

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: «Розробка конструкції підвіски передніх коліс пасажирського автомобіля
категорії M2 на ТОВ «GP MASH» м. Київ»

Виконав студент групи ЗААГ-19:



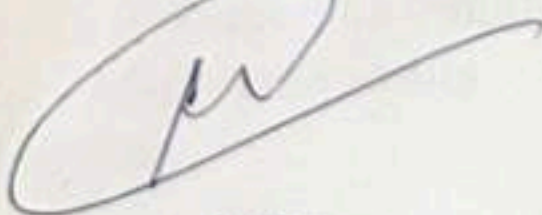
Владислав АНТОНЮК

Керівник роботи:



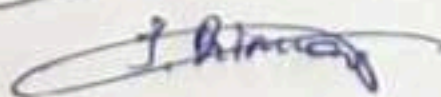
Руслана КОЛОДНИЦЬКА

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

ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

«17» 04 2023р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр

Антонюк Владислав Віталійович

1.Тема роботи: «Розробка конструкції підвіски передніх коліс пасажирського автомобіля категорії М2 на ТОВ «GP MASH» м. Київ» затверджена наказом вищого навчального закладу від «17» 04 2023 року № 146

Керівник роботи: Руслана КОЛОДНИЦЬКА.

2. Строк подання студентом завершеної роботи 15 червня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: нормативно-правові документи, підвіска пасажирського автомобіля категорії М2, характеристика автопідприємства.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Призначення, будова і типи підвісок автомобіля. Тяговий розрахунок автомобіля та визначення показників його техніко-експлуатаційних властивостей. Проектування механізмів і вузлів трансмісії автомобіля, ходової системи органів керування. Конструктивні заходи на підвищення надійності і зниження трудоемкості технічного обслуговування і ремонту автомобіля. Список використаних джерел. Додатки.

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

Дата видачі завдання «06» лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

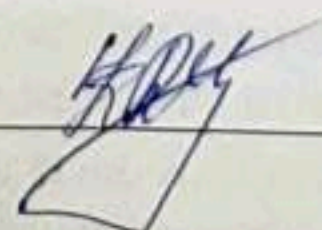
№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітки
1.	Призначення, будова і типи підвісок автомобіля	23.02.2023	✓
2.	Тяговий розрахунок автомобіля та визначення показників його техніко-експлуатаційних властивостей	25.03.2023	✓
3.	Проектування механізмів і вузлів трансмісії автомобіля, ходової системи органів керування	18.04.2023	✓
4.	Конструктивні заходи на підвищення надійності і зниження трудоемкості технічного обслуговування і ремонту автомобіля	26.05.2023	✓
5.	Оформлення літературних джерел	10.06.2023	✓
6.	Оформлення пояснювальної записки	12.06.2023	✓
7.	Рецензування	14.06.2023	✓
8.	Попередній захист	15.06.2023	✓
9.	Захист	16.06.2023	✓

Студент



Владислав АНТОНЮК

Керівник роботи



Руслана КОЛОДНИЦЬКА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, БУДОВА І ТИПИ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ.....	5
1.1. Призначення ходової частини.....	5
1.2. Класифікація підвісок.....	6
РОЗДІЛ 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЙОГО ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....	1
2.1. Вибір компонованої схеми автомобіля.....	12
2.2. Визначання вихідних даних конструкції підвіски автомобіля для тягового розрахунку.....	14
2.3. Визначення ефективності потужності двигуна.....	16
2.4. Вибір типу трансмісії і розрахунок її конструктивних параметрів.....	18
2.5. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей	20
2.6. Побудова графіків часу шляху розгону автомобіля	23
2.7. Гальмівні властивості автомобіля.....	24
2.8. Стійкість автомобіля	25
2.9. Критична швидкість автомобіля	26
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І ВУЗЛІВ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ, ХОДОВОЇ СИСТЕМИ ОРГАНІВ КЕРУВАННЯ.....	27
3.1. Зчеплення.....	27
3.2. Коробка передач.....	35
3.3. Диференціал.....	36
3.4. Привід ведучих коліс.....	39
3.5. Проектування підвіски.....	41

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Антонюк В.В.			Пояснювальна записка				Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Колодницька Р.В.										62
Реценз.									Група ЗААГ-19			
Н. Контр.												
Затверд.		Шумляківський В.П.										

3.6. Рульове керування.....	50
3.7. Гальмівний механізм.....	52
3.8. Гальмівний привід.....	54
РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНІ ЗАХОДИ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙ-	
НОСТІ І ЗНИЖЕННЯ ТРУДОЄМКОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГО-	
ВУВАННЯ І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛЯ.....	55
4.1. Підвищення надійності і зниження трудоемкості ТО і Р автомобіля.....	55
4.2. Методи забезпечення працездатності підвісок автомобілів категорії	
М2.....	57
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	59

						Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основним завданням транспорту є повне і своєчасне задоволення потреб народного господарства і населення в перевезеннях, підвищення ефективності і якості роботи транспортної системи.

По обсягах перевезень вантажів і пасажирів автомобільний транспорт займає перше місце в єдиній транспортній системі країни. Підтримка багатотисячного парку автомобілів в технічно справному стані і зниження відповідних витрат стала проблемою загальнодержавної важливості.

Технічна експлуатація є підсистемою автомобільного транспорту. Її розвиток і вдосконалення диктується рядом причин, серед яких: необхідність економії трудових, матеріальних, паливно-енергетичних ресурсів при перевезеннях; забезпечення транспортного процесу надійно працюючим рухомим складом.

Одною з найважливіших проблем, що стоять перед автомобільним транспортом, є підвищення експлуатаційної надійності автомобілів, і зниження витрат на їх утримання. Вирішення цієї проблеми, з одного боку забезпечується автомобільною промисловістю за рахунок випуску автомобілів з великою надійністю і технологічністю, ремонтпридатністю, з іншого боку – вдосконалення методів технічної експлуатації автомобілів; підвищенням продуктивності праці, зниженням трудомісткості робіт по технічному обслуговуванню і ремонту автомобілів; збільшенням їх міжремонтних пробігів. Це вимагає створення необхідної виробничої бази для підтримки рухомого складу в справному стані, широкого застосування засобів механізації і автоматизації виробничих процесів, розширення будівництва і поліпшення якості доріг.

