

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»

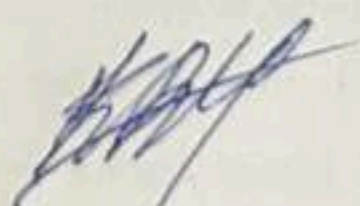
на тему: «Удосконалення конструкції вантажного автомобіля-самоскида з
антиблокувальною системою ABS»

Виконав студент групи ААГ-21:



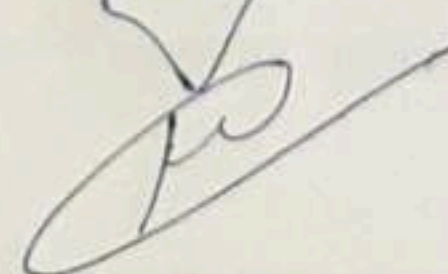
Іван ДЕМУС

Керівник роботи:



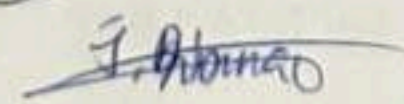
Руслана КОЛОДНИЦЬКА

Зав. каф. А і ТТ



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент



Іван ВІТЮК

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
ШУМЛЯКІВЕЬКИЙ

« 17 » 04 2023р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр

Демус Іван Олександрович

1.Тема роботи: «Удосконалення конструкції вантажного автомобіля-самоскида з антиблокувальною системою ABS» затверджена наказом вищого навчального закладу від « 17 » 04 2023 року № 146

Керівник роботи: Руслана КОЛОДНИЦЬКА.

2. Строк подання студентом завершеної роботи 19 червня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: нормативно-правові документи, антиблокувальна система вантажних автомобілів, характеристика автопідприємства.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ. Призначення, будова і типи автомобілів-самоскидів. Вибір основних технічних рішень і визначення параметрів вантажного автомобіля. Конструкторська розробка. Охорона праці. Список використаної літератури. Додатки.

5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) – 12 слайдів.

Дата видачі завдання « 06 » лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Призначення, будова і типи автомобілів-самоскидів	20.02.2023	Виконано
2.	Вибір основних технічних рішень і визначення параметрів вантажного автомобіля	12.03.2023	Вик.
3.	Конструкторська розробка	28.03.2023	Вик.
4.	Охорона праці	15.04.2023	Вик.
5.	Оформлення літературних джерел	29.05.2023	Вик.
6.	Оформлення пояснювальної записки	10.06.2023	Вик.
7.	Рецензування	12.06.2023	Вик.
8.	Попередній захист	14.06.2023	Вик.
9.	Захист	12-30.06.2023	Вик.

Студент



Іван ДЕМУС

Керівник роботи



Руслана
КОЛОДНИЦЬКА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, БУДОВА І ТИПИ АВТОМОБІЛІВ-САМОСКИДІВ.....	6
1.1. Розгляд та класифікація автомобілів-самоскидів.....	6
РОЗДІЛ 2. ВИБІР ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ.....	9
2.1. Огляд існуючих конструкцій.....	11
2.2. Патентоогляд основних конструкцій.....	17
2.3. Основне обґрунтування і вибір технічних рішень.....	19
2.4. Визначення основних параметрів автомобіля і його механізмів.....	20
2.5. Синтез структури і розробка кінематичної схеми трансмісії.....	26
2.6. Оцінка тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля.....	30
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА.....	34
3.1. Розробка загального вигляду автомобіля.....	34
3.2. Вибір та установка спеціальних механізмів на автомобілі.....	36
3.3. Конструкція, принцип дії механізмів і систем, що розробляються.....	38
3.4. Математичне моделювання і визначення основних параметрів проєктованого механізму (системи).....	42
3.5. Оцінка надійності і довговічності основних деталей.....	58
ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	60

					МААГ.482131.004-00 ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Демус І.О.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.		Колодницька Р.В.					
Реценз.						2	60
Н. Контр.						Група ААГ-21	
Затверд.		Шумляківський В.П.					

ВСТУП

Транспортна система – комплекс різних видів транспорту, які знаходяться в взаємозв'язку при виконанні перевезення. Поняття «Єдина транспортна система» вказує на соціально-економічне єдинство всіх видів транспорту цілої країни.

До єдиної транспортної системи належать такі види транспорту: залізничний, водний, автомобільний, повітряний, трубопровідний.

Транспорт забезпечує виробничо-економічні зв'язки різних галузей народного господарства. Він відіграє важливу роль в економічному і культурному розвитку людей, в економічних зв'язках з закордонними країнами.

Транспорту належить важлива роль в процесі загального виробництва, так як він займається перевезенням матеріалів, напівготової і готової продукції. Транспорт забезпечує також зв'язок між сільським господарством і промисловістю та окремими підприємствами. Транспортна промисловість або транспорт. Має ряд особливостей які значно відрізняють його від інших галузей матеріального виробництва. Виробничим процесом транспортної промисловості є процес переміщення вантажів і пасажирів, в часі і просторі. Транспортна промисловість не потребує виготовлення або перероблення сировини. Матеріальні блага у вигляді визначеної продукції в промисловості і сільському господарстві, транспорт переміщує від місця виробництва до місця споживання не змінюючи продукції.

Продукцією транспортної промисловості являється теж переміщення вантажів і пасажирів в часі і просторі. Таким чином виробничий процес і продукція транспортної промисловості співпадають.

Витрати на переміщення вантажів називаються транспортними витратами. В кінцевому випадку транспортні витрати збільшують вартість продукції. Транспортні витрати є четвертою складовою вартості продукції (після сировини, пального, заробітної плати).

Важливу роль в переміщенні вантажів відіграє швидкість доставки від відправника до одержувача. Підвищення швидкості доставки – важливий фактор для покращення продуктивності.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, БУДОВА І ТИПИ АВТОМОБІЛІВ-САМОСКИДІВ

1.1. Розгляд та класифікація автомобілів-самоскидів

Автомобіль–самоскид – це спеціалізований вантажний автомобіль, призначений для масових перевезень насипних (або пакетних) вантажів.

Вантажі, що перевозяться автомобілями–самоскидами:

1. Будівельні, промислові і побутові (асфальто–бетон, бетон, пісок, гравій, щебінь, глина, земля, вугілля, цемент, будівельне сміття, камінь, крейда, шлак (гранульований, доменний), сніг, сміття (вуличне, побутове);

2. Сільськогосподарські (пшениця, ячмінь, овес, кукурудза, картопля, буряк, морква, капуста та інші корнеплоди, торф, мінеральні добрива).

Існують основні типи самоскидів:

- з відкидним кузовом бункерного типу (похиле дно);
- із примусовим розвантаженням (наприклад, шнеком).

Класифікація за основними ознаками:

1) за призначенням: будівельні; сільськогосподарські; кар’єрні; вузько-спеціалізовані (бетоновози, мінераловози та ін.).

2) за вантажопідйомністю: мала (до 2 т); середня (2...6 т); велика (7...14 т); особливо велика (понад 14 т).

3) за типом рухомого складу: автомобіль–самоскид (одиначний без причепа); самоскидний автопоїзд (самоскид–тягач та причіп, два причепа–самоскиди, причіп–самоскид, напівпричіп–самоскид).

4) за відповідністю умовам експлуатації на автомобільних дорогах (дорожні обмеження): адаптовані для експлуатації на всіх видах автомобільних доріг; обмежене використання (наприклад, для доріг, які допускають навантаження на міст не більше 100 кН).

5) за прохідністю: позадорожні (наприклад, самоскиди сімейства БелАЗ); дорожні; підвищеної прохідності.

6) за способом розвантаження платформи: одностороннє назад; одностороннє на бічну сторону; двостороннє на бічні сторони; тристороннє (назад і на бічні сторони).

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

7) за можливістю (адаптованості) роботи з причепом: одиночний самоскид (не адаптований до роботи з причепом); самоскид–тягач (має всі необхідні пристрої для роботи з причепом і запас потужності двигуна).

Найпоширеніші самоскиди першої групи. Для нахилу кузова в основному використовуються гідравлічні телескопічні підйомники. Самоскиди виготовляються на базі серійних шасі вантажопідйомністю 3,5-20 тон; кар'єрні самоскиди мають вантажопідйомність від 20 до 200 т і більше.

Найбільшим представником автопарків різноманітних компаній в Україні є автомобіль КамАЗ- 65115. Геометричні розміри цього автомобіля показані на рис. 1.1, а зовнішній вигляд – на рис. 1.2.

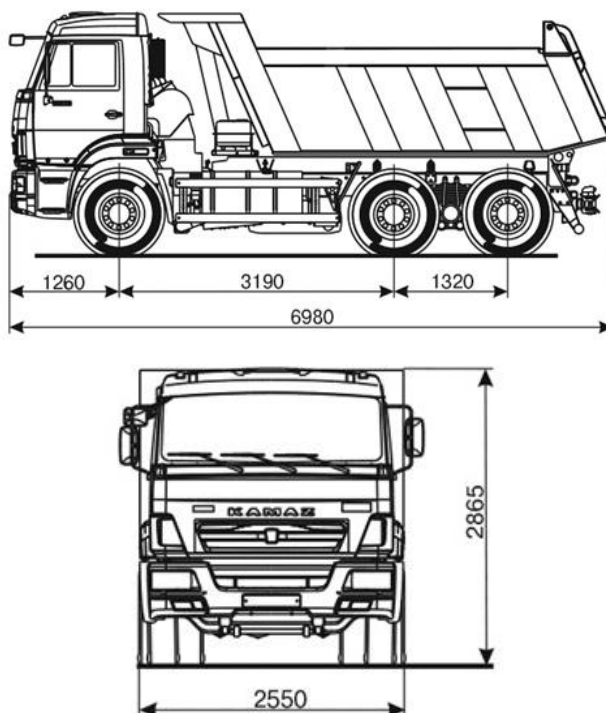


Рис.1.1. Геометричні розміри автомобіля КАМАЗ-65115



Рис.1.2. Зовнішній вигляд автомобіля КамАЗ-65115

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

КАМАЗ-65115 – це сучасний самоскид з багатьма функціями. Це найпоширеніша модель самоскида для перевезення будівельних матеріалів.

Його вантажопідйомність 14,5 т і об'єм кузова 10 м³ є найкращим вибором для будівельних майданчиків. Ці машини оснащені двигунами КАМАЗ і Cummins потужністю 280 і 285 кінських сил, які мають одне з найкращих співвідношень потужності та економічності. Багатоступінчасті коробки передач КАМАЗ і ZF на цих автомобілях забезпечують оптимальні умови їзди дорогами чи бездоріжжям. Ці транспортні засоби дуже ефективні на невеликих відстанях.

Самоскидна установка прямокутного та овального перерізу, оснащена нагрівачем, що запобігає налипанню вантажу.

Другою найпоширенішою моделлю автопарків різноманітних компаній в Україні є автомобіль є КрАЗ-65032 виробництва України. Геометричні розміри цього автомобіля показані на рис. 1.3, а зовнішній вигляд – на рис. 1.4.

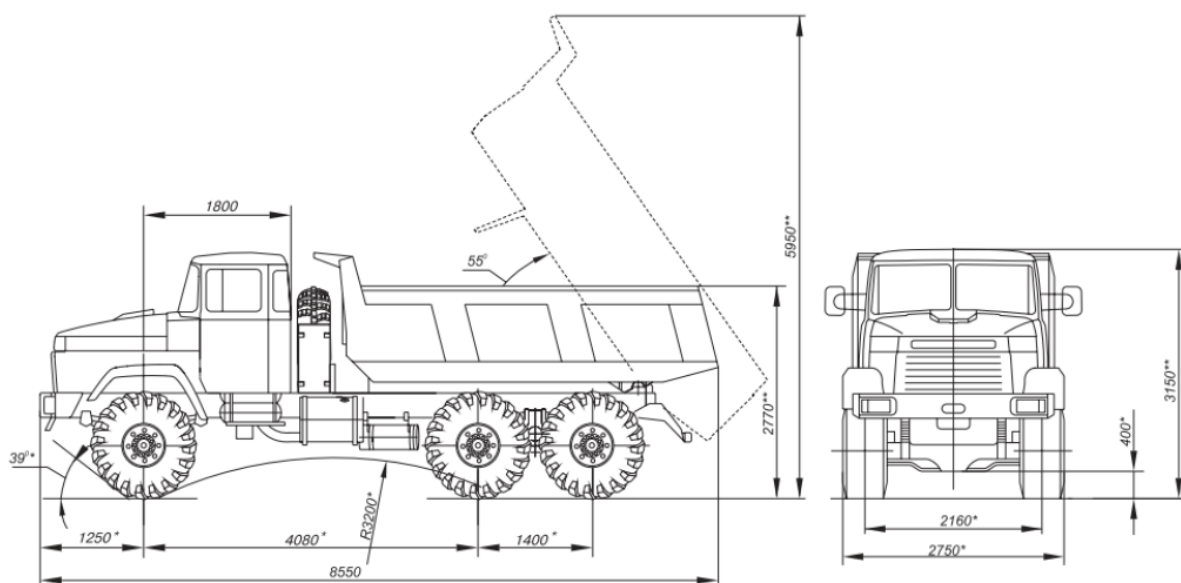


Рис.1.3. Геометричні розміри автомобіля КрАЗ-65032

КрАЗ-65032 – це повнопривідний самоскид, який поєднує в собі чудову їзду по бездоріжжю, відмінну продуктивність і надійність. Дизельні двигуни потужністю 330 к. с. забезпечують високу ефективність. 9-ступінчасті коробки передач адаптують транспортні засоби до конкретних умов експлуатації. Ведучі мости з блокуванням допомагають подолати всі перешкоди.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6



Рис.1.4. Зовнішній вигляд автомобіля КрАЗ-65032

Автомобілі модифікації КрАЗ-65032-061, що використовуються підприємством, призначені для перевезення будівельних насипних і навалочних вантажів по всіх типах доріг, а також по ґрунтових дорогах різного стану. Вантажопідйомність цього транспортного засобу становить 13 т при об'ємі кузова 12 м³.

Наступним представником є великовантажний КамАЗ-6520. Геометричні розміри цього автомобіля показані на рис. 1.5, а зовнішній вигляд – на рис. 1.6.

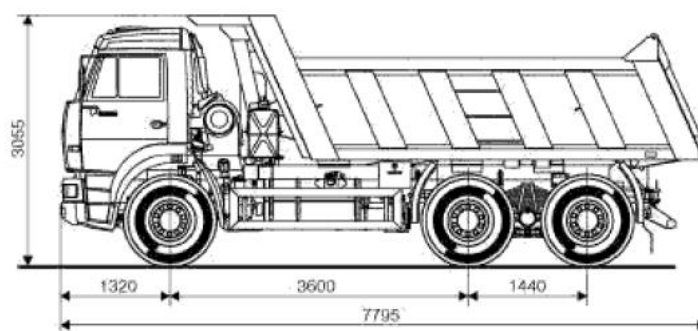


Рис.1.5. Геометричні розміри автомобіля КАМАЗ-6520



Рис.1.6. Зовнішній вигляд автомобіля КамАЗ-6520

					М.А.Г.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

КамАЗ-6520 має вантажопідйомність 20 т і об'єм кузова 12 м³. Цей автомобіль є найпотужнішим самоскидом у автопарку компанії.

І, нарешті, останнім поширеним найменшим автомобілем є МАЗ-5551-02. Зовнішній вигляд цього автомобіля показаний на рис. 1.7.

МАЗ-5551-02 – відносно невеликий самоскид вантажопідйомністю 10 т і об'ємом кузова 5,4 м³.



Рис.1.7. Зовнішній вигляд автомобіля МАЗ-5551-02

Кузов - суцільнометалевий з заднім бортом, що автоматично відкривається і закривається, розвантаження - назад. На МАЗ-5551 передбачений обігрів днища кузова відпрацьованими газами двигуна. Кабіна - двомісна, відкидається вперед (на МАЗ-5551 гідроциліндром з ручним приводом гідронасоса). Модифікація - МАЗ-555101 виконання ХЛ для роботи в холодному кліматі при температурі до мінус 60°С. Допускається експлуатація МАЗ-5551 з причепом-самоскидом повною масою 10000 кг.^[1]

МАЗ-5551 з'явився також і в версії шасі для монтажу різноманітного обладнання.

В 2003 році модель отримала нову кабіну. Автомобілі комплектуються двигуном ЯМЗ-236М2 об'ємом 11,15 л потужністю 180 к.с. або ЯМЗ-236НЕ2/ЯМЗ-6563.10Е3 потужністю 230 к.с.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

РОЗДІЛ 2.ВИБІР ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Автомобілі-самоскиди повинні задовольняти наступним технічним вимогам:

Вимоги призначення:

- самоскиди і їх складові частини повинні відповідати відповідним вимогам, конструкторській документації і вимогам договорів на постачання;
- конструкція самоскидів повинна забезпечувати можливість їх буксирування за допомогою спеціального тягача або іншого транспортного засобу.

Вимоги надійності :

- середнє напрацювання самоскидів вантажопідйомністю від 20000 до 40000 кг на відмову не менше 4000 км;
- 90% -й ресурс самоскидів вантажопідйомністю від 20000 до 40000 кг не менше 400000 км.

