючі гальмівні механізми не забезпечують достатньо швидку та надійну зупинку автомобіля, особливо при великих навантаженнях або на нерівних дорогах.

Елементи гальмівної системи зазнають зносу та вимагають часткої заміни, що призводить до збільшення витрат на обслуговування транспортного засобу.

Для спроектованого автомобіля, була обрана схема ABS 2E системи Bosch з гідромеханізмом, що дає можливість забезпечити 50% гальмівну ефективність при виході одного з контурів і можливість забезпечити стійкість і керованість автомобіля.

Було виконано проектне рішення передніх та задніх гальм.

Розглянуто альтернативні види палива. Досліджено, що альтернативні палива з підвищеним вмістом водню (природний газ, спиртові палива, а також композитні палива з використанням спиртових палив і водню як додаткові енергоносії) є в даний час і на найближчий період ефективними заміниками нафтових палив, що забезпечують не тільки зниження споживання нафтових палив, але й одночасне підвищення екологічної безпеки енергоустановок.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кисликов В.Ф. Будова і експлуатація автомобілів: підручник. // В.Ф. Кисликов, В.В. Лущик. – К. : Либідь, 1999. – 400 с.
2. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник // В.І. Сирота. – К.: Аристей, 2005. – 280 с.
3. Сирота В.І. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. // Сирота В.І., Сахно В.П. – К.: Аристей, 2007. – 288 с. reinelt.de/papers/KlierRR_2004_Convergence.pdf.
4. Марціяш, О. М. Визначення характеристик кермового керування з гідропідсилювачем [Текст] // О. М. Марціяш // Наукові нотатки. – 2013. – № 41-2. – С. 74–77.
5. Литвинов А.С. Дослідження кінематики рульового управління з урахуванням кінематики передньої підвіски // А.С. Литвинов, Ю.М. Немцов, С.А. Тимофєєв // Автомобільна промисловість. - 2010. - №1. - С. 11-13.
6. Канарчук В.Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів //В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигиринець. - Підручник. - К.: Вища шк., 1994. - (У 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи: Технологія. – 342 с; Кн. 2: Організація, планування і управління. - 383 с; Кн. 3: Ремонт автотранспортних засобів. - 599 с.
7. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. - К.: Мінтранс України, 1998. -16 с.
8. Форнальчик Є.Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів // Є.О.Форнальчик, М.С.Олісевич, О.Л.Мастикаш, Р.А. Пельо: Навчальний посібник. - Львів: Афіша, 2004.-492 с.
9. Боровських Ю.І. Будова автомобілів // Ю.І. Боровських, Ю.В. Ковальов, К.А. Морозов – К., 1991.- 245с.
10. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів // В.Ф. Кисляков В.Ф., В.В. Лущик В.В. – К.;, 1995. – 278с.:
11. Чорних В.В. Оптимізація конструктивних параметрів підвіски керованого колеса легкового автомобіля // Проблеми машинобудування та надійності машин // В.В. Чорних, О.М.Макеєв.- 2000. - №3. - С.9-15.

					МАОГ.482 133.022-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

12. Опанасюк Є.Г. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі».- Житомир: ЖДТУ.-2004.-73 с.
13. Захарчук В.І. Розрахунок механізмів двигунів внутрішнього згоряння. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування з курсу «Автомобільні двигуни». - Луцьк: ЛІІ. - 1997. - 53 с.
14. Захарчук В.І. «Автомобільні двигуни». Програма курсу та методичні вказівки до виконання контрольної роботи. - Луцьк: ЛДТУ. - 2001. - 30 с.
15. Renewables Information (2010 Edition).IEA
16. IEA 2008, <http://www.iea.org>
17. Закон України “Про альтернативні види палива”
<http://zakon.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=1391-14>
18. Food and Agricultural Organization of the United Nations
<http://www.fao.org/docrep/007/j4504e/j4504e07.htm>
19. Інтернет сайт Міжнародного Енергетичного Агентства з питань спалювання біомаси та сумісного спалювання «IEA Bioenergy Task 32»
<http://www.ieabcc.nl/>
20. The handbook of biomass combustion and co-firing/edited by Sjaak van
21. Leckner B., Karlsson M. Gaseous emissions from circulating fluidised bed combustion of wood // Biomass and Bioenergy, – V. 4, № 5, – P. 379– 389, – 1993.
22. Kilpinen P. Kinetic modelling of gas-phase nitrogen reactions in advanced combustion processes // Report 92–7, PhD thesis, Abo Akademy University, Abo, Finland, 1992.
23. Obernberger I., Biedermann F., Kohlbach W. FRACTIO – Fraktionierte Schwermetallabscheidung in Biomasseheizwerken, annual report for a research project funded by the ITF and the Bund-Bundesländerkooperation, Institute of Chemical Engineering, Graz University of Technology, Austria, 1995.
24. Schmidt A., Zschet A., Hantsch-Linhart W. Analysen von biogenen Brennstoffen, Endbericht zum gleichnamigen Forschungsprojekt, Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst (ed.), Vienna, Austria, 1994.
25. Посібник з моніторингу полігонів твердих побутових відходів – Донецьк: Тасіс. – 2004. – 291 с.