Автомобільний транспорт, як і інші галузі народного господарства, потребує нових ідей, здатних підвищити ефективність транспортного процесу. Одна з них – розробка і впровадження нової, досконалішої системи технічного обслуговування і ремонту автомобілів або системи управління технічним станом на базі сучасного контрольно-діагностичного обладнання і високопродуктивних засобів виконання технічних дій.

						Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, БУДОВА І ТИПИ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ

1.1. Призначення ходової частини

Елементи підвіски повинні мати якомога меншу вагу і забезпечувати максимальну ізоляцію від дорожніх шумів. Крім цього, слід зазначити, що підвіска передає на кузов сили, які виникають при контакті колеса з дорогою, тому її проєктують таким чином, що вона має підвищену міцність і довговічність (рис.1.1) [1].

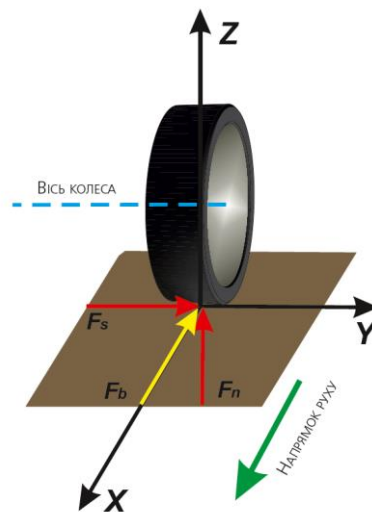


Рис.1.1. Сили, що діють на колесо при його русі дорогою

У зв'язку з високими вимогами, які ставляться до підвіски, кожен із її елементів має проєктуватися за певними критеріями, а саме: шарніри, що застосовуються, мають легко повертатися, але водночас бути досить жорсткими і разом із тим забезпечувати шумоізоляцію кузова; важелі мають передавати сили, що виникають при роботі підвіски в усіх напрямках, а також сприймати зусилля, які виникають при гальмуванні та наборі швидкості; при цьому вони не мають бути занадто важкими або дорогими у виготовленні.

Будь-яка підвіска має містити такі елементи [1]:

- направляючі/сполучні (важелі, штанги);
- демпфувальні (амортизатори);
- пружні (пружини, пневматичні подушки, ресори і таке інше).

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Класифікація підвісок

Для початку розглянемо класифікацію наявних типів підвісок, які застосовуються на сучасних автомобілях [1].

Залежна і незалежна підвіска

Отже, підвіска може бути залежною і незалежною. При використанні залежної підвіски, колеса однієї осі автомобіля пов'язані, тобто при переміщенні правого колеса почне змінювати своє положення і ліве колесо, як це наочно показано на рис.1.2. Якщо ж підвіска незалежна, то кожне колесо приєднано до автомобіля окремо (рис.1.3).

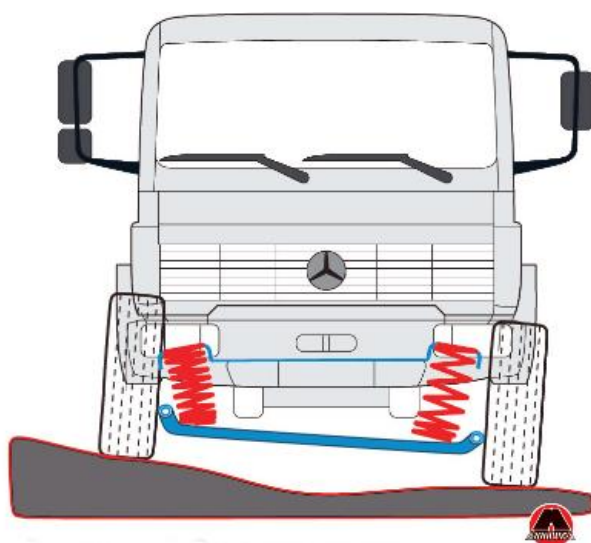


Рис.1.2. Залежна підвіска

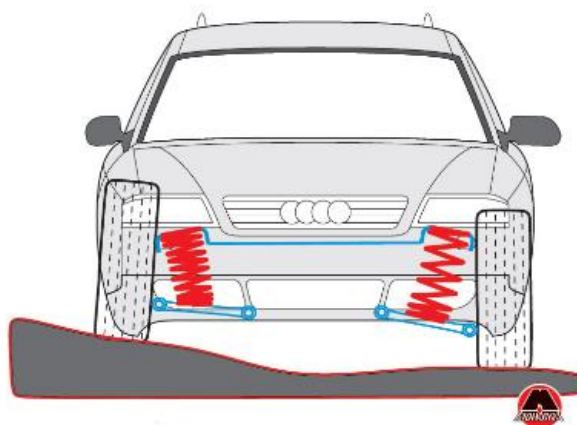


Рис.1.3. Незалежна підвіска

Двоважільна та багатоважільна підвіска

Підвіски також класифікують за кількістю і розташуванням важелів. Так, якщо в конструкції два важелі, то й підвіска називається двоважільною. Якщо важелів більше двох, то підвіска - багатоважільна. Якщо два важелі, наприклад, будуть розташовані уперек поздовжньої осі автомобіля, то в назві з'явиться додаток: «з поперечним розташуванням важелів». Однак конструкцій безліч, тому важелі можуть розташовуватися і вздовж поздовжньої осі автомобіля, тоді в характеристиках напишуть: «з поздовжнім розташуванням важелів». Якщо не так і не так, а під певним кутом до осі автомобіля, то кажуть, що підвіска з «косими важелями» [1].