Вимоги стійкості до зовнішніх дій і живучості :

- середнє квадратичне значення віброшвидкостей і віброприскорень на сидінні водія і рульовому колесі відповідно до вимог державного санітарного нагляду.

Вимоги ергономіки :

- обігрів і вентиляція на робочому місці водія по ІСО 10263.

Вимоги технологічності :

- складові частини і системи самоскидів мають бути пристосовані для визначення їх технічного стану засобами технічної діагностики;

Конструктивні вимоги:

- система пневмостартерного пуску повинна забезпечувати можливість її підключення до зовнішнього джерела стислого повітря;
- трансмісія повинна забезпечувати розгін і рух, рух вибіганням, зміну напрямку руху, а також буксирування самоскидів;
- гідромеханічна передача повинна мати автоматичне блокування гідро-

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трансформатора;

- система перевертаючого механізму повинна забезпечувати підйом, опускання і зупинку платформи в проміжному положенні;

- міра фільтрації робочої рідини гідравлічних систем самоскидів має бути не більше 25 мкм;

- самоскиди повинні мати робочу, запасну, стоянку і допоміжну гальмівні системи;

- дія робочої, запасної і допоміжної гальмівних систем має бути регульованим;

- робоча гальмівна система повинна діяти на усі колеса;

- ефективність гальмівних систем;

час спрацьовування приводу робочої гальмівної системи не більший:

- пневматичного - 0,9 з;

- гідравлічного - 0,7 з;

- допоміжна гальмівна система повинна забезпечувати рух самоскида на спуск в діапазоні швидкостей 15..30 км/год при ухилі 8% довжиною не менше 500 м Швидкість самоскидів при в'їзді на спуск не більше 20 км/год;

- платформа самоскида повинна мати номінальний геометричний об'єм, що забезпечує його вантажопідйомність;

- конструкція платформи повинна забезпечувати можливість її підігрівання газами двигуна, що відпрацювали;

- конструкція самоскидів повинна забезпечувати механічне стопорення платформи в піднятому положенні;

- поєднання конструкції кабіни з елементами її кріплення до шасі самоскида і конструкція захисного козирка платформи повинні забезпечувати захист водія при перекиданні самоскида або при падінні предметів згори;

Вимоги охорони довкілля :

- димність газів, що відпрацювали, при роботі самоскидів в режимі вільного прискорення не більше 50%;

- токсичність газів, що виділяються дизельним двигуном, - за правилами ЕСК ООН № 49;

- рівень зовнішнього шуму самоскидів не більше 90 дБА.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

2.1. Огляд існуючих конструкцій

Автомобіль підвищеної прохідності передусім повинен відповідати своєму основному функціональному призначенню, тобто виконувати транспортну роботу у важких дорожніх умовах і на пересіченій місцевості.

Оскільки прохідність і маневреність автомобіля багато в чому залежить від його компоновання, то слідує велика увага приділити вибору компоновального рішення, тобто вибору розташування основних механізмів і вузлів автомобіля.

Починають зазвичай з вибору місця розташування двигуна оскільки в основному це має великий вплив на розташування інших елементів.

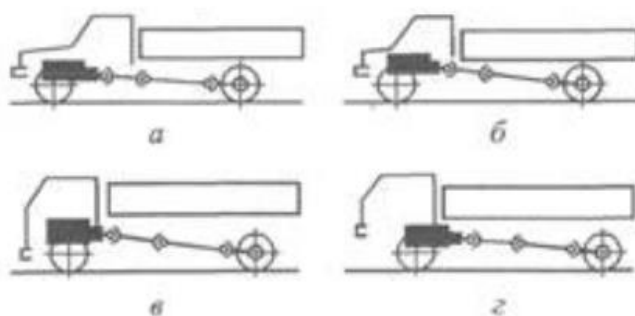


Рис. 2.1. Основні схеми компоновання вантажних автомобілів:

а) капотна; б) короткокапотна; в) кабіна над двигуном; г) передня кабіна

Існує два основні варіанти компоновання вантажних автомобілів (рис. 2.1) : капотна і безкапотна. Стосовно довгомірних автомобілів можливі ще два варіанти: у базі і із заднім розташуванням двигуна. Варіант із заднім розташуванням двигуна неприйнятний відразу оскільки в задній частині проектованого автомобіля розташовується сидельно-зчіпний пристрій, а варіант з розташуванням двигуна у базі недовантажує і так розвантажені передні осі тягача що значно, в наслідку нерівномірного навантаження передніх і задніх осей, знижує прохідність.

Виконаємо аналіз методом експертних оцінок. При цьому набудемо наступних значень оцінок :

- 1 - гірше не буває;
- 2 - погано, але буває і гірше;
- 3 - задовільно;
- 4 - добре;
- 5 - відмінно.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Результати порівняльного аналізу компонувань методом експертних оцінок приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Результати аналізу компонувань

Критерії оцінки	Компоновка автомобіля		
	Двовісний	Тривісний	Чотиривісний
Прохідність	3	5	5
Завантаженість несучої системи	3	4	5
Стійкість	3	4	5
Керованість	5	4	3
Ремонтпридатність	5	4	4
Сума балів	19	21	22

Можлива безліч варіантів колісної формули автомобілів-самоскидів : 4х2, 4х4, 6х4, 6х6, 8х4, 8х8 і інші. Проаналізуємо вказані схеми з метою вибору кращою, яка буде прийнята при проектуванні.

Самоскиди з колісною формулою 6х4, 6х6 володіють в порівнянні з самоскидами з колісною формулою 4х2, 4х4 кращим розподілом маси автомобіля і меншим тиском на ґрунт, кращою курсовою стійкістю і меншою навантажувальною висотою, підвищеною прохідністю. В порівнянні з автомобілями з колісною формулою 8х4, 8х8 при однаковій повній масі, самоскиди з колісною формулою 6х4, 6х6 мають вищий ККД у зв'язку з меншим тертям в трансмісії і зменшенням спорядженої маси, вищу маневреність і керованість із-за менших габаритів, кращу поперечну стійкість.

Підвищена ж прохідність самоскида з колісною формулою 6х4 і 6х6 потрібна для роботи в умовах бездоріжжя. Прохідність самоскидів з колісною формулою 8х4, 8х8 ще краще, але це не компенсує їх недоліки. Виконаємо аналіз методом експертних оцінок. При цьому набудемо наступних значень оцінок :

- 1 - гірше не буває;
- 2 - погано, але буває і гірше;
- 3 - задовільно;
- 4 - добре;
- 5 - відмінно.

Результати аналізу приведені в таблиці 2.2

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Таблиця 2.2

Аналіз автомобілів-самоскидів різною колісною формулою

Колісна формула	4x2	4x4	6x4	6x6	8x4	8x8
Габарити	5	5	4	4	3	3
Вантажопідйомність	5	4	4	5	5	3
Ремонтопридатність	5	4	4	3	4	3
Стійкість	3	3	4	4	5	5
Керованість	4	3	4	3	4	3
Прохідність	2	3	4	5	4	5
Разом	24	22	24	24	25	22

В результаті аналізу було встановлено, що найбільш прийнятною є колісна формула 8x4.

Висока продуктивність автомобілів-самоскидів забезпечується відповідними параметрами двигуна. Нині на автомобілях великої потужності бензинові двигуни не застосовуються з причини їх низької паливної економічності і вищої вартості самого палива. Зазвичай застосовуються дизельні, а іноді - газотурбінні двигуни.

Результати порівняльного аналізу двигунів методом експертних оцінок приведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Результати аналізу двигунів

Критерій	Варіант двигуна	
	Газотурбінний	Дизельний
Питома витрата палива	3	5
Питома маса	5	4
Відносна вартість обслуговування і ремонту	3	5
Надійність	4	5
Токсичність	5	4
Пристосовність	5	4
Разом	25	27

У складі трансмісії на вантажних автомобілях застосовують механічні ступінчасті коробки передач, у яких передавальне число на кожному ступені постійно. Вони є найбільш простими, мають високу надійність і найменшу вартість. Проте двигуни автомобілів-самоскидів цього класу мають значно

низьку питому потужність, відносно автомобілів інших класів. При цьому тяжкі умови експлуатації вимагають, щоб трансмісія мала широкий діапазон регулювання моменту, що крутить, і кутової швидкості, що викликає істотне збільшення числа передач для механічної ступінчастої трансмісії. Крім того, високі питомі навантаження у вузлах і деталях механічної трансмісії призводять до значного збільшення її розмірів, маси.

Гідромеханічні передачі дозволяють безступінчасто змінювати кінематичне і силове передавальне відношення між вхідними і вихідними валами, тому сприяють збільшенню терміну служби двигуна і трансмісії, зменшенню числа східців в механічному редукторі, зменшенню числа перемикачів, підвищенню прохідності автомобіля.

Проте гідромеханічні передачі мають складнішу конструкцію, підвищену масу і вартість.

На автомобілях великої вантажопідйомності знайшли застосування і електричні трансмісії, основними перевагами яких є безступінчастість регулювання, полегшення конструювання автомобіля, поліпшення розподілу маси автомобіля за рахунок оптимального розташування мотор-колес, спрощення конструкції приводу у повноприводних автомобілів.

Нині на автомобілях великої вантажопідйомності переважаючим є пневматичний гальмівний привід. Як показав багаторічний досвід експлуатації автомобілів, пневматичні приводи надійні в роботі, прості в експлуатації, мають високу точність стеження, яка забезпечує пропорційність гальмівних моментів на колесах зусиллю, яке водій прикладає до педалі гальма, причому невеликі витрати в пневматичних приводах, що є однією з негативних якостей цього приводу, менш небезпечні, чим в гідравлічних. Гальмівна система вантажних автомобілів багатоконтурна для підвищення безпеки руху автомобіля. Дозволяє робити роздільне гальмування переднього і заднього мостів автомобіля. Для управління гальмами причепа автомобілі обладналися відповідним приводом, що управляє їх роботою. По числу сполучних магістралей автомобіля з причепом приводи можна розділити на одно-, двопровідні. Однопровідний привід найбільш простий і дешевий. Проте він має ряд недоліків, а саме: виснажуваність гальмівної системи причепа при частих гальмуваннях; зниження ефективності гальмування при зниженому тиску стислого повітря в гальмівній системі причепа; підвищений час спрацьовування гальм

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

причепа. Найбільш широке поширення має нині двопровідний привід, що відповідає вимогам безпеки. Двопровідний привід має ряд переваг в порівнянні з однопровідним: завдяки однаковому тиску стислого повітря в ресиверах тягача і прицепа і забезпечення кращого узгодження гальмування тягача і прицепа підвищений час спрацьовування гальм прицепа.

Також на багатьох автомобілях використовується антиблокувальна система гальм (АБС). АБС — це елемент робочої гальмівної системи, автоматично регулюючий вчасно гальмування ковзання одного або декількох коліс у напрямі їх обертання.

Принципова будова чотирьохканальної системи АБС - в даному випадку доповненої ПБС - для двовісного вантажного автомобіля, зображено на рис 2.1 .

Обертання колеса контролюється за допомогою індуктора, що рухається спільно з маточиною, і датчика, імпульси, що робить. Індуктори для середніх і важких вантажних автомобілів мають 100 зубів. Із-за збільшення діагональної базової швидкості співвідношення кількості зубів і колісне коло передніх і задніх коліс повинні співпадати по рівню в декілька відсотків.

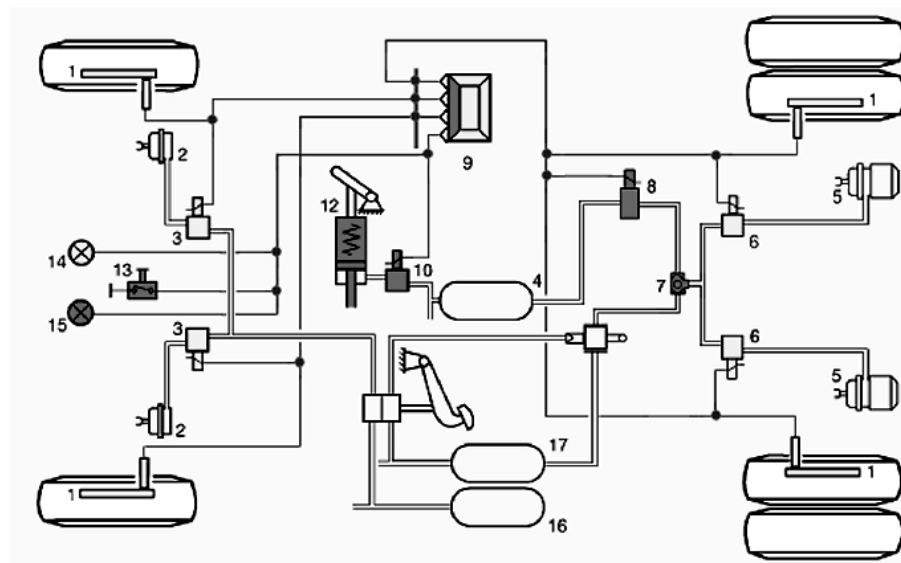


Рис. 2.2. Схема гальмівної системи з АБС:

1-датчик; 2-гальмівна камера; 3,6-модулятор; 4,17,16-ресивери; 5-гальмівна камера з енергоаккумулятором; 7 - двоходовий клапан; 9-електронний блок управління; 12,10,15,8-елементи ПБС; 14-світловий індикатор АБС

Індуктивний стержневий датчик 3 (рис.2.2) складається з постійного магніту з круглим стержнем і котушки. Обертальний рух шестерні перетворює

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

магнітний потік, що уловлюється котушкою, і робить тим самим змінний струм, частота якого пропорційна швидкості колеса. Стержневий датчик WABCO розроблений спеціально з урахуванням вимог, що пред'являються до вантажних автомашин. Він зміцнюється в спеціальній затискній втулці, виготовленої з антикорозійного ресорного матеріалу, таким чином, що при монтажі колеса може зсуватися у бік індуктора і при русі самостійно налагоджується на певний повітряний проміжок.

З цієї причини не потрібне проведення спеціальної установки повітряного проміжку. Це інженерне рішення дає переваги не лише при серійному виготовленні, але і при наступному технічному обслуговуванні, виправдовує себе при інтенсивній експлуатації вантажних автомобілів. На малюнку 2.3 показаний монтаж індуктора 1, затискної втулки 2 і датчика 3 на передньому колесі. При такому відкритому розташуванні, затискна втулка повинна застосовуватися з використанням температуростійкого і володСТУйкого мастила для захисту отвору для осьового валу від корозії і проникнення бруду. У задніх коліс індуктор монтується так само у маточини колеса. Датчик кріпиться відповідно на спеціальній консолі у кожуха підлозі-осі.

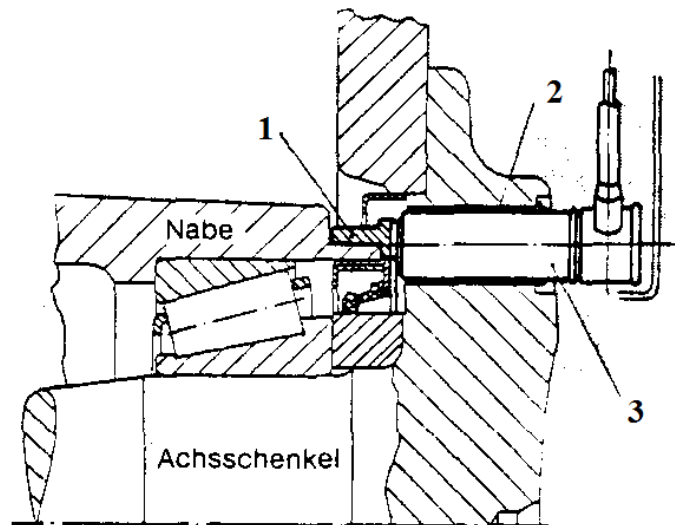


Рис. 2.3. Схема установки датчика: 1-індуктор; 2-затискна втулка; 3-датчик

У автомобілів великої підвищеної прохідності система рульового управління має багато спільного з аналогічною системою дорожніх вантажних автомобілів: залишаються обов'язковими шкворневе з'єднання керованих коліс, рульова трапеція, рульовий механізм і рульова колонка в кабіні водія.

Зважаючи на велике осьове навантаження на керований міст автомобіля, застосування механічного рульового управління з гідروпідсилювачем є

					М.А.А.Г.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

недоцільним, так виготовлення рульового механізму для забезпечення управління автомобілем у разі виходу з ладу підсилювача приведе до великих його розмірів і маси. На автомобілях великої вантажопідйомності застосовують гідрооб'ємне рульове управління з механічним або гідравлічним зворотним зв'язком.

Схеми гідрооб'ємного рульового управління з механічним зворотним зв'язком, з причини меншої кількості гідроапаратури простіше, надійніше, дешевше у виготовленні і обслуговуванні. Крім того вони забезпечують вищу точність стеження, менш схильні до автоколивань. Проте вони мають два недоліки:

1) складність механічного приводу від золотника гідророзподільника до рульової колонки;

2) відсутність протиаварійної системи на випадок зупинки двигуна.