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

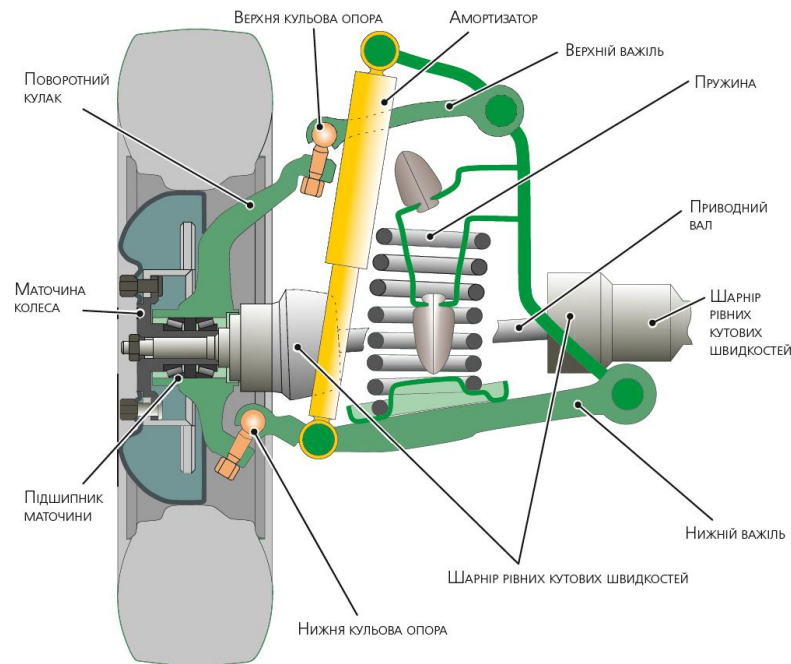


Рис.1.4. Приклад пружинної підвіски на двох поперечних важелях

Підвіски класифікуються і за типом застосовуваного демпфувального елемента - амортизатора. Амортизатори можуть бути телескопічними (нагадують вудку «телескоп» або підзорну трубу), як на всіх сучасних автомобілях, або важільними, які нині не знайдеш, навіть якщо маєш бажання.

І остання ознака, за якою підвіски відносять до різних класів, - це тип використовуваного пружного елемента. Це може бути ресора, кручена пружина, торсіон (це стрижень, один кінець якого закріплений і ніяк не рухається на кузові, а другий кінець приєднаний до важеля підвіски), пневматичний елемент (заснований на здатності повітря стискатися) або гідропневматичний елемент (коли повітря виступає дуєтом з гідравлічною рідиною).

Підвіска Макферсона

Мабуть, одна з найпоширеніших на сьогодні конструкцій підвісок - зі стійкою Макферсона (рис.1.5), вона ж «свічка». Вона вирізняється простою конструкції, дешевизною, ремонтпридатністю (це означає, ремонтувати її буде нескладно) і відносною комфортністю. Так звана амортизаторна стійка зверху кріпиться до кузова і має можливість обертатися в опорі, а знизу - до поворотного кулака. Поворотний кулак своєю чергою приєднаний до

					Арк.
					7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

нижнього поперечного важеля підвіски, який з'єднаний із кузовом - усе, кільце замкнулося.

Іноді для надання додаткової жорсткості в конструкцію вводять позовжню тягу, приєднуючи її до поперечного важеля. На стійці є плече, до якого кріпиться рульова тяга. Так, при керуванні автомобілем обертається вся стійка, повертаючи колесо, не припиняючи стискатися і розтягуватися, долаючи нерівності дорожнього покриття. Але слід звернути увагу і на недоліки одно- важільної підвіски (а в описаному вище випадку вона саме однаважільна) - це «кльовки» автомобіля при гальмуванні і невелика енергоємність підвіски [1].



Рис.1.5. Підвіска зі стійкою Макферсона

Підвіска на двох поперечних важелях

Щоб позбутися «кльовків», поліпшити керованість і підвищити енерго- ємність, застосовують одну з найстаріших конструкцій підвіски, яка до на- ших часів дійшла зі значними перетвореннями - підвіску на двох поперечних важелях (приклад якої наведено на рис.1.6).

У цій конструкції є опорний (нижній) і направляючий (верхній) важелі, які кріпляться до поворотного кулака. На опорний важіль встановлена нижня частина амортизаторної стійки або ж окремо пружина і окремо амортизатор. Верхній важіль виконує функцію скеровування руху колеса у вертикальній площині, мінімізуючи його відхилення від вертикалі. Те, як встановлено ва-

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

желі один щодо одного, має безпосередній вплив на поведінку автомобіля під час його руху. Як видно з рис.1.6, верхній важіль максимально відведений від нижнього важеля вгору. Щоб зменшити вплив зусиль на кузов автомобіля при роботі підвіски, довелося подовжити поворотний кулак. До того ж цей важіль встановлений під певним кутом до горизонтальної осі автомобіля, щоб уникнути горезвісних «кльовків». Суть залишається та ж, а зовнішній вигляд, геометричні та кінематичні параметри змінюються [1].



Рис.1.6. Передня підвіска на двох поперечних важелях з амортизаторною стійкою

Попри всі переваги, один у край суттєвий недолік у цій конструкції таки є - це відхилення колеса від вертикальної осі при роботі підвіски. Рішення є - подовження важелів, однак це добре, якщо автомобіль рамний, а ось якщо кузов несучий, то подовжувати нікуди - далі моторний відсік. Конструктори підходять до вирішення нестандартно: нижній важіль намагаються зробити якомога довшим, а верхній - встановити якомога далі від нижнього.

Якщо пружина і амортизатор або амортизаторна стійка своїм нижнім кінцем кріпляться до верхнього важеля (як у випадку, зображеному на

						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рис.1.7), то опорним стає саме верхній важіль, нижній у такому разі переходить до розряду напрямних [1].

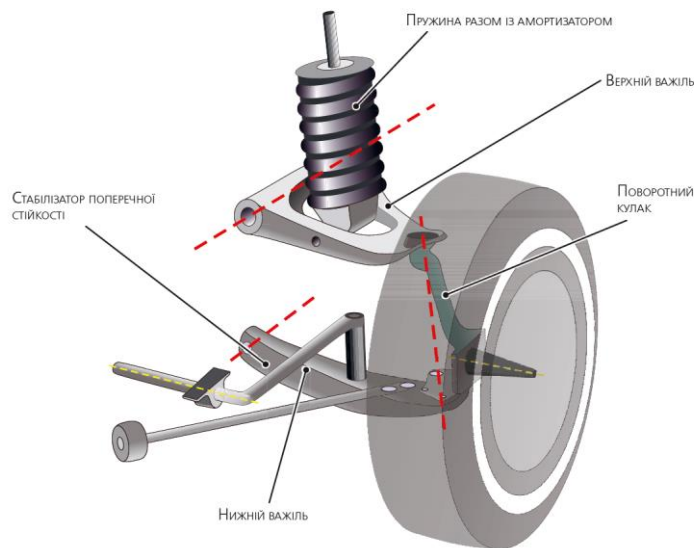


Рис.1.7. Схема підвіски автомобіля Ford Mustang 1968 року випуску

Багатоважільні підвіски

Коли ресурси з розвитку будь-якого одного плану вирішення проблеми вичерпуються, а цілі лишаються недосягнутими, конструкцію доводиться ускладнювати, попри збільшення вартості. Саме таким шляхом пішли конструктори при розробці багатоважільної підвіски. Так, вона вийшла дорожчою за дво- або одноважільну, однак зрештою отримали практично ідеальне переміщення колеса - без відхилень у вертикальній площині, відсутність ефекту підрулювання при проходженні поворотів (про це нижче) і стабільність.