Результати аналізу схем гідравлічного об'ємного рульового управління методом експертних оцінок приведені таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Результати аналізу схем гідравлічного об'ємного рульового управління

Критерій	Зворотний зв'язок	
	механічна	гідравлічна
Надійність	3	5
Простота механічної частини	3	5
Простота гідравлічної частини	5	4
Вартість	5	4
Точність стеження	5	4
Схильність до автоколивань	4	4
Разом	25	26

2.2. Патентоогляд основних конструкцій

Слід зазначити, що одним з основних агрегатів, використовуваних в гальмівних системах автомобілів з антиблокувальними системами являється модулятор (електромагнітний клапан).

Розглянемо модулятор тиску (авт. Свідоцтво №1152827).

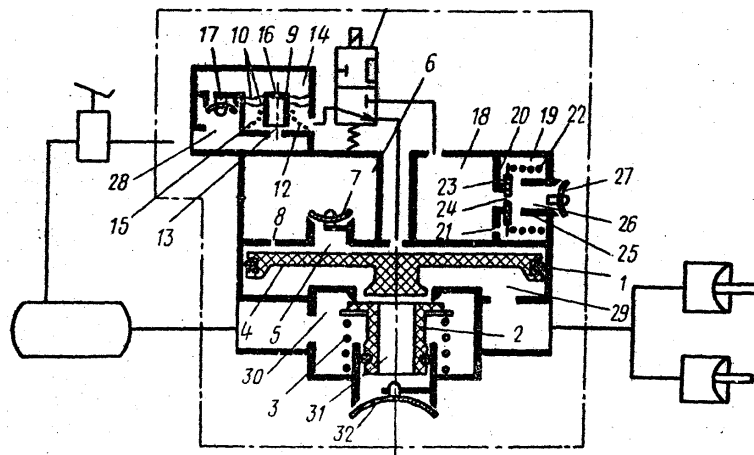


Рис. 2.4. Функціональна схема модулятора тиску

Винахід відноситься до транспортного машинобудування, а саме до пневматичних гальмівних систем колісних транспортних засобів.

Мета винаходу - підвищення ефективності модулятора.

Вказана мета досягається тим, що в модуляторі тиску для пневматичної антиблокувальної гальмівної системи транспортного засобу пневматичне пристрій управління замочним клапаном виконано у вигляді диференціального вузла, причому порожнина розташування пружини клапана обмежена тією частиною диференціального вузла, яка має меншу активну площину.

Диференціальний вузол може бути виконаний діафрагмовим або поршневим. На рис. 2.4 показана функціональна схема модулятора тиску на рис.2.5 - диференціальний вузол.

Пропонований пристрій майже повністю виключає небажану зміну тиску в порожнині модулятора (а отже, і в порожнині гальмівних камер), що управляє, в зоні можливого блокування коліс і тим самим підвищує ефективність управління процесом гальмування.

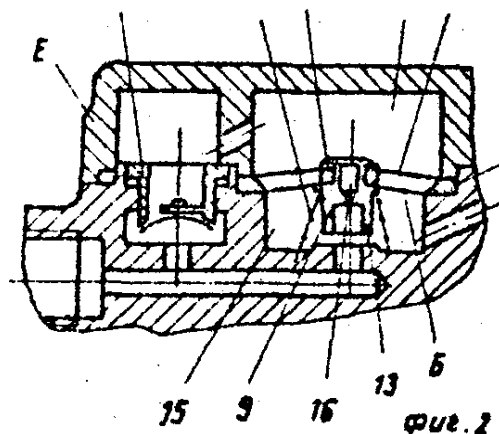


Рис. 2.5. Диференціальний вузол

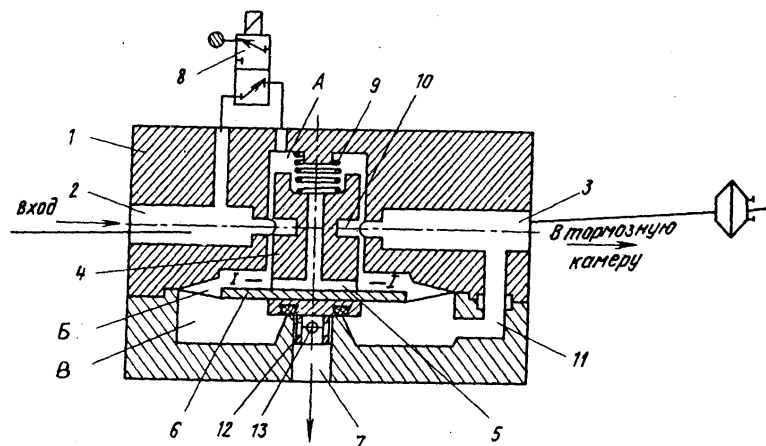


Рис.2.6. Модулятор (подовжній розріз)

Мета винаходу - зменшення витрати повітря на один цикл модулювання тиску в гальмівній камері.

Вказана мета досягається тим, що в пневматичному модуляторі тиску на клапані співісний з ним з боку скидного каналу встановлена втулка з радіальними каналами.

На рис. 2.6 приведений модулятор, повздовжній розріз; на рис.2.4 - золотник в розрізі.

Модулятор складається з корпусу 1 з вхідним і вихідним каналами 2 і 3, золотника 4 з перепускним каналом 5, мембранного клапана 6 із скидним каналом 7 і пілотного клапана 8.

У порожнині А розміщена пружина 9, що притискує золотник 4 до мембранного клапана 6. У золотнику 4 зроблена проточка 10, що з'єднує вхідний 2 і вихідний канали. Пілотний клапан 8 сполучає порожнину А або з вхідним каналом 2, або з атмосферою. Надмембранна порожнина б сполучена каналом 5 з керуючою порожниною А. Вихідний канал 3 і підмембранна порожнина В сполучені каналом 11. У скидному каналі 7 розміщена втулка 12 з каналами 13.

2.3. Основне обґрунтування і вибір технічних рішень

На підставі аналізу, проведеного в підрозділах 2.1 і 2.2, вибору підлягають наступні технічні рішення, що набрали більшу кількість балів по методу експертних оцінок з причини описаних вище переваг :

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

- а) проєктований автомобіль виконується за компоувальною схемою «кабіна над двигуном»;
- б) колісна формула – 8х4;
- в) двигун - дизельний, оскільки має меншу питому витрату палива, в порівнянні з газотурбінним;
- г) трансмісія - механічна, така, що забезпечує високий ККД при малих габаритах;
- д) гідродинамічна передача - малопрозорий комплексний гідротрансформатор прямого ходу з двома реакторними колесами, що забезпечує високі характеристики перетворення моменту, що крутить, і ККД, відрізняється високою надійністю і порівняно невисокою вартістю;
- е) рама - лонжеронного типу, що забезпечує простоту обслуговування і ремонту, раціональне розміщення агрегатів трансмісії і управління при достатній крутильній жорсткості;
- ж) підвіска - залежна ресорна ресорно-балансирна (передня і задня);
- з) привід робочої гальмівної системи - пневматичний, двоконтурний, він надійний в роботі, простий в експлуатації, забезпечує високу точність стеження;
- и) гальмівні механізми - барабанні типу колодки з автоматичним регулюванням проміжку;
- к) рульове управління - механічне, з гідравлічним підсилювачем і рульовим колесом;
- л) кузов - ковшового типу із заднім бортом;
- м) перевертаючий механізм - гідравлічний з автоматичним обмеженням кута підйому платформи, такий, що забезпечує малий час перекидання кузова і не вимагає застосування стабілізаторів щоб уникнути перекидання самоскида.

2.4. Визначення основних параметрів автомобіля і його механізмів

Завданням тягового розрахунку є визначення характеристик двигуна і трансмісії, що забезпечують необхідні тягово-швидкісні властивості і паливну економічність автомобіля в заданих умовах експлуатації. Початкові дані

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

для розрахунку визначаються в технічному завданні, яке встановлює основне призначення, умови експлуатації, технічні характеристики, показники якості автомобіля, що розробляється.

Для вантажного автомобіля повна маса M - головний параметр. Її значення вказується в технічному завданні на проектування автомобіля. Для їх визначення можна використовувати статистичну інформацію про значення коефіцієнта вантажопідйомності k_r або коефіцієнта питомої вантажопідйомності $k_{г.уд}$, обчислюваних по формулах 2.1- 2.2:

$$k_r = \frac{m_z}{m_a} \quad (2.1)$$

$$k_{г.уд} = \frac{m_z}{m_o} \quad (2.2)$$

Таким чином отримуємо $m_r=18000$ кг; $m_o=12000$ кг

Розподіл ваги вантажних автомобілів по мостах визначається доцільністю повного використання вантажопідйомності шин, а також необхідністю дотримання норм, що обмежують максимальне допустиме навантаження на дорогу.

Для цієї маси вибираємо шини 12R20 з діаметром без навантаження $D=1122\pm 10$ мм, шириною профілю без навантаження $B=313$ мм і статичним радіусом $r_{ст}=525$ мм. Максимальна швидкість руху, що допускається, для цих шин 100 км/год.

Необхідну максимальну потужність двигуна знаходять з умови забезпечення максимальної швидкості руху автомобіля при заданому дорожньому опорі. Оскільки при максимальній швидкості прискорення автомобіля дорівнює нулю, то виходячи з рівняння потужностного балансу, необхідна потужність двигуна визначається за виразом:

$$P_{cv} = \frac{m_a g \psi_v + k_w A_l v_{max}^2}{k_{от} \eta_{тр}} v_{max}, \quad (2.3)$$

де ψ_v - коефіцієнт сумарного дорожнього опору, при попередньому розрахунку приймається:

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$\psi_v = f_v = f_0 \left[1 + (0,0216 \cdot v)^2 \right], \quad (2.4)$$

де f_0 - коефіцієнт опори коченню при малій швидкості $f_0=0,015$;

k_w - коефіцієнт опори повітря, $k_w=0,5.0,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; $\eta_{\text{тр}}$ -кпд трансмісії; $k_{\text{от}}$ - коефіцієнт потужності.

$$P_{ev} = \frac{30000 \cdot 9,81 \cdot 0,0123 \cdot +2014,81}{0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,97} \cdot 22,2 = 185 \text{ кВт.}$$

Для проектового автомобіля вибираємо двигун Caterpillar 3126В з наступними характеристиками: максимальною потужністю $P_{\text{emax}}=250 \text{ кВт}$ при частоті обертання колінчастого валу $n_p=2200 \text{ про/мін}$, максимальним моментом $M_{\text{max}}=1084 \text{ Нм}$.

До характеристик трансмісії, підметом визначенню відносяться: передавальне число головної передачі u_0 , діапазон передавальних чисел $\Delta k_{\text{п}}$, кількість східців n в коробці передач і ряд передавальних чисел.

Передавальне число головної передачі вибирають з умови забезпечення максимальної кінематичної швидкості руху автомобіля $u_{\text{тах}}$. Кінематична швидкість - це швидкість, що відповідає максимальній частоті обертання двигуна при вищому ступені в коробці передач. В даному випадку для проектового автомобіля кінематична швидкість співпадає з максимальною швидкістю автомобіля, тому можна записати:

$$U_0 = \frac{\omega_p \cdot r_k}{U_{\text{кр.в}} \cdot v_{\text{max}}}, \quad (2.5)$$

Отримане по формулі (2.5) передавальне число є передавальним числом головної передачі і передавального числа колісного редуктора.

$$u_o = \frac{230 \cdot 0,525}{1 \cdot 22,2} = 5,44.$$

Передавальне число нижчого ступеня коробки передач вибирають виходячи з трьох умов:

подолання максимального дорожнього опору:

$$u_{\text{кп1}} \geq \frac{r_{\text{ко}} m_a g \psi_{\text{max}}}{M_{e \text{ max}} k_{\text{отб}} u_o u_{\text{кр}} \eta_{\text{тр}}}; \quad (2.6)$$

2) запобігання буксуванню провідних коліс:

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$u_{\text{кп1}} \leq \frac{r_{\text{ко}} m_a g \varphi}{M_{e \text{ max}} k_{\text{отб}} u_o u_{\text{кр}} \eta_{\text{тр}}}; \quad (2.7)$$

3) забезпечення можливості руху із заданою мінімальною стійкою швидкістю:

$$u_{\text{кп1}} = \frac{\omega_{\text{д min}} r_{\text{ко}}}{u_o u_{\text{кр}} v_{\text{min}}}. \quad (2.8)$$

Підставляючи відомі величини у формули (2.6) - (2.8) отримуємо значення передавального числа нижчої шостої передачі. Діапазон передавальних чисел коробки передач визначається відношенням нижчих і вищих передавальних чисел.

$$D_{\text{кп}} = \frac{u_{\text{кпн}}}{u_{\text{кпв}}} = \frac{10,72}{1} = 10,72. \quad (2.9)$$

Число східців і передавальні числа проміжних східців коробки передач вибираються з умови оптимального використання потужності двигуна з метою забезпечення високих показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля. При цьому повинен забезпечуватися стійкий рух автомобіля в усьому діапазоні швидкостей і виключатися можливість виникнення критичної швидкості.

Для того, щоб в процесі розгону двигун працював з найбільшою середньою потужністю, його частота обертання має бути в діапазоні частот, близькому до частоти максимальної потужності. Допустимо, цей діапазон визначається кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 . Тоді після початку руху автомобіля досягши кутової швидкості двигуна ω_1 повинен статися перехід на другий ступінь. При цьому кутова швидкість двигуна на початку руху на другому ступені в коробці передач складе ω_2 . Якщо нехтувати зменшенням швидкості за час перемикання передачі, швидкість у кінці руху на першому ступені має дорівнювати початковій швидкості руху на другому ступені. Очевидно, що при переході з другою на третій ступінь, з третьою на четверту і так далі ця умова зберігатиметься. Отже, при постійному діапазоні кутових швидкостей двигуна передавальне число кожного наступного ступеня виходить з попереднього множенням на постійний множник.

$$q = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{u_{kpi}}{u_{kpi} + 1}$$

Якщо ряд проміжних передавальних чисел вибраний по геометричній прогресії, середня потужність двигуна при розгоні автомобіля буде максимальною у разі однакового використання східців за часом і потужності на кожному ступені. Насправді ж час руху автомобіля на двох вищих передачах складає 80.90 % загального часу розгону. Приблизно таку ж долю складає і шлях, прохідний автомобілем на цих передачах. Тому ряд передавальних чисел доцільно скоректувати так, щоб крок між вищими східцями був менше, ніж між нижчими. У більшості коробок передач, що випускаються нині, передавальні числа вищих східців зближені на 5.15 % в порівнянні зі значеннями, що отримуються з геометричної прогресії, а між нижчими - відповідно на 5.15 % збільшені. На підставі зроблених висновків, а також досліджуючи коробки передач сучасних автомобілів-аналогів приймаємо $q=1,6$. Таким чином, передавальні числа коробки передач проектного автомобіля будуть наступні $u_{kp1}=10,72$, $u_{kp2}=6,67$, $u_{kp3}=4,15$, $u_{kp4}=2,58$, $u_{kp5}=1,61$, $u_{kp6}=1$.

Показником маневреності автомобіля є зовнішній мінімальний радіус повороту R_{min} . Рекомендовані значення повинні складати значення 2,25 L. Таким чином, $R_{min}=8,8$ м.

Значення максимальних кутів повороту внутрішнього $\theta_{i\max}$ і зовнішнього $\theta_{e\max}$ керованих коліс знаходять з умови забезпечення необхідного мінімального радіусу повороту автомобіля. Максимальний кут повороту зовнішнього колеса обчислюють за формулою:

$$\theta_{e\max} = \arcsin \frac{L}{R_{min} - r_f}, \quad (2.10)$$

де L - база автомобіля;

r_f - радіус обкатки колеса навколо осі шкворня, $r_f = 20 + 50$ мм.

$$\theta_{e\max} = \arcsin \frac{3600}{8800 - 0,01} = 23,4^\circ. \quad (2.11)$$

Мінімальний кут повороту внутрішнього колеса:

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$\theta_{\max} = \operatorname{arcctg} \left(\operatorname{ctg} \theta_{e \max} - \frac{J}{L} \right), \quad (2.12)$$

де J -шкворневая колія автомобіля, рівна відстані між точками перетину шкворневих осей з площиною дороги :

$$J = B - 2 \left| r_f \right| \operatorname{sign} r_f, \quad (2.13)$$

$$\theta_{\max} = \operatorname{arcctg} \left(\operatorname{ctg} 23,4 - \frac{2500 - 0,02}{3600} \right) = 32^\circ$$

Значення кута $\theta_{\max}$ знаходиться в допустимих межах, що обмежуються можливостями компонування керованих коліс на автомобілі ($\theta_{\max} < 45^\circ$).