Задня напівзалежна підвіска

Це одне з найпростіших, найдешевих і найнадійніших рішень для задньої підвіски, проте воно не позбавлене численних вад. Суть конструкції полягає в тому, що два поздовжні важелі, на які спираються пружини й амортизатори, з'єднали балкою, як показано на рис.1.8.

Частково підвіска вийшла залежною, оскільки колеса пов'язані між собою, проте завдяки властивості балки колеса мають можливість переміщатися одне відносно одного [1].

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.8. Приклад задньої напівзалежної підвіски

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

РОЗДІЛ 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЙОГО ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

2.1. Вибір компонованої схеми автомобіля

Перед розробкою компоновочної схеми визначаємо масу автомобіля та кількості його осей.

Власну вагу автомобіля приймаємо:

$$M_o = 1375 \text{ кг.}$$

Повна маса автомобіля:

$$M_a = M_o + M_b + M_n, \text{ кг,} \quad (2.1)$$

де M_b – маса вантажу $M_b = 10 \cdot n$, де n – кількість пасажирів

$$M_b = 10 \cdot n = 10 \cdot 15 = 150 \text{ кг.}$$

$$M_n \text{ – маса пасажирів } M_n = 75 \cdot n = 75 \cdot 15 = 1125 \text{ кг.}$$

При розрахунках масу одного пасажиру беруть рівній 75кг.

$$M_a = 1375 + 150 + 1125 = 2650 \text{ кг.}$$

Визначаємо навантаження на кожен вісь автомобіля, визначаємо з того, що вважається:

$$G_2 = (0,50 \dots 0,56) \cdot G_a \text{ – навантаження на задню вісь;}$$

$G_a = M_a \cdot g$ – сила при тяжіння від повної маси автомобіля N , де $g = 9,81$ – прискорення;

$$G_a = 2650 \cdot 9,81 = 25996,5N.$$

Приймаємо базу автомобіля $L = 2900 \text{ мм}$. орієнтуючись на існуючі конструкції автомобілів.

Координати центру мас за базою визначаємо за формулою:

$$a = \frac{G_2 \cdot L}{G_a} \text{ – для двовісного автомобіля;}$$

$$a = \frac{12998,25 \cdot 2900}{25996,5} = 1450 \text{ мм;}$$

$$G_2 = 0,5 \cdot 25996,5 = 12998,25N;$$

$$b = L - a = 2900 - 1450 = 1450 \text{ мм.}$$

Висоту центру мас h_g приймаємо 0,8 м.

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Визначання вихідних даних конструкції підвіски автомобіля для тягового розрахунку

Динамічний розмір колеса визначаємо після вибору шини автомобіля з умови робото-здатності найбільш навантаженої шини. Навантаження на шину визначається за формулою:

$$G_{ш} = \frac{G_i}{n}, \text{ Н}, \quad (2.2)$$

де G_i – навантаження на міст;

n – число коліс моста;

$$G_{ш} = \frac{12998,25}{2} = 6499 \text{ Н}.$$

Вибираємо шину необхідну по розміру і призначенню по ГОСТ 4754–80. Позначення шини – 185/80 R15.

Тип малюнка протектора – дорожній.

Маса шини: камерна – 17 кг.

Маса шини: безкамерна – 16 кг.

Індекс вантажопідйомності – 103

Позначення обода по ГОСТ 10408–74 – 104Т.

Зовнішній діаметр шини без навантаження (межа відхилення $\pm 1\%$) – 674 мм.

Ширина профілю шини без навантаження – 188 мм.

Статичний радіус під навантаженням (межа відхилення $\pm 1\%$) – 310 мм.

Максимальне навантаження – 875 кгс.

Максимальний тиск при цьому навантаженні – 4,5 кгс/см².

Максимальна допустима швидкість – 150 км/год.

Індекс максимальної допустимої швидкості – L.

2.3. Визначення ефективності потужності двигуна

Механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії залежить від кількості та властивостей її елементів приймаємо 0,88. Фактори опору повітря орієнтовано можна підрахувати за наступною формулою:

$$W = K \cdot F, \text{ де } K - \text{коефіцієнт обтічності автомобіля Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2;$$

						Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F – площа проекції автомобіля перпендикулярна його поздовжній осі m^2 (вибираються з довідника $W=0,9 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$).

Визначаємо потужність двигуна та будуємо його зовнішню швидкісну характеристику. Розрахунок починаємо з визначання потужності двигуна N_{ep} , що необхідна для здійснення руху з заданою максимальною швидкістю.

Оскільки при $V_{\max}$, $I_a = 0$, то використовуючи рівняння потужнісного балансу приймаємо $\eta_k = \eta_d$

Визначаємо за формулою:

$$N_{ep} = \frac{V_{\max} \cdot (G_a \cdot \psi_v + kF \cdot V_{\max}^2)}{1000 \cdot \eta_m} \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

де $V_{\max}$ – максимальна швидкість автомобіля = 41 м/с;

G_a – сила протягування від повної маси автомобіля 25996,5Н;

$kF=W$ – фактор опору повітря – $0,9 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$;

η_m – механічний ККД трансмісії – 0,88;

ψ_v – коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості 0,028.

$$N_{ep} = \frac{41 \cdot (25996,5 \cdot 0,028 + 0,9 \cdot 41^2)}{1000 \cdot 0,88} = 104 \text{ кВт}.$$

Приймаємо бензиновий рядний 4–циліндровий двигун.