Середнє передавальне число рульового управління дорівнює відношенню кута повороту рульового колеса до повного кута повороту керованих коліс :

$$u_{pc} = \frac{360^\circ n_p}{\theta_{e \max} + \theta_{i \max}}, \quad (2.14)$$

де n_p -число оборотів рульового колеса, необхідне для повороту керованих коліс з одного крайнього положення в інше. У виконаних конструкціях $n_p = 3,5,6,0$, тому:

$$u_{pc} = \frac{360 \cdot 5}{23,4 + 32} = 32,5.$$

Параметрами гальмівних механізмів, що підлягають визначенню являються гальмівні моменти. Гальмівні механізми робочої гальмівної системи при номінальному тиску в їх приводі повинні розвивати достатні моменти для повної реалізації зчіпних можливостей коліс з дорогою. Оскільки при гальмуванні відбувається перерозподіл нормальних реакцій дороги на колеса, причому, навантаження на колеса переднього моста зростає, а на колеса заднього моста зменшується, то в основу вибору параметрів гальмівних механізмів кладуть визначення максимального моменту гальмівних механізмів за умовами зчеплення передніх коліс на дорозі з максимальним коефіцієнтом зчеплення $\varphi_{\max} = 0,9$:

$$M_{\tau \varphi \max} = r_{ko} m_a g \varphi_{\max} \frac{l_2 + h_c \varphi_{\max}}{L}. \quad (2.15)$$

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Вичисленого по цій формулі значення моменту набуває рівним сумарному максимальному моменту гальмівних механізмів переднього моста $M_{\text{тм1max}} = 168$ кНм. Значення сумарного максимального моменту гальмівних механізмів заднього моста визначається з використанням коефіцієнта розподілу гальмівних моментів

$$\beta_{\text{т}} = \frac{M_{\text{тм1}}}{M_{\text{тм1}} + M_{\text{тм2}}} \quad (2.16)$$

Значення коефіцієнта розподілу гальмівних моментів визначають по формулі

$$\beta_{\text{т}} = \frac{l_2 + h_c \varphi_0}{L}. \quad (2.17)$$

При виборі φ_0 необхідно використовувати рекомендації правил № 13 ЕСК ООН, згідно з якими для вантажних автомобілів $\varphi_0 > 0,3$, отже $M_{\text{тм}}^2 = 90,5$ кНм.

2.5. Синтез структури і розробка кінематичної схеми трансмісії

Для синтезу структури кінематичної схеми коробки передач використовується зважений ієрархічний граф. Кожен ярус графа відповідає одному багатоступінчастому трансформатору, що входить до складу складної коробки передач.

Кількість ярусів графа на одиницю менша, ніж число ступенів свободи коробки передач, яке дорівнює числу елементів управління, що одночасно включаються. Вершини графа ототожнюються зі східцями передавальних чисел, а їх розташування характеризує значення передавальних чисел. Гілки графа ототожнюються з елементами трансформації енергії (ЕТЕ), а нахил гілок характеризує їх перетворюючі властивості. Кількість ЕТЕ в і-тому трансформаторі визначається кількістю гілок графа на і-тому ієрархічному рівні, що мають різний нахил.

Таким чином, граф кінематичної схеми дає повне уявлення про її структуру, визначає елементарний склад і топологію, а елементи графа - гілки і вершини, відбивають чисельні значення параметрів коробки передач.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Поширенішою є тривальна співісна схема. При співвісному розташуванні вхідного і вихідного валів можна безпосереднім їх з'єднанням отримати пряму передачу. Таким чином, при русі автомобіля на прямій передачі, зубчасті колеса і підшипники вторинного валу коробки передач не навантажуються. Також це дозволяє понизити швидкість зношування, втрати потужності і шум. На інших передачах в проектуваній коробці передач силовий потік передається послідовно через дві пари зубчастих зачеплень. Останнє дозволяє при необхідності отримати відносно велике передавальне число нижчої передачі ($u_1=7.9$).

Коробки передач, виконані за двохвальною схемою, конструктивно простіші. Але двохвальна схема унеможливорює мати пряму передачу і істотно обмежує передавальне число нижчої передачі. На усіх передачах прямого ходу в двохвальній коробці силовий потік передається через одно зубчасте зачеплення і тому здійснення передавального числа, що перевищує, наприклад, $u_1=4..6$, можливо лише при збільшенні розмірів конструкції. Двохвальна схема використовується лише в тих випадках, коли це призводить до спрощення трансмісії і при цьому не потрібно велике передавальне число нижчої передачі. Цю схему мають зазвичай коробки передач тих легкових і спортивних автомобілів, у яких двигун розташований поряд з провідним мостом.

Для здійснення подальшого проектування виберемо тривальну КП, тому, що практично усі сучасні аналоги мають подібну КП. Прийнята кінематична схема трансмісії приведена на першому листі графічної частини.

Критерії оцінки варіантів структури кінематичної схеми розділяються на дві групи:

- - критерії складності структури;
- - критерії напруженості елементів.

До критеріїв складності структури відносять:

- 1) Число ступенів свободи, яке визначається по формулі:

$$K_{\text{св}} = m + 1; \quad (2.18)$$

- 2) Відносна кількість елементів управління :

$$Y_1 = K_{\text{ey}} / K_{\text{ст}}, \quad (2.19)$$

де K_{ey} □ число елементів управління в складній коробці передач;

$K_{\text{ст}}$ - число східців складної коробки передач;

- 3) Відносна кількість складних елементів трансформації енергії :

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$Y_2 = K_{\text{ЕТЕ}_{\text{сн}}} / K_{\text{ЕТЕ}}, \quad (2.20)$$

де K - число складних елементів трансформації енергії;

$K_{\text{ете}}$ – число ЕТЕ в складній коробці передач.

4) Плавність зростання навантаженості трансформаторів :

$$Y_3 = \sum_{i=1}^m u_{i\max} / ((K_{\text{св}} - 1)u_{\text{Н}}), \quad (2.21)$$

де $u_{i\max}$ - максимальне передавальне число на виході i -го трансформатора;

$u_{\text{Н}}$ - передавальне число нижчого ступеня складної коробки передач.

5) Максимальна відносна нагруженність i -го трансформатора :

$$Y_4 = \max[u_{\text{ете}_{i-1}\max} / u_{\text{Н}}], \quad (2.22)$$

Можлива кількість варіантів структур кінематичної схеми рівна:

$$W = \frac{(m!)^2}{l!}, \quad (2.26)$$

де m - число багатоступінчастих трансформаторів у складі СКП;

l - число трансформаторів з однаковою кількістю східців.

Підставляючи дані у формулу (2.26), отримуємо:

$$W = \frac{(m!)^2}{l!} = \frac{(2!)^2}{1} = 4; \quad (2.27)$$

Існує чотири основні способи побудови складної коробки передач :

- 1) Помножувач після базової коробки передач.
- 2) Дільник після базової коробки передач.
- 3) Дільник перед базовою коробкою передач.
- 4) Помножувач перед базовою коробкою передач.

При цьому помножувач доцільно ставити після базової коробки передач, в цьому випадку навантаження на механізми базової коробки менше. Дільника ж навпаки слід ставити перед базовою коробкою, інакше редуктор дільника буде дуже габаритним.

Розглянемо і порівняємо два конкуруючі варіанти трансмісії, представлених на рисунках 2.9 - 2.12:

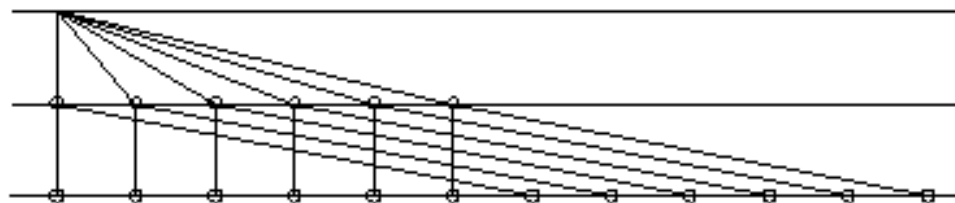


Рис. 2.7. Помножувач після базової коробки передач

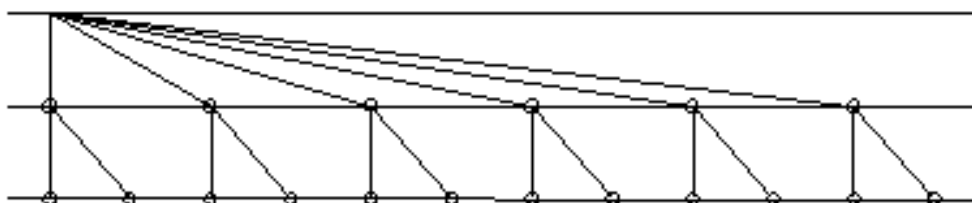


Рис. 2.8. Дільник після базової коробки передач

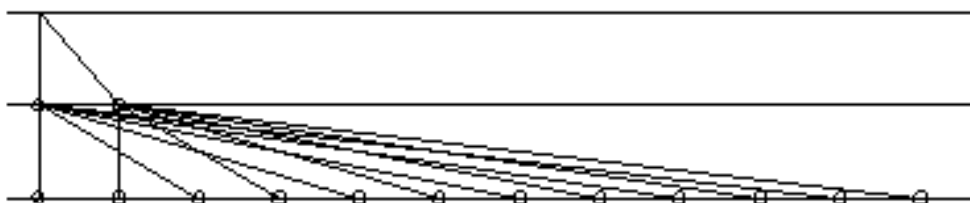


Рис. 2.9. Дільник перед базовою коробкою передач

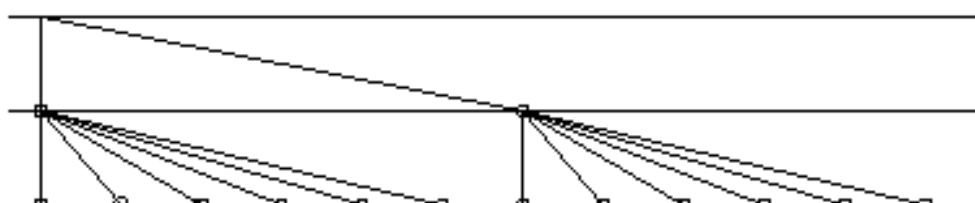


Рис. 2.10. Помножувач перед базовою коробкою передач

Результати порівняльного аналізу варіантів структур коробки передач, приведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Результати аналізу варіантів структур КП

Варіант	Рис.	Завантаженість елементів	Складність структури	Загальна оцінка
БКП із заднім помножувачем	2.9	0,667	0,0	0,333
БКП із заднім дільником	2.10	0,916	0,2	0,558
БКП з переднім помножувачем	2.11	0,594	0,2	0,397
БКП з переднім дільником	2.12	0,735	0,0	0,367

На підставі значень цільової функції визначаємо, що найприйнятніше перший варіант, тобто кінематична схема відповідає ієрархічному графові зображеному на рис. 2.9, який відповідає помножувачу після базової коробки передач.

Але в нашому випадку з компоновальних міркувань і функціонального призначення автомобіля необхідно прийняти схему 2, зображену на рис. 2.12, яка відповідає дільникові після базової коробки передач.

2.6. Оцінка тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля

Тягово-швидкісні властивості автомобіля оцінюються системою показників. Кожен показник кількісно оцінює певні властивості в умовах руху, що регламентуються, а їх сукупність дозволяє оцінити технічний рівень автомобіля порівняно з кращими світовими зразками, а також можливість і доцільність використання в конкретних умовах.

Тягово-швидкісні властивості проектного автомобіля а також його паливну економічність проаналізуємо за допомогою програмного забезпечення кафедри «Автомобілі» RAZGON.

Комплекс показників для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля включає наступні показники:

- 1) максимальна швидкість автомобіля $V_{\max}$;
- 2) динамічний чинник при максимальній швидкості D_v ;
- 3) умовний максимальний динамічний чинник на вищій передачі $D_{v\max}$;
- 4) умовний максимальний динамічний чинник на нижчій передачі $D_{n\max}$;
- 5) максимальний підйом дороги, подоланий автомобілем, $h_{\max}$;
- 6) умовна максимальна швидкість $V_{y\max}$;
- 7) час розгону до заданої швидкості t_v ;
- 8) час розгону на вищій передачі t_{vp} від швидкості V_0 до швидкості $V_{bk}=0.9 V_{\max}$;

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

9) контрольних витрат палива Q_{sk1} і Q_{sk2} (при двох значеннях швидкостей автомобіля).

Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля визначаються для прямолінійного руху на горизонтальній ділянці дороги з цементобетонним або асфальтобетонним покриттям. Показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економичності визначимо для перших 6-ти передач коробки передач.

Рух автомобіля описується двома диференціальними рівняннями першого порядку. Інтеграція диференціальних рівнянь дає можливість визначати зміну швидкості і переміщення автомобіля в часі. Розгін автомобіля здійснюється з перемиканням передач. Перемикання з попередньої передачі на наступну здійснюється з урахуванням прогнозування прискорення на наступній передачі. Якщо прискорення на наступній передачі вище, ніж на попередній, то здійснюється перемикання на цю передачу. Інакше розгін на попередній передачі здійснюється до тих пір, поки кутова швидкість колінчастого валу двигуна не досягне свого максимального значення. Після цього включається наступна передача.

Під час перемикання передач двигун відключається від трансмісії і енергія до провідних коліс не підводиться, внаслідок чого швидкість автомобіля зменшується.

Умовна максимальна швидкість V_{umax} визначається як середнє значення швидкості автомобіля на останніх 400 м ділянки розгону. Ця швидкість менше максимальної швидкості автомобіля V_{max} . В процесі інтеграції рівнянь руху автомобіля фіксується значення часу розгону на шляху 400 і 1000 м, час розгону t_v до заданої швидкості і час розгону t_{vp} на вищій передачі в діапазоні заданих швидкостей.

Динамічна характеристика автомобіля є графіками залежностей динамічного чинника D від швидкості V . Динамічна характеристика автомобіля є графіками залежностей динамічного чинника D від швидкості руху автомобіля V на усіх передачах трансмісії. Динамічний фактор-безразмерная величина, яка характеризує потенційні можливості автомобіля по подоланню дорожніх опорів і повідомленню йому прискорення в цих дорожніх умовах.

Динамічний чинник автомобіля з механічною трансмісією визначається по формулі:

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D = \left(\frac{M_{\text{д}} u_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}{r_{\text{г0}}} - F_{\text{w}} \right) / (m_{\text{е}} g), \quad (2.31)$$

де F_{w} - сила опору повітря, Н.

$$F_{\text{w}} = k_B F V^2, \quad (2.32)$$

Передавальне число трансмісії на i -ій передачі визначимо по формулі:

$$u_{\text{ТРi}} = u_{\text{КПi}} \cdot u_0, \quad (2.34)$$

де $u_{\text{КПi}}$ - передаточне число коробки передач на i -го ступеня.

Прискорення автомобіля визначається по формулі:

$$a = (D - \psi) g / \delta, \quad (2.35)$$

де δ - коефіцієнт обліку мас, що обертаються.

$$\delta = 1,05 + 0,001 \cdot u^2, \quad (2.36)$$

Показники, що характеризують прийомистість автомобіля, визначаються за характеристиками розгону $V=f(t)$ і $V=f(s)$.

Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля представлені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6

Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Найменування показника і одиниця виміру	Значення	
	6501	МЗКТ-6517
1.Максимальна кінематична швидкість, км/год	98,65	86,94
2.Умовна максимальна швидкість, км/год	90,56	82,75
3.Динамічний чинник при максимальній швидкості	0,02	0,021
4.Максимальний динамічний чинник на вищій передачі	0,033	0,031
5.Максимальний динамічний чинник нижчій передачі	0,463	0,454
6.Максимальний підйом дороги, подоланий автомобілем на нижчій передачі коробки передач	0,45	0,44
7.Час розгону на ділянці шляху 400 м, с	40,2	43,2
8.Час розгону на ділянці шляху 1000 м, с	70,5	76,9
9.Час розгону до заданої швидкості, с	39,2	51,5
10.Час розгону на вищій передачі, с	16,6	15,8
11.Час руху на мірній ділянці 2000 м, с	112	122,6

Вимірником паливної економічності автомобіля є шляхова витрата палива Q_s , л/100 км, які визначаються при сталому русі автомобіля.

Для визначення контрольних витрат палива обчислюються значення потужностей навантаження двигуна при заданих швидкостях руху і оцінюються міри використання потужності і кутової швидкості колінчастого валу двигуна. Потім по емпіричних формулах обчислюються коефіцієнти, що характеризують міри використання потужності і кутової швидкості. Ці коефіцієнти характеризують міру зменшення або збільшення питомої витрати палива в порівнянні з питомою витратою при максимальній потужності двигуна.

Паливна характеристика сталого руху є графіками залежностей путньої витрати палива Q_s від швидкості автомобіля V на усіх його передачах.

Q_s визначається по формулі:

$$Q_s = \frac{g_e P^{k_H} k_E P_{ДН}}{36 V \rho_T}, \quad (2.37)$$

де g_e - питома витрата палива при максимальній потужності двигуна;

k_H - коефіцієнт, що характеризує міру використання потужності;

k_E - коефіцієнт, що характеризує міру використання кутової швидкості колінчастого валу;

$P_{ДН}$ - потужність навантаження двигуна на цьому швидкісному режимі;

Коефіцієнт k_E визначається по формулі:

$$k_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3 \quad (2.40)$$

де E - міра використання кутової швидкості.

Контрольна витрата палива визначається при двох значеннях швидкості: 40 і 60 км/год.

Значення контрольної витрати палива представлені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7

Показники паливної економічності автомобіля

Найменування показника і одиниця виміру	Значення	
	6501	МЗКТ-65157
1.Контрольный витрата палива при швидкості 40 км/год, л/100км	39.53	51.87
2.Контрольный витрата палива при швидкості 60 км/год, л/100км	43.33	56.86

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА

3.1. Розробка загального вигляду автомобіля

Основними задачами загального компонування автомобіля може бути:

- вибір схеми;
- раціональне відносне розміщення основних агрегатів і механізмів з метою забезпечення виконання автомобілем його функціонального призначення з найбільшою ефективністю;

- виконання вимог технічного завдання з дотриманням законодавчих обмежень і приписів (габаритні розміри, осьові навантаження, повні маси);

Загальне компонування автомобіля починають з планування салону, і в першу чергу з організації робочого місця водія і розміщення пасажирів.

Основним нормативним документом при проектуванні робочого місця водія є ДСТУ, що встановлює ергономічні вимоги до відносного розташування основних елементів робочого місця водія, номенклатуру показників, що характеризують міру відповідності робочого місця ергономічним вимогам до робочої пози і простору для розміщення водія. Тип і конструкцію кабін стандарт не визначає.

Робоче місце водія проектується з використанням двовірних плоских манекенів, погоджених з тривимірним посадочним. Тривимірний манекен відтворює форму і масу людини, двовірний - положення основних частин тіла водіїв різного рівня репрезентативності (показності). Він використовується на всіх стадіях розробки автомобіля. Використовують три манекени для 10-, 50 - і 90% -го рівня репрезентативності, що розрізняються завдовжки стегна і гомілки, але не торсу. Рівень репрезентативності відповідає категорії дорослих чоловіків. Положення манекена на сидінні рис. 3.1 задається значеннями координат a і b , кутом нахилу осі торсу до вертикалі і кутами α між осями окремих елементів. Сидіння водія повинне мати пристрій для регулювання його положення відносно органів управління і вітрового вікна в подовжньому і вертикальному напрямках. Переміщення сидіння водія в подовжньому напрямі має бути не менше 100 мм, а у вертикальному - не менше 80 мм.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

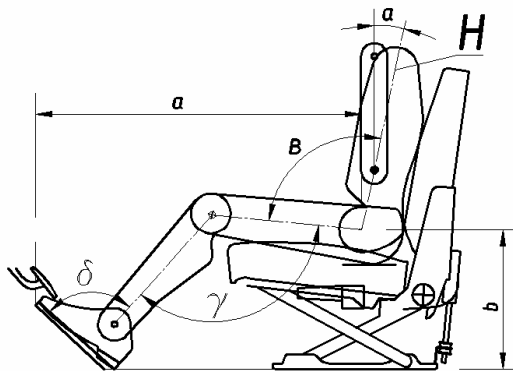


Рис. 3.1. Розміщення водія

Проектований автомобіль-самоскид виконаний за компоувальною схемою «кабіна збоку двигуна». Застосування такого компоування дозволяє підвищити оглядовість з робочого місця водія, підвищити маневреність автомобіля і зменшити його габарити і масу. Оскільки кабіна знаходиться у близькості від двигуна, то для зниження рівня шуму встановлюється шумоізолююча капсула двигуна.

Компоування агрегатів і вузлів проектного автомобіля аналогічне компоуванню прототипу - автомобіля МЗКТ-65157. Габаритні розміри автомобіля-самоскида приведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Габаритні розміри спроектованого автомобіля

Параметр	Значення
Габаритна довжина, мм	8800
Ширина (без дзеркал), мм	2500
Габаритна ширина, мм	2860
Висота, м	3250
База, мм	4400
Колія передніх коліс, мм	2030
Колія задніх коліс, мм	1790
Дорожній просвіт, мм	280
Радіус подовжньої прохідності, мм	1600
Радіус поперечної прохідності, мм	820

Загальний вигляд спроектованого автомобіля-самоскида представлений на рис.3.2.

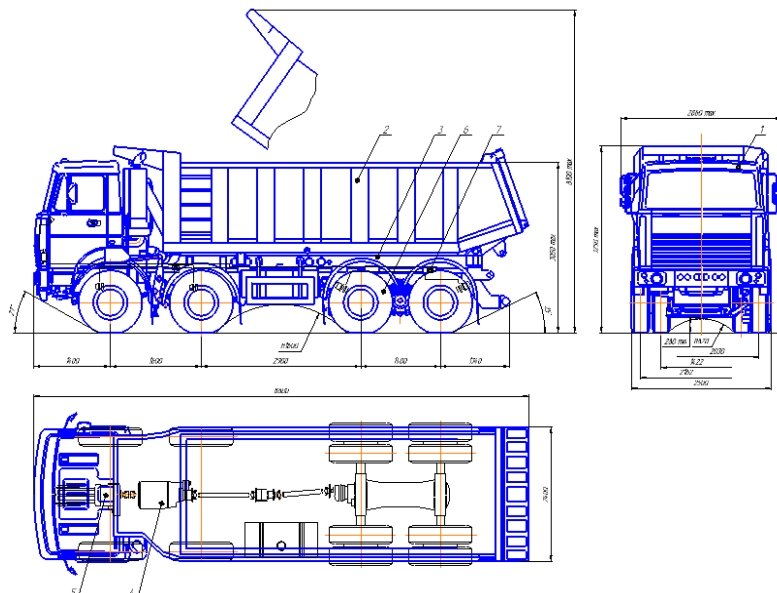


Рис.3.2. Загальний вигляд проектованого автомобіля-самоскида

3.2. Вибір та установка спеціальних механізмів на автомобілі

Пневмопривод шасі обладнаний 4-х канальної антиблокувальної системи (АБС) типу 4S/4М (4 датчики/4 модулятори). Система, що розробляється, складається з датчиків (кутової швидкості обертання коліс, повороту керованих коліс і прискорення автомобіля), модуляторів гальмівного тиску, електронного блоку управління, реле, блоку запобіжників, сполучних кабелів, діагностичної лампи і клавіші діагностики.

Датчики частоти обертання колеса (ДЧВК) індуктивного типу, встановлюються в колесах передньої осі і заднього моста. Зубчастий ротор напресовується на маточину, а датчик встановлюється в поворотному кулаці передньої осі або на кронштейні заднього моста (рис. 3.3-3.4).

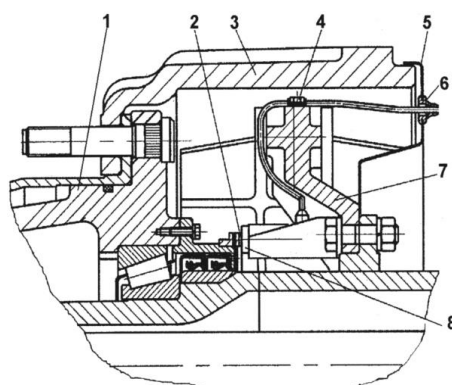


Рис. 3.3. Установка датчика АБС в колесі провідного моста:

1 - маточина; 2 - барабан гальмівний; 3 - ротор датчика; 4 - скоба; 5 - щиток гальмівного механізму; 6 - втулка дроту; 7 - супорт

					М.А.А.Г.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

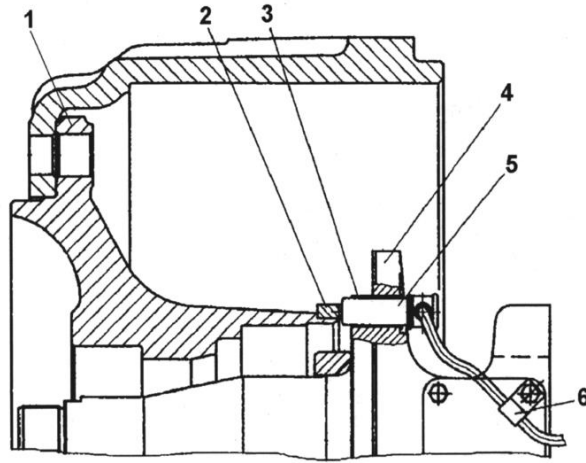


Рис. 3.4. Установка датчика АБС в колесі передньої осі:

1 - маточина; 2 - ротор датчика; 3 - втулка датчика; 4 - кулак поворотний; 5 - датчик; 6 - скоба

При обертанні колеса в обмотці датчика знаходиться ЕРС, що створює змінну напругу, частота якої пропорційна частоті обертання колеса. Отриманий сигнал по кабелях передається у блок управління. Для нормальної роботи датчика проміжок між ротором і датчиком не повинен перевищувати 1,3 мм.

Електропневматичні модулятори гальмівного тиску встановлюються в гальмівних магістралях передніх і задніх коліс на каркасі основи шасі перед гальмівними камерами (рис.3.5).

Електронний блок встановлюється в кабіні водія і з'єднується із стараними пристроями і датчиками за допомогою відповідних кабелів. Кабелі прокладаються і кріпляться так, щоб вони були захищені від ушкоджень. Кабелі колісних датчиків і модуляторів повинні мати достатнє слабке місце для компенсації ходу підвіски і роботи рульового управління. При цьому має бути унеможливлена ушкодження кабелю поворотним кулаком і деталями підвіски.

Блок запобіжників, встановлений під відкидною панеллю, служить для захисту електрокерованих елементів АБС.

Діагностичні лампи з символами «ABS», що сигналізують про справність (несправності АБС), і клавіша діагностики АБС, розташовані на панелі вимикачів в кабіні водія.

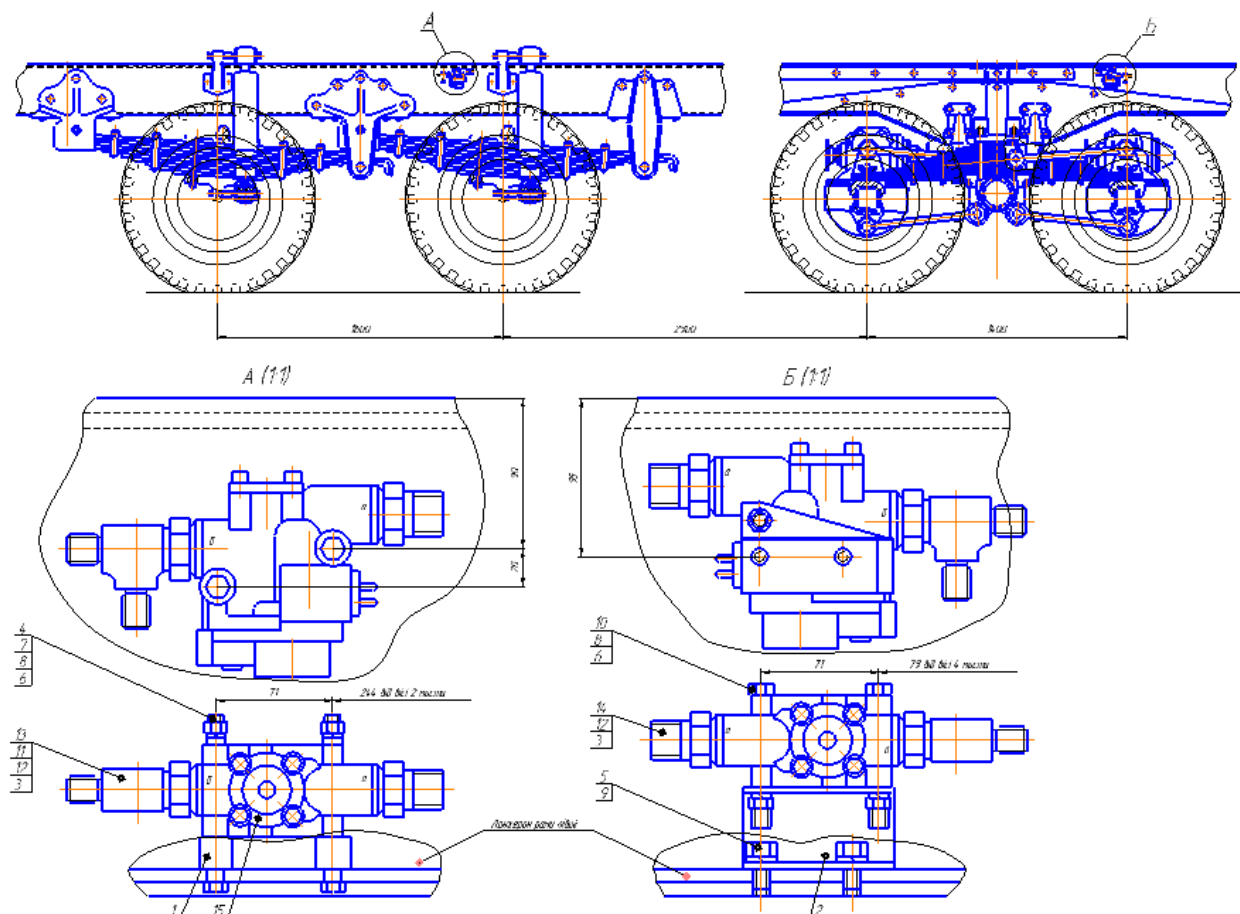


Рис.3.5. Установка модуляторів

3.3. Конструкція, принцип дії механізмів і систем, що розробляються

Антиблокувальна система (АБС) управління гальмівними моментами є системою автоматичного регулювання із зворотним зв'язком. Вона отримує інформацію про характер руху коліс, на підставі якої визначається початок процесу блокування і включається система імпульсного регулювання тиску, яка зменшує гальмівний момент і забезпечує виключення блокування коліс.

На рис.3.6 показано функціональна схема АБС. Вона включає систему датчиків для збору інформації про характеристиках процесу гальмування, модулятори і електронний блок управління. Мікропроцесор ЕБУ реалізує в режимі реального часу алгоритм управління.

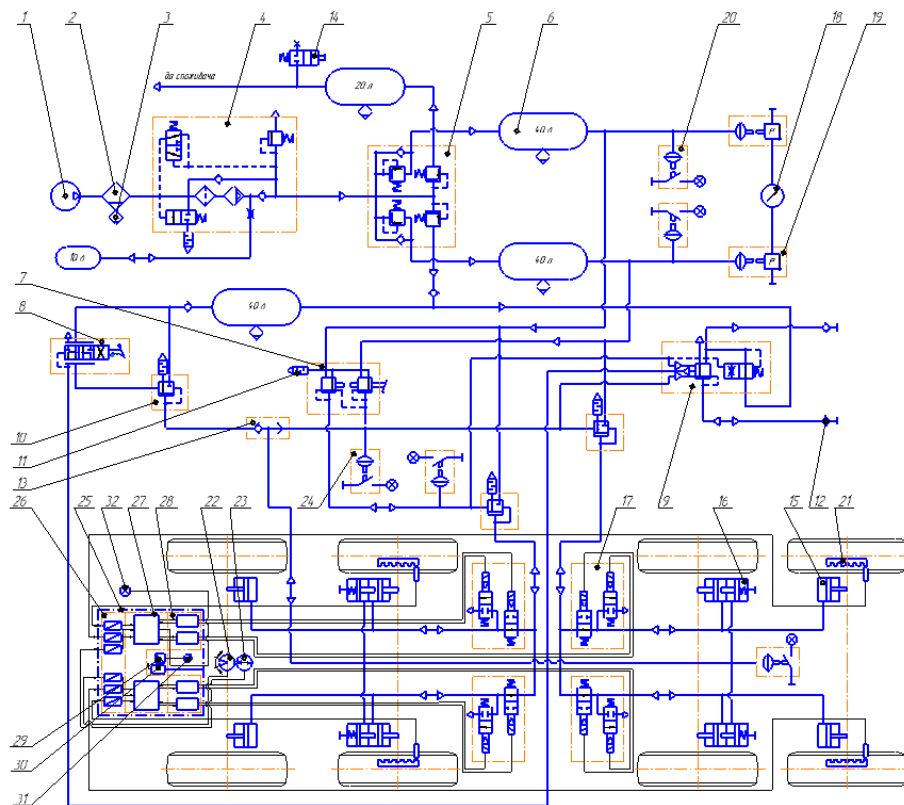


Рис.3.6. Функціональна схема АБС

Основна ідея якої заснована на тому, що при перевищенні ковзання, відповідного максимальному коефіцієнту зчеплення, швидкість обертання колеса швидко зменшується, тому у цей момент необхідно короткочасно понизити тиск в гальмівному приводі. Для реалізації такого алгоритму використовується інформація про кутові швидкості $\omega_{до}$, уповільненнях $\epsilon_{до} = d\omega_K / dt$ усіх коліс, про кути повороту $\alpha_{до}$ керованих коліс і про швидкість автомобіля V_a . Система датчиків забезпечує вимір $\omega_{до}$, $\alpha_{до}$ і подовжній складовій прискорення автомобіля a_x , спрямованій упродовж осі x . Значення $\epsilon_{до}$ отримують шляхом чисельного диференціювання результатів вимірів a_x , а значення v_a - чисельною інтеграцією результатів вимірів a_x . Обчислення виконує мікропроцесор ЕБУ.

Розглянемо процеси управління АБС представлені на рис. 3.5. У початковому стані, в який алгоритм переводиться при включенні живлення і знаходиться там нескінченно довго, поки колесо котиться без перевищення порогу уповільнення $\epsilon_{к0}$, - клапана модулятора пасивні і вимкнені. При натисненні водія на педаль гальма відбувається збільшення тиску в гальмівних камерах, уповільнення колеса різко зростає перевищуючи поріг $\epsilon_{к0}$. Подальше

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МАОГ.482131.004-00 ПЗ

Арк.