Модель 3МЗ 4062

Робочий об'єм 2,3 л

Діаметр циліндра на хід поршня

Міра стиску 9,5

Максимальна потужність при 5800 об/хв., $\frac{\kappa \cdot \text{с}}{\text{кВт}} = \frac{150}{110}$

Максимальний крутний момент при 3300 об/хв. – 217 Н·м.

Паливо – бензин марки АІ–95.

$N_{e_{\max}} = 110 \text{ кВт}.$

$\omega_{N'}$ – частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності.

Для побудови залежності використовуємо формулу С.Р.Лейдермана:

$$N_e = N_{e_{\max}} \cdot \left(a \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right), \text{ кВт} \quad (2.4)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

де N_{emax} – максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

a, b, c , – емпіричні коефіцієнти рівняння $a=0,9$; $b=1,1$; $c=1,0$;

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

ω – поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна с^{-1}

$$\omega = 0,1\omega_N \dots 1,2\omega_N ;$$

$$N_e = 22,06 \text{ кВт при } \omega = 117,2 \text{ с}^{-1}.$$

Залежність $M_k = f(\omega)$ визначаємо за формулою

$$M_k = 1000 \cdot \frac{N}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.5)$$

де N – поточне значення потужності

$$M_k = 1000 \cdot \left(\frac{105}{586} \right) = 179 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Питому вагу пального можна визначити за формулою:

$$g = K_\omega \cdot g_N \text{ г/кВт}\cdot\text{год}.$$

де K_ω – коефіцієнт впливу частоти обертання колінчастого валу двигуна від питомої ваги палива

$$K_\omega = \left(a_1 - b_1 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) + c_1 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right),$$

де a ; b ; c – емпіричні коефіцієнти;

$$a_1=1,12; b_1=0,58; c_1=0,47;$$

$g_{N'}$ – питома витрата палива г/кВт·год. для карбюраторних двигунів

$$g_{N'} = 280 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_i = 1,01 \cdot 280 = 282,8 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

N_e , M_k , g – відповідно поточні значення потужності, крутного моменту (Н·м), питомої витрати палива при $\omega = 0,1\omega_N \dots 1,2\omega_N$.

Годинна витрата пального Q_c визначаємо за формулою:

$$Q_e = g_i \cdot \frac{N_e}{1000} \text{ кг / год}. \quad (2.6)$$

$$Q_e = 282,8 \cdot \frac{105}{1000} = 29,69 \text{ кг / год}.$$

Наступні результати занесемо в таблицю 2.1.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Таблиця 2.1

Параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

$K_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_i \frac{1}{c}$	117,2	175,8	234,4	293	351,6	410,2	468	527,4	586	644,6	703,2
$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	188,3	204,6	211,4	215,8	215	211,4	204,6	193,5	179	161	139,8
g_e г/кВт·год.	286,38	276,7	269,6	265,3	263,5	264,4	267,9	274	282,8	294	308
$N_e, \text{кВт}$	22,06	35,98	49,56	63,05	75,6	86,73	95,79	102,06	105	103,95	98,28
$Q_e, \text{кг/год.}$	6,3	9,9	13,3	16,7	19,92	22,9	25,66	27,9	29,6	30,56	30,27

2.4. Вибір типу трансмісії і розрахунок її конструктивних параметрів

Найменше передавальне число трансмісії $U_{\text{тр min}}$ визначаємо з умови забезпечення максимальної швидкості пуху автомобіля V_{max} м/с.

$$U_{mp_{\min}} = \frac{\omega_{\max} \cdot r_k}{V_{\max}}, \quad (2.7)$$

де $\omega_{\max}$ – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна с^{-1}

r_k – радіус кочення колеса – 310 мм = 0,31 м.;

$V_{\max}$ – максимальна швидкість автомобіля – 41 м/с.

$$U_{mp_{\min}} = \frac{580 \cdot 0,310}{41} = 4,38.$$

При наявності в трансмісії коробки швидкостей та головної передачі:

$$U_{mp_{\min}} = I_{k_{\min}} \cdot I_0, \quad (2.8)$$

де $U_{k_{\min}}$ – мінімальне передаточне число коробки передач, приймається для автомобіля 1,0.

Визначаємо передавальне число трансмісії головної передачі за формулою:

						Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U_0 = \frac{U_{mp_{\min}}}{U_{\kappa_{\min}}} . \quad (2.9)$$

$$\text{Отже, } U_0 = \frac{4,38}{1,0} = 4,38 .$$

Максимальне передавальне число трансмісії $U_{tr_{\min}}$ – визначаємо з умови подолання автомобілем найбільшого опору дороги

$$U_{mp_{\max}} = \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot \chi_d}{M_{\kappa_{\max}} \cdot \eta_M} , \quad (2.10)$$

де $\psi_{\max}$ – максимальне значення коефіцієнта опру дороги $\psi_{\max} = 0,3$ для автомобіля, що експлуатується в зоні міжміських перевезень;

M_{κ} – максимальний крутий момент двигуна Н·м.

$$U_{mp_{\max}} = \frac{0,3 \cdot 25996,5 \cdot 0,31}{217 \cdot 0,88} = 12,66 .$$

Визначену величину $U_{mp_{\max}}$ перевіряємо на умову зчеплення ведучих коліс з дорогою.

$$U_{mp_{\max}} \leq \frac{\varphi \cdot C_{з.в} \cdot \chi_d}{M_{\kappa_{\max}} \cdot \eta_M} , \quad (2.11)$$

де $\varphi=0,6$ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорожнім покриттям.

$G_{з.в}$ – сила притягування від повної маси автомобіля, що припадає на ведучі колеса.

$$G_{з.в} = G_{\Gamma} = 12998 \text{ Н.}$$

$$U_{mp_{\max}} \leq \frac{0,6 \cdot 12998 \cdot 0,31}{217 \cdot 0,88} = 12,66 .$$

Дана нерівність виконується. Виходячи з того, що:

$$U_{mp_{\max}} = U_{\kappa_{\max}} \cdot U_0 .$$

де $U_{\kappa_{\max}}$ – передаточне число першої передачі.

$$U_{\kappa_1} = \frac{U_{mp_{\max}}}{U_0} = \frac{12,66}{4,38} = 2,89 .$$

Оскільки остання передача пряма передаточні числа проміжних передач визначаємо за формулою:

$$U_{\kappa_j} = \sqrt[n-1]{U_{\kappa_{n-j}}^{n-j}} ,$$

де j – номер проміжної передачі;

n – кількість передач в коробці.