39

підвищення тиску в гальмівній камері безглуздо і приведе лише до гальмування колеса, а не автомобіля. Тому включається клапан відсічення і тиск фіксується на досягнутому рівні. Паралельно відбувається розрахунки λ_T за формулою 3.1.

$$\lambda_T = (\vartheta_a - \omega_k \cdot r_{k0}) / \vartheta_a \quad (3.1)$$

Якщо прослизання колеса досягає порогу λ_{T1} - колесо знаходиться в зоні максимального зчеплення і подальше збільшення прослизання колеса небажане. Включається клапан випуску, тиск падає починається розгін колеса. Прискорення колеса входить в допустиму зону. Клапан випуску вимикається, якщо прослизання не досягла порогу λ_{T2} , інакше клапан випуску залишається включеним досі, поки прискоренні колеса не перевищить позитивний поріг ϵ_{k1} . Після цього гальмівний момент необхідно збільшити з тим, щоб припинити розгін колеса і підтримувати величину ковзання на оптимальному рівні. Що і робиться спочатку імпульсом виключення клапана відсічення фіксованої тривалості (для вибірки гістерезису гальмівного механізму), а потім періодичними імпульсами підкочування тиску, тривалість і період яких розраховується певним чином. Починається уповільнення колеса. Сенс процесу полягає в тому, щоб створити в камері деякий "оптимальний" тиск, таке, щоб з одного боку, відтягнути час перевищення порогу по прискоренню (це пов'язано з витратою повітря в гальмівній системі), з іншої - таке, щоб максимізувати гальмівну силу. Прискорення їдо знову перевищує поріг і увесь процес повторюється. Число таких циклів скидання/підкочування тиску зазвичай складає 2.5 разів в секунду. Залежно від кута повороту керованих коліс відбувається коригування порогових значень.

Регулювання гальмівного моменту в антиблокувальній системі забезпечується модулятором тиску, що є електромагнітним клапаном, який підтримує необхідний рівень тиску в робочих гальмівних циліндрах при екстреному гальмуванні незалежно від тиску, що задається головним гальмівним циліндром.

Коли система АБС не вступає в роботу, стисле повітря вільно проходить через модулятори АБС. При роботі системи гальмівний тиск модулюється виходячи із стану колеса.

Електропневматичний регулювальний клапан забезпечує точну, ступінчасту модуляцію тиску в гальмівних циліндрах в процесі регулювання. Він

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зазвичай встановлюється на рамі транспортного засобу або на осі. Він складається з двох електромагнітів і двох мембранних клапанів.

Швидкодіючі магнітні клапани управляють тиском в попередніх камерах мембран модулятора (рис. 3.8).

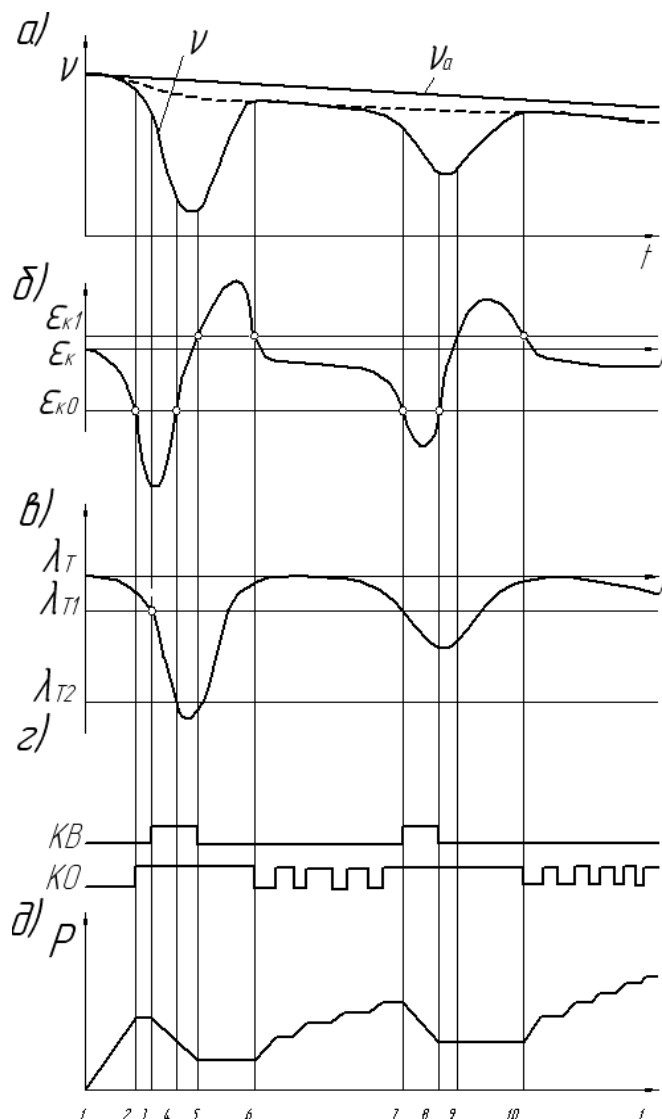


Рис. 3.7. Процеси управління АБС:

а - швидкість колеса; б - кутове прискорення; у - ковзання колеса; г - робота клапанів відсічення (До) і випуску (КВ)

Малий час спрацювання і наявності функцій підвищення, підтримки і пониження тиску, є передумовами для високої ефективності роботи гальмівної системи і малого споживання повітря при роботі АБС.

Підвищення тиску : до тих пір, поки від електронного блоку не поступає сигналів камера управління мембрани (2), випускного клапана сполучена з атмосферою. Гальмівний тиск, що поступає через вхід (1), піднімає мембрану

(3) і безперешкодно передається на вхід (4) гальмівного циліндра. Одночасно гальмівний тиск передається повз незатягнутий якір (8) в камеру управління мембраною (6) і підтримує випускний клапан в закритому стані. Якщо водій АТЗ знижує гальмівний тиск, стисле повітря з гальмівної камери виходить через вхід (1). За певних умов відкривається і випускна мембрана магнітного клапана, допомагаючи якнайшвидшому розгальмуванню колісного гальма.

Підтримка тиску : по засобах активізації електромагніт (10) через ущільнювач якоря (11) в регулювальну камеру (2) передається гальмівний тиск. Це призводить до закриття мембранного клапана, розділяє вхід (4) від входу (1) і запобігає, таким чином, вступ стислого повітря в гальмівну камеру.

Пониження тиску : для пониження тиску збуджуються обмотки обох електромагнітів. Дія електромагніту (10) приводить, як описано при підтримці тиску, до припинення подачі стислого повітря. Одночасно збуджується електромагніт (9) таким чином, що порожнина управління мембрани випускного клапана через ущільнювач якоря (6) з'єднується з атмосферою. При цьому наявне в гальмівному циліндрі стисле повітря поступає через ущільнювач мембрани (5) до клапана випуску повітря і далі в атмосферу.

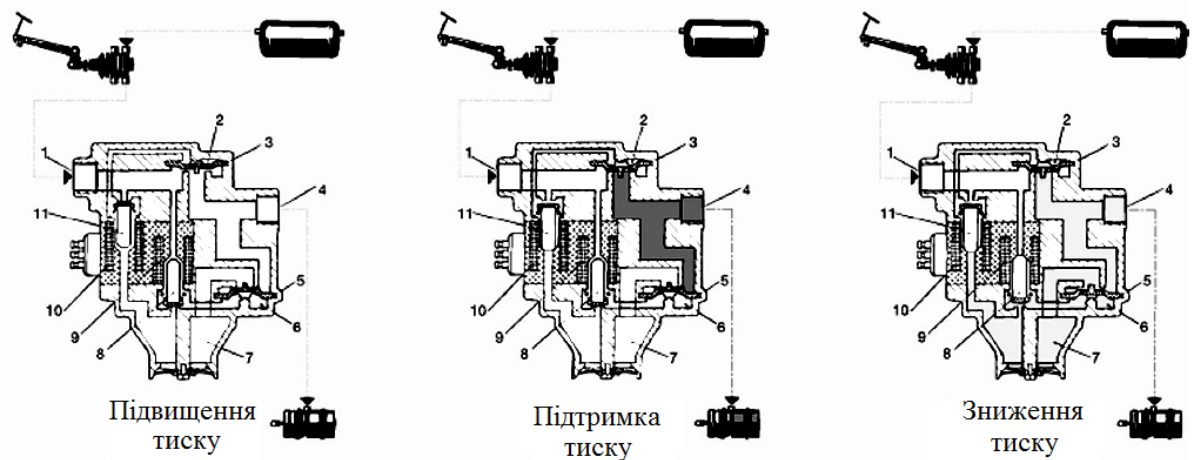


Рис. 3.8. Принципи роботи модулятора

3.4. Математичне моделювання і визначення основних параметрів проектного механізму (системи)

Розглянемо основні параметри, які характеризують призначення гальмівної системи.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

На автомобіль під час гальмування чинить дію ряд зовнішніх і внутрішніх дій. При гальмуванні на колеса автомобіля діють гальмівні моменти M_{KT1} і M_{KT2} , подовжні реакції гальмівних коліс R_X , сила інерції F_j і інерційні моменти коліс M_{jk1} і M_{jk2} , а оскільки експлуатація автомобіля-самоскида, що розробляється, передбачена в кар'єрі, де автомобіль рухається, в основному, або із спуску або рухається на підйом, тому необхідно враховувати силу опору підйому F_h , розглянемо випадок коли автомобіль гальмує при русі із спуску і сила опору підйому F_h стає негативною, тобто стає рушійною силою і зменшує уповільнення. При інтенсивному гальмуванні швидкість автомобіля дуже швидко зменшується, тому впливом опору повітря F_W на уповільнення можна нехтувати. Так само розглядатимемо гальмування автомобіля при від'єднаному двигуні від трансмісії.

Призначимо критерії оцінки для цих пристроїв гальмівної системи, що розробляється. Головними критеріями оцінки будуть такі величини як значення гальмівного шляху, уповільнення гальмування, час гальмування, величина ухилу при утримуванні автомобіля на місці для робочої і стоянки гальмівної системи. Далі про ефективність гальмівної системи, що розробляється, ми судитимемо по таких величинах як градієнт температури гальмівного механізму, який характеризує розподіл теплоти по гальмівному барабану, фрикційним накладкам і гальмівним колодкам, максимально необхідний тиск в трубопроводі, який призначений для створення достатнього зусилля притиснення колодок з фрикційними накладками до гальмівного барабана, так само оцінними критеріями виступають максимальні габаритні розміри, обумовлені компонованням автомобіля, а так само маса вказаних агрегатів, яка не повинна перевищувати маси аналогічних пристроїв автомобілів-аналогів.

Обмеженнями при проектуванні будуть передусім нормативні значення уповільнення і гальмівного шляху, часу спрацьовування гальмівного приводу.

Керованими параметрами в цій гальмівній системі можна прийняти конструктивні параметри гальмівного механізму, приводу, гальмівного крану, модуляторів тиску, а також маси, вказаних пристроїв.

Завдання розрахунку : Визначення навантажень на дорогу при гальмуванні шасі колісного 6501 (далі шасі), визначення оптимальних гальмівних сил і гальмівних моментів, що розвиваються на колесах по умові зчеплення шин з дорогою. Визначення гальмівних моментів колісних гальмівних меха-

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

нізмів робочої гальмівної системи. Визначення гальмівного шляху і уповільнення шасі. Розрахунок показників ефективності гальмівної системи стоянки шасі. Розрахунок показників ефективності запасної гальмівної системи шасі.

Початкові дані представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Початкові дані

Повна маса шасі :		$m_a = 30000 \text{ кг}$
Координати центру тяжіння повної маси :		
– від першої осі:		$X = 3659 \text{ мм}$
– від рівня ґрунту :		$Y = 1646 \text{ мм}$
Споряджена маса шасі з екіпажем:		$m_{a \text{ сн}} = 12300 \text{ кг}$
Координати центру тяжіння спорядженої маси з екіпажем:		
– від першої осі:		$X = 2851 \text{ мм}$
– від рівня ґрунту :		$Y = 964 \text{ мм}$
Маса вантажу, що перевозиться :		$m_{гр} = 17700 \text{ кг}$
Координати центру вантажу :		
– від першої осі:		$X = 4139 \text{ мм}$
– від рівня ґрунту :		$Y = 2000 \text{ мм}$
Відстані між осями:		$L_{1-2} = 1600 \text{ мм}$
		$L_{2-3} = 2900 \text{ мм}$
		$L_{3-4} = 1400 \text{ мм}$
Радіус кочення колеса динамічний:		$r_{гк} = 0,542 \text{ м}$
Радіус колеса статичний:		$r_{ст} = 0,526 \text{ м}$
Гальмівна система - пневматична.		
Колісне гальмо - колодка, барабанного типу, з фіксованим кулаком. На передніх осях (1-а і 2-а) автомобіля-самоскида застосована односхила установка коліс, на задніх (3-а і 4-а) - двоскатна. На 2-ій і 3-ій осях встановлені гальмівні камери з енергоаккумуляторами		
Підвіска передніх осей - ресорна, задніх - ресорно-балансирна		
Приведена жорсткість підвіски мостів:		$C_{ПР1} = C_{ПР2} = C_{ПР3} = C_{ПР4} = 521 \text{ Н/мм}$
Вільний хід підвіски коліс передніх мостів відносно коліс задніх мостів по колії:		$a = 0 \text{ мм}$
Безпружинні маси і їх відстань від I -ої осі :		
	$m_1 = 900 \text{ кг}$	$L_1 = 0 \text{ мм}$
	$m_2 = 900 \text{ кг}$	$L_2 = 1600 \text{ мм}$
	$m_3 = 900 \text{ кг}$	$L_3 = 4500 \text{ мм}$
	$m_4 = 900 \text{ кг}$	$L_4 = 5900 \text{ мм}$

Розрахункова схема представлена на рис.3.10.

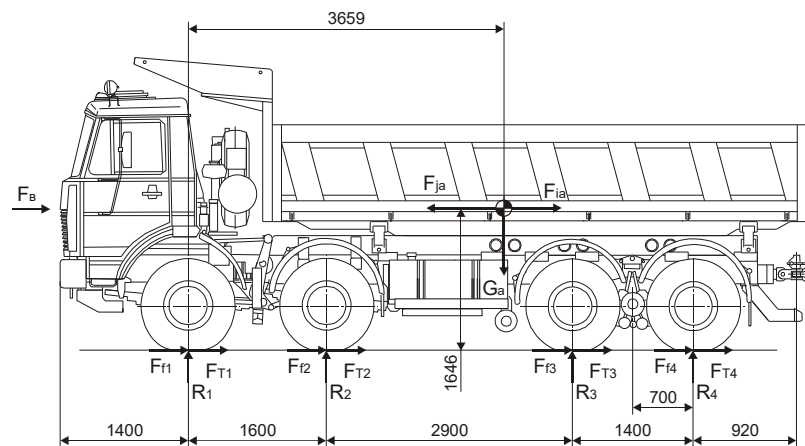


Рис. 3.10. Схема сил і реакцій, діючих на автомобіль-самоскид під-час гальмуванні

Розрахунок гальмівної системи

1) Розрахунок розподілу навантажень на дорогу при гальмуванні АТЗ :

При гальмуванні автотранспортного засобу основною рушійною силою являється сила інерції (F_j).

Рівняння руху АТЗ при гальмуванні має вигляд (розрахункова схема приведена на рис. 3.10) :

$$F_j = F_v + F_f + F_i + F_T; \quad (3.2)$$

де F_v - сила опору повітря, Н;

F_i - сила опору підйому, Н;

F_f - сила опору коченню колеса, Н;

F_T - гальмівна сила, АТЗ, що розвивається гальмівними механізмами, Н;

F_j - сила інерції АТЗ, Н.

Якщо не враховувати опір підйому і опір повітря, то рівняння (3.2) набере вигляду:

$$F_j = F_f + F_T; \quad (3.3)$$

$$F_j = m_a \cdot \delta \cdot j; \quad (3.4)$$

де j - уповільнення АТЗ, м/с².

δ - коефіцієнт обліку мас АТЗ, що обертаються, при гальмуванні.

$\delta = 1,03 \dots 1,05$.

За результатами розрахунку тягово-динамічних і паливно-економічних показників шасі приймаємо: 1,10.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$F_f = G_a \cdot f = m_a \cdot g \cdot f; \quad (3.5)$$

$$F_T = \frac{M_T}{r_k}, \quad (3.6)$$

де M_T - гальмівний момент, що розвивається гальмівними механізмами АТЗ, Н/м;

G_a - вага АТЗ, Н;

f - коефіцієнт опору коченню колеса;

g - прискорення вільного падіння, м/с^2 .

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Максимально можливі значення гальмівної сили обмежуються по зчепленню коліс з дорогою:

$$F_{T \max} = G_a \cdot \varphi = m_a \cdot g \cdot \varphi, \quad (3.7)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення шин з дорожнім полотном.

Підставивши вирази (3.4), (3.5) і (3.7) у вираження (3.3) отримаємо:

$$m_a \cdot \delta \cdot j = m_a \cdot g \cdot \varphi + m_a \cdot g \cdot f; \quad (3.8)$$

Виразив з (3.8) значення (j) отримаємо максимально можливе уповільнення АТЗ ($j_{\max}$):

$$j_{\max} \leq \frac{g \cdot (f + \varphi)}{\delta}. \quad (3.9)$$

Для розрахунку приймаємо $0,7 f = 0,02$ (дорожнє покриття - сухий асфальтобетон). Максимально можливе уповільнення на асфальті при повному використанні гальмівних моментів на колесах по зчипній вазі буде:

$$j_{\max} = \frac{9,81 \cdot (0,7 + 0,02)}{1,10} = 6,421 \text{ м/с}^2.$$

Задаючись значеннями уповільнення (j) від 0 до ($j_{\max}$) визначаємо навантаження на осі шасі при гальмуванні з різними значеннями уповільнень. Розрахунок виконується на ПЕОМ. Результати розрахунку представлені у вигляді графічної залежності на рис.3.11.