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U_{k_2} = \sqrt[5-1]{2,89^{5-2}} = 2,21.$$

$$U_{k_3} = \sqrt[4]{2,89^2} = 1,72.$$

$$U_{k_4} = \sqrt[4]{2,89^1} = 1,303.$$

$$U_{k_5} = \sqrt[4]{2,89^0} = M_{k_{\min}} = 1.$$

2.5. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей

Динамічний фактор автомобіля

$$D = \frac{(P_p - P_w)}{G_a}, \quad (2.12)$$

де P_p – сила тяги на ведучих колесах автомобіля Н.

P_w – сила опору повітря Н.

$$P_p = \frac{M_k \cdot I_k \cdot I_0 \cdot \eta_m}{\eta_d}, \text{ Н.} \quad (2.13)$$

де M_k – крутий момент Н·м

$$P_p = \frac{217 \cdot 2,89 \cdot 4,38 \cdot 0,88}{0,31} = 7797,4 \text{ Н.}$$

Сила опору повітря визначається за формулою:

$$P_w = W \cdot V^2, \quad (2.14)$$

де V – швидкість автомобіля, м/с

$$V = \frac{\omega \cdot r_k}{U_k \cdot U_0};$$

$$V = \frac{580 \cdot 0,31}{1 \cdot 4,38} = 41 \text{ м/с};$$

$$P_w = 0,9 \cdot 42^2 = 1516 \text{ Н.}$$

Томі динамічний фактор визначається за наступною формулою:

$$D = \frac{7797 - 1216}{25996} = 0,027.$$

Прискорення визначається за формулою:

$$j = \frac{D - 0,02}{1,04 + 0,04 \cdot U_k^2} \cdot 9,81, \text{ м/с}^2;$$

$$j = \frac{0,027 - 0,02}{1,04 + 0,04 \cdot 1^2} \cdot 9,81 = 0,0064 \text{ м/с}^2.$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 2.2

**Результати розрахунків швидкості динамічного фактора та прискорення
автомобіля**

Передача	Величина	K _i										
	ω, c^{-1}	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	N _e , кВт	22,08	35,98	49,56	6,25	75,6	88,73	95,79	102,06	105	103,95	98,28
	M _k , Н·м	188,3	204,6	211,4	215,8	215,0	211,4	204,6	193,5	179	161	139,8
	g _c =ЧкВт·год.	286,3	276,7	269,7	265,3	263,5	264,4	267,9	274,0	282,8	294	308
I	V; м/с	2,87	4,305	5,74	7,1	8,6	10,04	11,4	12,9	14,2	15,7	17,22
Ик1=2,89	Д _i	0,25	0,28	0,291	0,205	0,294	0,288	0,278	0,86	0,24	0,24	0,182
E=	J _i ; м/с ²	1,64	1,85	1,92	1,96	1,95	1,91	1,84	1,71	1,57	1,356	1,15
II	Д2	0,198	0,214	0,22	0,225	0,222	0,22	0,208	0,195	0,177	0,155	0,13
Ик2=2,21	V2; м/с	3,75	5,62	7,506	9,38	11,2	13,1	14,9	16,8	18,5	20,64	22,5
E2=	J2; м/с2	1,413	1,54	1,588	1,62	1,6	1,588	1,49	1,38	1,24	1,07	0,87
III	V3; м/с	4,82	7,23	9,62	12,05	14,46	16,87	19,2	21,7	23,8	26,5	28,93
Ик3=1,72	Д3	0,154	0,166	0,170	0,172	0,168	0,158	0,146	0,130	0,112	0,09	0,085
E3=	J3; м/с2	1,11	1,236	1,27	1,28	1,25	1,168	1,06	0,93	0,779	0,59	0,55

IV	V4; м/с	6,36	9,5	12,7	15,9	19,09	22,2	25,4	28,6	31,5	35,0	38,19
Ик4=1,303	Д4	0,115	0,124	0,126	0,125	0,121	0,114	0,105	0,091	0,077	0,057	0,036
E4	J4; м/с ²	0,84	0,92	0,93	0,92	0,89	0,83	0,75	0,62	0,504	0,32	0,141
V	V5; м/с	8,29	12,44	16,58	20,7	24,88	29,01	33,1	37,2	41,0	45,6	49,75
Ик5=1	Д5	0,087	0,092	0,091	0,0883	0,081	0,071	0,059	0,046	0,024	0,005	–
E5	J5; м/с ²	0,608	0,654	0,644	0,617	0,55	0,46	0,35	0,23	0,036	–	–

2.6. Побудова графіків часу шляху розгону автомобіля

Вихідні дані для побудови швидкісної характеристики розгону автомобіля визначають за графіком прискорень, користуючись графоаналітичним методом.

За цією методикою кожен з кривих графіка прискорень поділяють на декілька відрізків, на яких криву можна було б замінити прямою лінією, тобто представити у вигляді лінійно-кусочної функції. Конуси відрізків швидкостей і прискорень позначаємо відповідно $v_{i_1}, v_{i_2} \dots v_{i_n}$

$$j_{i_1}, j_{i_2} \dots j_{i_n}.$$

Тоді для кожного відрізка швидкостей час розгону автомобіля буде рівним:

$$t_{i_1} = \frac{(2 \cdot v_{i_1} - 0)}{j_{i_1} + 0};$$

$$t_{i_2} = \frac{2 \cdot (v_{i_2} - v_{i_1})}{j_{i_2} + j_{i_1}} \dots t_{i_n} = \frac{2 \cdot (v_{i_n} - v_{i_{n-1}})}{j_{i_n} + j_{i_{n-1}}}.$$

Шлях розгону для кожного відрізка швидкостей:

$$S_{i_0} = \frac{0 + v_{i_1}}{2} \cdot t_{i_1};$$

$$S_{1,2} = \frac{v_{i_1} + v_{i_2}}{2} \cdot t_{i_2} \dots$$

$$S_{i_n} = \frac{v_{i_{n-1}} + v_{i_n}}{2} \cdot t_{i_n}$$

Підраховані значення в діапазоні $v_a = 0$ до $v_a = v_{\max}$ та значення t_{in} і S_{in} заносимо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3

Результати розрахунків розгону, швидкісної характеристики автомобіля

I передача

Параметр	Відрізок швидкості										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість в кінці відрізка v_a ; м/с	2,87	4,305	5,74	7,1	8,6	10,04	11,4	12,9	14,2	15,7	17,22
Прискорення в кінці відрізка j_a ; м/с ²	1,64	1,85	1,92	1,96	1,95	1,91	1,84	1,71	1,57	1,356	1,15
Час розгону на проміжку t_i ; с	3,5	0,82	0,76	0,7	0,76	0,74	0,78	0,84	0,89	1,02	1,21
Шлях розгону на відрізку S_i ; м	5,02	2,98	3,81	4,49	5,96	6,89	8,5	10,2	12,05	15,2	19,9
Сумарний час розгону $T = \sum t_i$; с	3,5	4,32	5,08	5,78	6,54	7,28	8,06	8,9	9,79	10,81	12,02
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i$; м	5,02	7,92	11,73	16,22	22,18	29,07	37,5	47,7	59,8	75,02	94,92

II передача

Параметр	Відрізок швидкості										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість в кінці відрізка v_a ; м/с	3,75	5,62	7,506	9,38	11,2	13,1	14,9	16,8	18,5	20,64	22,5
Прискорення в кінці відрізка j_a ; м/с ²	1,43	1,54	1,588	1,62	1,6	1,588	1,49	1,38	1,24	1,07	0,87
Час розгону на відрізку t_i ; с	5,2	1,25	1,205	1,16	1,13	1,12	1,16	1,284	1,397	1,85	1,917
Шлях розгону на відрізку S_i ; м	9,75	5,85	7,908	9,53	11,62	13,608	16,24	20,35	24,5	36,2	41,3
Сумарний час розгону $T = \sum t_i$; с	5,2	6,45	7,65	8,81	9,94	11,06	12,22	13,5	14,3	16,7	18,67
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i$; м	9,75	15,6	23,5	33,03	44,65	58,26	74,5	94,85	119,3	155,5	196,85

III передача

Параметр	Відрізок швидкості										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість в кінці відрізка $v_{a_i}; \text{м/с}$	4,82	7,23	9,62	12,05	14,46	16,87	19,2	21,7	23,8	26,5	28,93
Прискорення в кінці відрізка $j_{a_i}; \text{м/с}^2$	1,11	1,236	1,27	1,28	1,25	1,168	1,06	0,93	0,779	0,59	0,55
Час розгону на відрізку $t_i; \text{с}$	8,68	2,05	1,907	1,905	1,905	1,99	2,09	2,51	2,45	3,94	4,26
Шлях розгону на відрізку $S_i; \text{м}$	20	12,35	16,06	20,64	25,22	31,17	37,69	51,32	55,7	99,09	118,06
Сумарний час розгону $T = \sum t_i; \text{с}$	8,68	10,75	12,63	14,53	16,43	18,42	20,51	23,02	25,47	29,41	33,67
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i; \text{м}$	20	32,35	48,41	69,05	94,27	125,44	163,13	214,45	270,15	369,24	487,3

IV передача

Параметр	Відрізок швидкості										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість в кінці відрізка $v_{a_i}; \text{м/с}$	6,36	9,5	12,7	15,9	19,09	22,2	25,4	28,6	31,5	35,0	38,19
Прискорення в кінці відрізка $j_{a_i}; \text{м/с}^2$	0,84	0,92	0,93	0,92	0,89	0,83	0,75	0,62	0,504	0,32	0,141
Час розгону на відрізку $t_i; \text{с}$	15,14	3,56	3,45	3,49	3,52	3,61	4,05	4,67	5,61	8,49	13,83
Шлях розгону на відрізку $S_i; \text{м}$	48	28,23	38,29	49,907	61,58	74,52	96,39	126,09	168,58	282,29	506,1
Сумарний час розгону $T = \sum t_i; \text{с}$	15,14	18,7	22,15	25,64	29,16	32,77	36,82	42,43	48,04	56,53	70,36
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i; \text{м}$	48	76,23	114,52	164,42	226,0	300,5	396,9	523,0	691,58	973,87	1479,97

V передача

Параметр	Відрізок швидкості										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість в кінці відрізка $v_{a_i}; \text{м/с}$	8,29	12,44	16,58	20,7	24,88	29,01	33,1	37,2	41,0	45,6	49,75
Прискорення в кінці відрізка $j_{a_i}; \text{м/с}^2$	0,608	0,654	0,644	0,617	0,55	0,46	0,35	0,23	0,036	–	–
Час розгону на відрізку $t_i; \text{с}$	27,26	12,69	12,85	13,35	15,2	17,95	23,31	35,65	211,11	–	–
Шлях розгону на відрізку $S_i, \text{м}$	112,99	131,53	186,4	230,2	346,4	483,66	723,89	1253	8254	–	–
Сумарний час розгону $T = \sum t_i, \text{с}$	27,26	39,95	52,8	66,15	81,35	99,3	122,6	158,26	396,37	–	–
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i, \text{м}$	112,99	244,52	430,92	661,12	1007,5	1491,2	2215	3468	11722	–	–

2.7. Гальмівні властивості автомобіля

Оціночним показником динамічності автомобіля при його гальмуванні являється уповільнення j_{yn} і шлях гальмування S_r .

Уповільнення:

$$j_{yn} = (\varphi \cos \alpha \pm f \pm \sin \alpha) \cdot g \text{ м/с}^2, \quad (2.15)$$

де $\varphi=0,6$ – коефіцієнт зчеплення;

α – кут повздовжнього нахилу покриття $\alpha=0$;

$f=0,02$ коефіцієнт опору коченню;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$$j_{yn} = (0,6 \cos 0^\circ + 0,02 + \sin 0^\circ) \cdot 9,81 = 5,905 \text{ м/с}^2.$$

Шлях ефективного гальмування:

$$S_r = \frac{V^2}{2g \cdot (\varphi \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)}, \text{ м} \quad (2.16)$$

де V – швидкість автомобіля, м/с від якої починається гальмування.