2) Визначення оптимальних гальмівних сил і гальмівних моментів.

Розрахунок оптимальних гальмівних сил і моментів зводиться до визначення необхідних гальмівних моментів ($M_{\text{Топі}}$) і сил ($F_{\text{Топі}}$), що розвиваються гальмівними механізмами на колесах осі, які забезпечили б гальмування АТЗ з рівними уповільненнями на осях і при цьому відповідали осьовим навантаженням.

$$F_{\text{Топі}} = \frac{R_i}{g} \cdot j; \quad (3.10)$$

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$M_{Toni} = F_{Toni} \cdot r_k = \frac{R_i}{g} \cdot j \cdot r_k ; \quad (3.11)$$

де R_i - навантаження, що доводиться на i -у вісь, Н.

Задаючись визначеними раніше величинами осевих навантажень, розрахованих при різних значеннях уповільнення АТЗ, визначаємо оптимальні гальмівні сили і моменти для кожної осі. Розрахунок робиться на ПЕВМ. Результати розрахунку представлені у вигляді графічної залежності на рис. 4.3.

3) Визначення максимальних гальмівних сил і моментів, що розвиваються на колесах, по умові зчеплення шин з дорогою.

Максимально можливі значення гальмівних сил ($F_{Tци}$) і моментів ($M_{Tци}$) обмежених по зчепленню шин з дорогою, визначаються по формулах:

$$F_{Tци} = R_i \cdot \varphi ; \quad (3.12)$$

$$M_{Tци} = F_{Tци} \cdot r_k = R_i \cdot \varphi \cdot r_k ; \quad (3.13)$$

Задаючись визначеними раніше величинами осевих навантажень, розрахованих при різних значеннях уповільнення АТЗ, визначаємо максимальні гальмівні сили і моменти на колесах по умові зчеплення шин з дорогою для кожної осі. Розрахунок робиться на ПЕОМ. Результати розрахунку представлені у вигляді графічної залежності на рис 3.12.

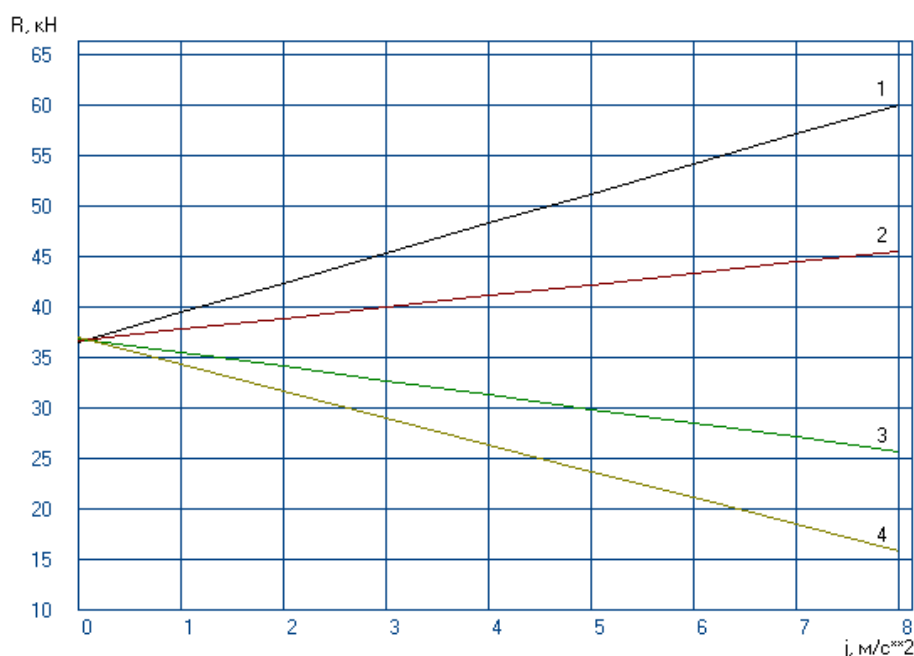


Рис. 3.11. Графік залежності навантажень на колеса шасі від величини уповільнення

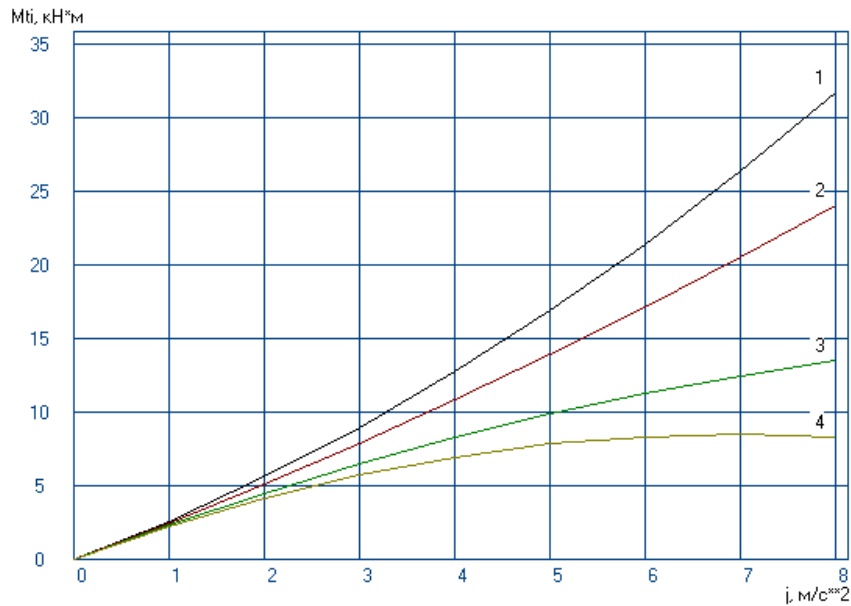


Рис. 3.12. Графік залежності оптимальних гальмівних моментів, що розвиваються на колесах шасі, від величини уповільнення

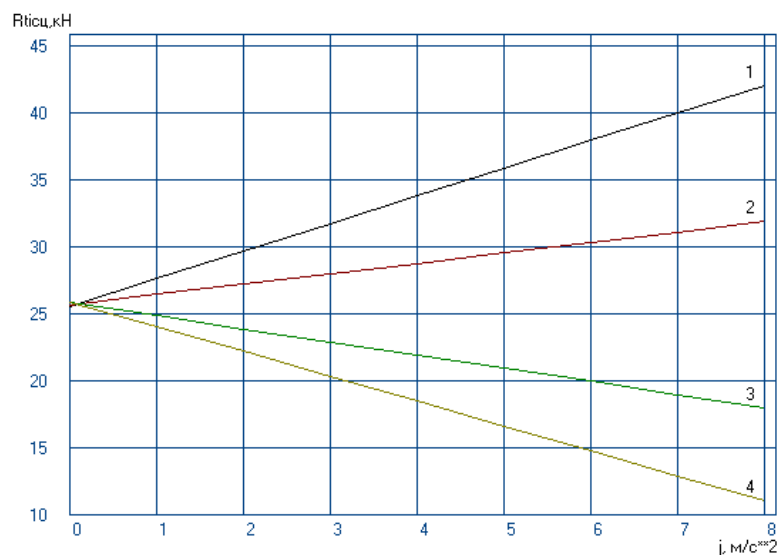


Рис. 3.13 - Графік залежності гальмівних сил, що розвиваються на колесах шасі по умові зчеплення шин з дорогою, від величини уповільнення

Визначення гальмівного шляху і уповільнення

Стале уповільнення АТЗ (јуст) при гальмуванні визначається з вираження (3.3), в якому силою опору коченню колеса нехтують.

Тоді:

$$j_{уст} = \frac{\sum F_T}{\delta \cdot m_a} = \frac{\sum M_T}{\delta \cdot r_k \cdot m_a}; \quad (3.14)$$

де F_T - сума гальмівних сил, АТЗ, що розвиваються гальмівними механізмами, Н.

ΣM_T - сума гальмівних моментів, АТЗ, що розвиваються гальмівними механізмами, Н/м.

Значення гальмівного моменту, що розвивається на колесі АТЗ залежно від тиску в гальмівній камері приведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Значення гальмівного моменту, що розвивається на колесі АТЗ залежно від тиску повітря в гальмівній камері

Тиск в гальмівній системі	Значення гальмівного моменту
$P = 0,64 \text{ МПа (6,5 кгс/см}^2\text{)}$	МТ до = 15290 Н/м
$P = 0,69 \text{ МПа (7,0 кгс/см}^2\text{)}$	МТ до = 16500 Н/м
$P = 0,78 \text{ МПа (8,0 кгс/см}^2\text{)}$	МТ до = 18980 Н/м

Дане шасі відноситься до вантажних автомобілів категорії N3.

Гальмівний шлях (ST), визначається по формулі:

$$S_T = A \cdot V_0 + \frac{V_0^2}{26 \cdot j_{yct}}; \quad (3.15)$$

де $A = 0,15$ - для автомобілів категорії M2, M3 і N;

V_0 - початкова швидкість гальмування, км/год.

Задаючись визначеними раніше величинами гальмівних сил і моментів, розрахованих при різних значеннях уповільнення АТЗ, визначуваний гальмівний шлях і стале уповільнення шасі при різному тиску повітря в гальмівній системі. Результати розрахунку приведені в таблиці 4.4. Графік залежності гальмівного шляху від початкової швидкості гальмування, при різних тисках повітря в гальмівній системі, приведений на рис 4.5.

Нормативи ефективності робочої гальмівної системи вантажного автомобіля для автотранспортних засобів категорії N3 приведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Нормативи ефективності робочої гальмівної системи для АТЗ категорії N3

Параметр:	При випробуваннях «нуль»	При випробуваннях I
Для вантажного автопоїзда, тягачем якого є автомобіль категорії N3 :		
Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	60,0	60,0
Гальмівний шлях, ST , м	не більше 38,5	не більше 45,4
Стале уповільнення $j_{уст}$, $м/с^2$	не менше 5,0	не менше 4,0
Для вантажного автомобіля категорії N3 :		
Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	60,0	60,0
Гальмівний шлях, ST , м	не більше 36,7	не більше 43,6
Стале уповільнення $j_{уст}$, $м/с^2$	не менше 5,0	не менше 4,0

Таблиця 3.5

Результати розрахунку гальмівного шляху і сталого уповільнення при гальмуванні робочою гальмівною системою

Тиск повітря в гальмівній системі:		
$P = 0,64 \text{ МПа (6,5 кгс/см}^2\text{)}$	$P = 0,69 \text{ МПа (7,0 кгс/см}^2\text{)}$	$P = 0,78 \text{ МПа (8,0 кгс/см}^2\text{)}$
Гальмівний момент, що розвивається гальмівним механізмом, шасі (МТ до а) :		
МТ до а24 = 15290,0 Н/м	МТ до а24 = 16500,0 Н(м	МТ до а24 = 18980,0 Н/м
Гальмівні моменти, що реалізуються на колесі по умові зчеплення шин з дорогою:		
МТсц1 = 15290,0 Н/м	МТсц1 = 16500,0 Н(м	МТсц1 = 18980,0 Н/м
МТсц2 = 15290,0 Н/м	МТсц2 = 16500,0 Н(м	МТсц2 = 18980,0 Н/м
МТсц3 = 13446,1 Н/м	МТсц3 = 13319,7 Н(м	МТсц3 = 13066,8 Н/м
МТсц4 = 10595,2 Н/м	МТсц4 = 10355,5 Н(м	МТсц4 = 9876,2 Н/м
Стале уповільнення при гальмуванні шасі :		
$j_{уст а} = 5,12 \text{ м/с}^2$	$j_{уст а} = 5,32 \text{ м/с}^2$	$j_{уст а} = 5,71 \text{ м/с}^2$
Сумарний гальмівний момент, що реалізовується на колесах по умові зчеплення шин з дорогою:		
$\Sigma \text{ МТ а} = 109242,6 \text{ Н/м}$	$\Sigma \text{ МТ а} = 113350,3 \text{ Н(м}$	$\Sigma \text{ МТ а} = 121805,8 \text{ Н/м}$
Сумарна гальмівна сила, що реалізовується на колесах по умові зчеплення шин з дорогою:		
$\Sigma \text{ FT а} = 169106,1 \text{ Н}$	$\Sigma \text{ FT а} = 175464,9 \text{ Н}$	$\Sigma \text{ FT а} = 188553,9 \text{ Н}$
Гальмівний шлях колісного шасі:		
№ V_0 , км/год ST , м	№ V_0 , км/год ST , м	№ V_0 , км/год ST , м

1	0	0,00	1	0	0,00	1	0	0,00
2	5	0,94	2	5	0,93	2	5	0,92
3	10	2,25	3	10	2,22	3	10	2,17
4	15	3,94	4	15	3,88	4	15	3,77
5	20	6,00	5	20	5,89	5	20	5,69
6	25	8,45	6	25	8,27	6	25	7,96
7	30	11,26	7	30	11,01	7	30	10,56
8	35	14,45	8	35	14,11	8	35	13,50
9	40	18,02	9	40	17,57	9	40	16,78
10	45	21,96	10	45	21,39	10	45	20,39
11	50	26,28	11	50	25,57	11	50	24,34
12	55	30,97	12	55	30,12	12	55	28,63
13	60	36,04	13	60	35,03	13	60	33,25
14	65	41,49	14	65	40,30	14	65	38,21
15	70	47,31	15	70	45,93	15	70	43,51
16	75	53,51	16	75	51,92	16	75	49,14
17	80	60,08	17	80	58,27	17	80	55,11

Робоча гальмівна система за показниками ефективності відповідає вимогам ДСТУ для вантажних автомобілів категорії N3 в усьому діапазоні робочих тисків повітря в гальмівній системі.

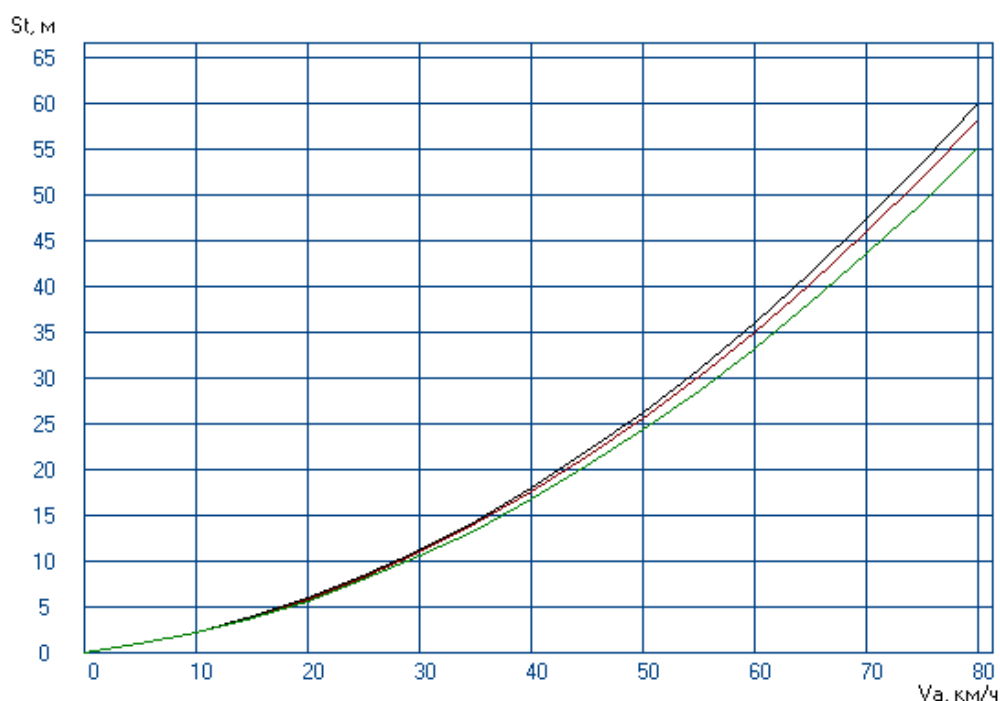


Рис. 3.13. Графік залежності гальмівного шляху від початкової швидкості гальмування

Розрахунок ефективності гальмівної системи стоянки

Ефективність гальмівної системи стоянки має бути такою, щоб сумарна гальмівна сила, що розвивається гальмівними механізмами цієї системи, повинна забезпечити утримання повністю навантаженого АТЗ на ухилі, заданому технічними умовами, але не менше 20% для АТЗ категорії N.

В якості гальмівної системи стоянки використовуються пружинні енергоаккумулятори, що впливають на колісні гальмівні механізми, встановлені на третьому і четвертому мостах.

За даними УГК «МАЗ», гальмівний момент, що створюється однією камерою з енергоаккумулятором, при ході штока 40 мм, складає M_{TC} до Е-24 = 10000 Н·м.

Повна маса шасі - $m_a = 30000$ кг.

Статичний радіус колеса шасі - $r_{cm} = 0,526$ м.

Ухил, на якому АТЗ утримується гальмівною системою стоянки, визначимо виходячи з рівняння:

$$G_a \cdot \sin \alpha = \frac{M_{TC}}{r_{cm}} + F_f \cdot \cos \alpha; \quad (3.16)$$

$$G_a \cdot \sin \alpha - F_f \cdot \cos \alpha = \frac{M_{TC}}{r_{cm}}; \quad (3.17)$$

Тоді:

$$\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha = \frac{M_{TC}}{r_{cm} \cdot G_a}; \quad (3.18)$$

Рівняння (3.24) є рівнянням виду [5 с. 170-171]:

$$a \cdot \sin \alpha + b \cdot \cos \alpha = c; \quad (3.19)$$

$$a^2 + b^2 \neq 0;$$

В даному випадку, після перетворень рівняння (3.18) маємо:

$$\sin(\alpha - \gamma) = \frac{M_{TC}}{G_a \cdot r_{cm} \cdot \sqrt{1^2 + f^2}}; \quad (3.20)$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1^2 + f^2}}; \quad (3.21)$$

Тоді:

$$\alpha = \gamma + \arcsin\left(\frac{M_{TC}}{G_a \cdot r_{cm} \cdot \sqrt{1^2 + f^2}}\right); \quad (3.22)$$

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$\gamma = \arccos\left(\frac{1}{\sqrt{1^2 + f^2}}\right); \quad (3.23)$$

$$i = 100 \cdot \tan \alpha; \quad (3.24)$$

де МТС - гальмівний момент, що розвивається на колесах АТЗ при роботі гальмівної системи стоянки, Н(м);

α - кут подовжнього ухилу дороги, градус;

i - шуканий ухил, %.

При розрахунку гальмівної системи стоянки приймаємо $f = 0,014$.

Тоді:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{1}{\sqrt{1^2 + 0,014^2}}\right) = 0,80208^\circ;$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 10000}{30000 \cdot 0,609 \cdot 9,81 \cdot \sqrt{1^2 + 0,014^2}}\right) + 0,80208 = 13,696^\circ;$$

$$i = 24,371 \text{ \%}.$$

Розраховане значення ухилу (i) відповідає вимогам ДСТУ 22895-77 для вантажних автомобілів категорії N3 (норматив - 20 %).

Розрахунок ефективності запасної гальмівної системи шасі

При розрахунку ефективності запасної гальмівної системи шасі розглянемо наступні варіанти її виконання :

- функції запасної гальмівної системи шасі виконує один із справних контурів робочої гальмівної системи;
- функції запасної гальмівної системи шасі виконує гальмівна система стоянки.

Передній контур включає гальмівні механізми першого і другого мостів, задній - третього і четвертого мостів.

Задаючись визначеними раніше величинами гальмівних сил і момен-тів, розрахованих при різних значеннях уповільнення АТЗ, визначуваний гальмівний шлях і стале уповільнення шасі при роботі кожного контура окремо при тиску повітря гальмівній системі рівному тиску відкриття кон-турів чотириконтурного захисного клапана. При цьому значення гальмівних

сил і моментів, що розвиваються умовно несправним контуром, прирівнюються до нуля.

Для пропонованого до установки на шасі захисного чотириконтурного клапана 8040.35.15.310-10 (64221-3515310-10) тиск відкриття контурів складає 0,64 (0,67 МПа.

Гальмівний шлях (ST) і стале уповільнення ($j_{уст}$) визначається за методикою, що вже використалася.

Нормативи ефективності запасної гальмівної системи для АТЗ категорії N3 приведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Нормативи ефективності запасної гальмівної системи для АТЗ категорії N3

Параметр:	Норматив по ДСТУ
Для вантажного автопоїзда, тягачем якого є автомобіль категорії N3 :	
Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	40,0
Гальмівний шлях, ST, м	не більше 35
Стале уповільнення $j_{уст}$, м/с ²	не менше 2,2
Для вантажного автомобіля категорії N3 :	
Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	40,0
Гальмівний шлях, ST, м	не більше 33,8
Стале уповільнення $j_{уст}$, м/с ²	не менше 2,2

Таблиця 3.7

Результати розрахунку гальмівного шляху і сталого уповільнення при використанні різних варіантів виконання запасної гальмівної системи

Передній контур	Задній контур	Гальмівна система стоянки
Тиск повітря в гальмівній системі:		—
P = 0,64 МПа (6,5 кгс/см ²)		
Гальмівний момент, що розвивається гальмівним механізмом, шасі (МТ до аі) :		
МТ до а24 = 15290,0 Н/м		Мт до Е-24 = 10000,0 Н·м.
Гальмівні моменти, що реалізуються на колесі по умові зчеплення шин з дорогою :		
МТсц1 = 15290,0 Н/м	МТсц1 = 0 Н(м	МТсц1 = 0 Н/м
МТсц2 = 15290,0 Н/м	МТсц2 = 0 Н/м	МТсц2 = 0 Н/м
МТсц3 = 0 Н/м	МТсц3 = 14990,4 Н/м	МТсц3 = 10000,0 Н/м
МТсц4 = 0 Н/м	МТсц4 = 13522,4 Н/м	МТсц4 = 10000,0 Н/м

Стале уповільнення при гальмуванні шасі :								
jуст а = 2,87 м/с ²			jуст а = 2,67 м/с ²			jуст а = 1,88 м/с ²		
Сумарний гальмівний момент, що реалізовується на колесах по умові зчеплення шин з дорогою :								
Σ МТ а = 61160,0 Н/м			Σ МТ а = 57025,4 Н(м			Σ МТ а = 40000,0 Н(м		
Сумарна гальмівна сила, що реалізовується на колесах по умові зчеплення шин з дорогою :								
Σ FT а = 94674,9 Н			Σ FT а = 88274,7 Н			Σ FT а = 61919,5 Н		
Гальмівний шлях колісного шасі :								
№	V0, км/год	ST, м	№	V0, км/год	ST, м	№	V0, км/год	ST, м
1	0	0,00	1	0	0,00	1	0	0,00
2	5	1,09	2	5	1,11	2	5	1,26
3	10	2,84	3	10	2,94	3	10	3,55
4	15	5,27	4	15	5,49	4	15	6,85
5	20	8,36	5	20	8,76	5	20	11,18
6	25	12,13	6	25	12,75	6	25	16,54
7	30	16,56	7	30	17,46	7	30	22,91
8	35	21,67	8	35	22,90	8	35	30,31
9	40	27,44	9	40	29,05	9	40	38,73
10	45	33,89	10	45	35,92	10	45	48,18
11	50	41,00	11	50	43,51	11	50	58,65
12	55	48,79	12	55	51,83	12	55	70,14
13	60	57,24	13	60	60,86	13	60	82,65
14	65	66,37	14	65	70,61	14	65	96,19
15	70	76,17	15	70	81,08	15	70	110,75
16	75	86,63	16	75	92,28	16	75	126,33
17	80	97,77	17	80	104,19	17	80	142,93
Відповідність вимогам								
Відповідає.			Відповідає.			Не відповідає.		

Т. до. розраховані показники ефективності гальмування для переднього і заднього контурів робочої гальмівної системи шасі відповідають вимогам ДСТУ, то в якості запасної пропонується використовувати справний контур робочої гальмівної системи.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Розрахунок конструктивних параметрів гальмівної системи

Визначимо конструктивні параметри гальмівного механізму, схема якого представлена на рис.3.14.

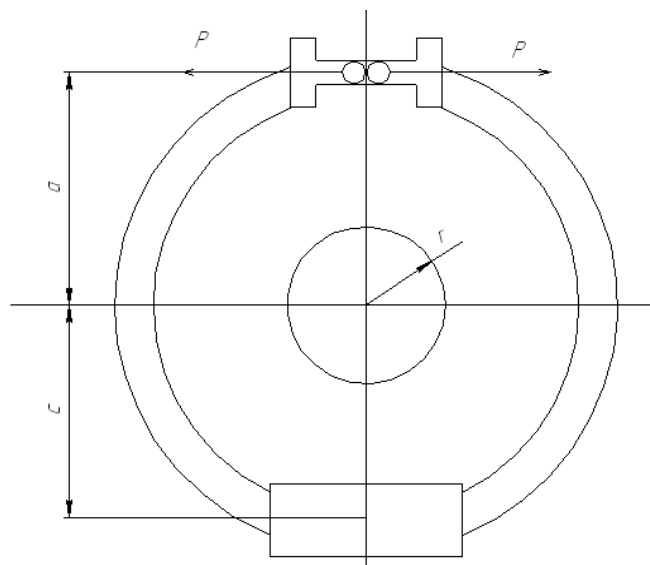


Рис. 3.14. Схема гальмівного механізму

Таблиця 3.8

Початкових даних для визначення приводних зусиль гальмівного механізму

Найменування параметра	Значення
Радіус r	0.00.08 м
Ширина фрикційної накладки, b	0.0.1 м
Відстань a	0.0.17 м
Відстань c	0.00.017 м
Кут розтискного клину γ	80 град
Щільність матеріалу барабана, ρ	7800 кг/м ³
Товщина стінки барабана переднього гальмівного механізму, 1	0.00.025 м
Товщина стінки барабана заднього гальмівного механізму, 2	0.00.025 м
Теплоємність матеріалу барабана, z	530 Дж/(кгС)

Розтискні сили P_1 , P_2 для переднього і заднього моста визначаються по сумарний об'єм гальмівних камер переднього моста автомобіля :

$$V_k = n/V_k = (2(330 + 2(280)) \cdot 10^{-4}) = 0.132 \text{ м}^3, \quad (3.31)$$

Загальний об'єм переднього і заднього контура гальмівного приводу при одному повному гальмуванні:

$$V_T = V_k + V_{Tr} = 0.132 + 0.1 = 0.232 \text{ м}^3, \quad (3.32)$$

					М.А.Г.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

де $V_{тр}$ - об'єм трубопроводу ($V_{тр}=1000 \text{ см}^3$).

Об'єм ресивера :

$$V_p = 20(V_T = 20(0.232 = 46 \text{ дм}^3, \quad (3.33)$$

Вибираємо 2 ресивери об'ємом по 25 дм^3 .

Маса повітря, що витрачається на одно гальмування :

$$m = (p_{\max}(V_T) / (R(T) = (0.7(0.232) / (287.14(293) = 0.03 \text{ кг} \quad (3.34)$$

де $R=287,14 \text{ Дж/кгК}$ - газова постійна;

$T=293$ - температура повітря.

Таблиця 3.10

Основних параметрів пневматичного приводу

Найменування параметра	Значення
Сумарний об'єм гальмівних камер, V_k	$0.0.132 \text{ м}^3$
Загальний об'єм гальмівного приводу при одному повному гальмуванні, V_T	$0.0.232 \text{ м}^3$
Об'єм ресивера, V_p	25 дм^3
Маса повітря, що витрачається на одно гальмування, m_T	$0.00.03 \text{ кг}$
Масова подача компресора, Q_m	$0.0.15 \text{ кг/хв.}$
Об'ємна подача компресора, Q_v	$120 \text{ дм}^3/\text{хв.}$

Визначимо конструктивні параметри гальмівного крану. Початкові дані для визначення основних параметрів гальмівного крану представлені в таблиці 3.11.

Таблиця 3.11

Початкові дані

Найменування параметра	Значення
Максимальне переміщення педалі, $h_{\max}$	$0,0,12 \text{ м}$
Максимальне зусилля на педалі, $F_{\max}$	400 Н
Проміжок h_0	$0,000,003 \text{ м}$
Максимальний хід клапана, $h_{k\max}$	$0,000,003 \text{ м}$
Зовнішній діаметр стежачого поршня, d_3	$0,00,05 \text{ м}$
Внутрішній діаметр стежачого поршня, d_4	$0.00.025 \text{ м}$
Діаметр d_1	$0,00,02 \text{ м}$
Діаметр d_2	$0,00,01 \text{ м}$
Жорсткість пружини впускного клапана, c_8	7 Н/см
Переднатяг пружини впускного клапана, x_8	$0,000,003 \text{ м}$

3.5. Оцінка надійності і довговічності основних деталей

Для аналізу міцності і втоми гальмівного барабана використовуватимемо продукт Solid Works 2001 + Cosmos Works компанії SolidWorks Corporation.

Проведемо статичний аналіз гальмівного барабана. Закріпимо гальмівний барабан в отворах під болти - рис.3.16.

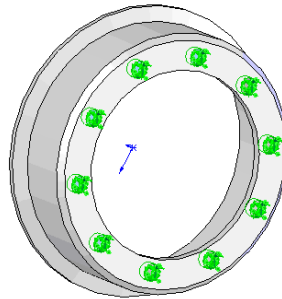


Рис. 3.16. Сили прикладені до барабана

По внутрішній поверхні барабана приклали розподілене навантаження.

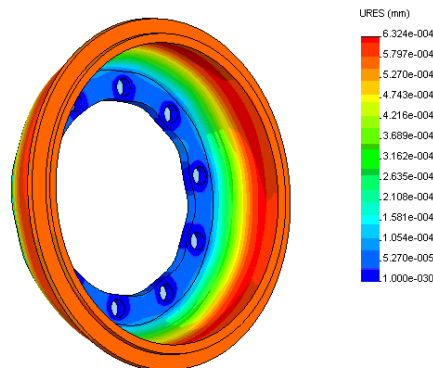


Рис. 3.17. Розподіл результуючих переміщень по барабану при гальмуванні, м

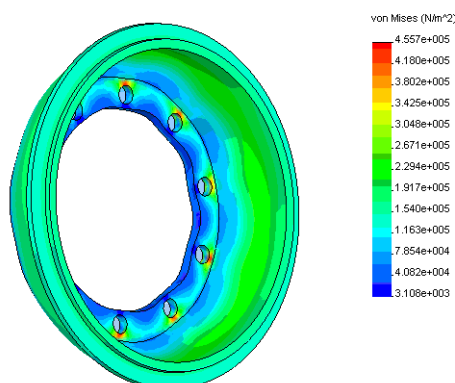


Рис. 3.18. Напруга у барабані, Н/

Як видно уся напруга і переміщення лежать в допустимих межах, вони досить малі, $[G]=80$ МПа - напруга, що допускається на розрив.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

ВИСНОВКИ

1. Було успішно удосконалено конструкцію вантажного автомобіля-самоскида шляхом впровадження антиблокувальної системи (ABS), яка є сучасним та необхідним елементом безпеки в вантажних автомобілях. і дозволяє уникнути блокування коліс та забезпечує краще керування та стійкість автомобіля під час гальмування.

2. Проведений аналіз технічних характеристик та параметрів вантажного автомобіля-самоскида підтвердив необхідність встановлення антиблокувальної системи для покращення безпеки та ефективності гальмування.

3. Під час удосконалення конструкції було використано передові технології та матеріали, що дозволяють забезпечити оптимальну роботу антиблокувальної системи ABS та збільшити тривалість експлуатації автомобіля.

4. В результаті впровадження антиблокувальної системи ABS було досягнуто значного покращення стійкості та керуваності автомобіля під час гальмування, особливо на дорогах з поганим покриттям або в умовах небезпечного транспортного руху.

5. Проведені випробування та чисельні розрахунки підтвердили ефективність встановленої антиблокувальної системи ABS та її відповідність вимогам стандартів та нормативів безпеки, виконано оцінку надійності і довговічності основних деталей.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Білоконь Я. Ю. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: навчальний посібник / Я. Ю. Білоконь, А. І. Окоча. - К.: «Аграр Медіа Груп», 2011. - 249 с.
2. Козирєв В.К. Вантажоведення: Підручник. – Вид. 2-е, випр. і доп. – Одеса: Фенікс, 2005. – 360 с.
- 3 М.Г. Босняк «Вантажні автомобільні перевезення». Навчальний посібник, - К.: Видавничий Дім «Слово», 2010.- 408 с.
4. Руденко В. М. Математична статистика. Навч. посіб. / В.М. Руденко – К.: Центр учбової літератури, 2012. – 304 с.
5. Мамчич Т. Статистичний аналіз даних з пакетом STATISTICA / Т. Мамчич, А. Оленко, М. Осипчук, В. Шпортюк. – Дрогобич: Відродження, 2006. - 208 с.
6. Офіційний сайт групи компаній АІС офіційного дилера МАЗ в Україні. Режим доступу: <https://maz.ais.ua/>.
7. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» для студентів спеціальності 7.090215 «Автомобілі та автомобільне господарство» денної форми навчання / Упор. В.П.Сахно, М.Ю.Основенко, А.Ф.Вельбівець, Г.А.Філіпова. – Київ: УТУ, 1995. -108 с.
8. Грабар І.Г., Рибалкін Є.М., Опанасюк Є.Г., Ільченко А.В. Атлас конструкцій агрегатів, вузлів та систем автомобіля: Навчальний посібник. – Житомир: ЖІТІ, 1999. – 288 с.
9. Желєзна А.О. Дипломні (курсіві) проекти. Вимоги до оформлення документації, навчальний посібник.- Житомир: ЖІТІ, 2000. – 244 с.
10. Сирота В.І., Сахно В.П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – 2-ге видання, виправлене та доповнене. – К.: Арістей, 2008.-288 с.
11. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник – К.: Арістей, 2005.-187 с.

					МАОГ.482131.004-00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60