Приймаємо для автомобіля 28,7 м/с.

$$S_r = \frac{28,7^2}{2 \cdot 5,905} = 69,7 \text{ м}.$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Шлях гальмування:

$$S_{\text{зальм}} = (t_p + t_{np} + 0,5t_{зпр.}) \cdot V + K_e \cdot S_z, \quad (2.17)$$

де $t_p=0,8\text{с}$ – час реакції водія;

$t_{np}=0,2\text{с}$ – час спрацювання гальмівного приводу при гідравлічній схемі;

$t_{зп}=0,5\text{с}$ – час збільшення гальмівного зусилля;

$K_e=1,2$ – коефіцієнт ефективності гальмівної системи.

$$S_{зуп} = (0,8 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,5) \cdot 28,7 + 1,2 \cdot 69,7 = 179,55 \text{ м}.$$

2.8. Стійкість автомобіля

Критичну швидкість автомобіля з умови перекидання автомобіля, з умовою, що рух відбувається на горизонтальній поверхні, визначаємо за формулою:

$$V_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \frac{B}{2}}{h \cdot g}}, \text{ м/с} \quad (2.18)$$

де R – радіус повороту дороги;

$B = \frac{B_1 + b_2}{2}$ – середнє значення колії автомобіля;

B_1 ; B_2 – колія відповідно передньої та задньої осі автомобіля: $B_1=1,7 \text{ м}$, $B_2=1,5 \text{ м}$;

hg – висота центра мас автомобіля, $hg=0,8 \text{ м}$.

2.9. Критична швидкість автомобіля

Критична швидкість автомобіля визначається з умови ковзання на горизонтальній поверхні дрогои.

$$V_{\text{ковз.}} = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi}, \text{ м/с}. \quad (2.19)$$

Приймаємо декілька значень радіусів повороту в межах 20...100м та визначаємо $V_{\text{пер.}}$ та $V_{\text{ковз.}}$, а результати заносимо в таблицю.

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Критична швидкість при русі автомобіля на віражній визначаємо за формулою:

$$V_{\text{пер}}^{\epsilon} = \sqrt{\frac{gR \cdot \left(\frac{B}{2} + h_g \cdot \operatorname{tg} \beta \right)}{h_g - \frac{B}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta}}, \text{ м/с} \quad (2.20)$$

$$V_{\text{ковз.}}^{\epsilon} = \sqrt{\frac{gR \cdot (\varphi + \operatorname{tg} \beta)}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \varphi}}, \text{ м/с} \quad (2.21)$$

де $\beta=4^{\circ}$ – кут поперечного нахилу полотна дороги.

$$V_{\text{пер.}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 20 \cdot \frac{1,63}{2}}{0,8}} = 14,13, \text{ м/с}$$

$$V_{\text{ковз.}} = \sqrt{9,81 \cdot 0,6 \cdot 20} = 10,84, \text{ м/с}$$

$$V_{\text{пер.}}^{\epsilon} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 20 \cdot \left(\frac{1,63}{2} + 0,88 \cdot \operatorname{tg} 4^{\circ} \right)}{0,8 - \frac{1,63}{2} \cdot \operatorname{tg} 4^{\circ}}} = 15,16, \text{ м/с}$$

$$V_{\text{ковз.}}^{\epsilon} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 20 \cdot (0,6 + \operatorname{tg} 4^{\circ})}{1 - \operatorname{tg} 4^{\circ} \cdot 0,6}} = 11,7, \text{ м/с}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І ВУЗЛІВ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ, ХОДОВОЇ СИСТЕМИ ОРГАНІВ КЕРУВАННЯ

3.1. Зчеплення

3.1.1. Вимоги

Зчеплення призначене для плавного рушення автомобіля і короткочасного роз'єднання двигуна з трансмісією при переключеннях передач та запобігання дії на трансмісію великих динамічних навантажень, що виникають на перехідних режимах при русі по різних дорогах.

При користуванні фрикційних зчеплень необхідно забезпечити наступні вимоги:

- надійну передачу крутного моменту від двигуна до трансмісії, при любых умовах експлуатації;
- надійну частоту включення, тобто повне роз'єднання двигуна від трансмісії з гарантованим зазором між поверхнями тертя;
- застереження трансмісії від динамічних навантажень;
- забезпечити роботоздатності зчеплення в режимі короткочасного пробуксування [4].

3.1.2. Розрахунок зчеплення

Розраховуємо середній радіус зчеплення [4]:

$$R_{cp.} = \sqrt{\frac{\beta \cdot M_{kp_{max}}}{2\pi \cdot \rho_0 \cdot z \cdot K\mu}}, \text{ мм} \quad (3.1)$$

де $\beta = 1,75 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{kp_{max}} = 217 H \cdot m$ – максимальне значення крутного моменту двигуна;

$\rho_0 = 0,15 \dots 0,3 \text{ МПа}$ – тиск на фрикційну накладку;

$z - z$ – кількість поверхонь тертя в однодискових зчепленнях;

μ – коефіцієнт тертя фрикційних накладок $\mu = 0,25 \dots 0,5$;

$K = \frac{b}{R_{cp}} = 0,375 \dots 0,63$ – коефіцієнт ширини фрикційної накладки;

						Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\delta = K \cdot R_{cp}$ – ширина фрикційної накладки.

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 217 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 0,375 \cdot 0,5}} = 87 \text{ мм}.$$

$$\delta = 0,375 \cdot 87 = 32 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр фрикційної накладки:

$$D = 2 \cdot R_{cp} + \delta.$$

$$D = 2 \cdot 87 + 32 = 206,7 \text{ мм}.$$

Визначену величину D округляємо і порівнюємо зі значеннями наведеними в ГОСТ 1786–88.

Приймаємо діаметр накладки $D=225$ мм.

Визначаємо діаметр $d = 150$ мм.

Дійсне значення середнього радіуса тертя:

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4} = \frac{225 + 150}{4} = 94 \text{ мм}.$$

Нормальна сила, що діє на поверхні тертя

$$P_n = \frac{\beta \cdot M_{\kappa_{\max}}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot z}, \text{ Н.} \quad (3.2)$$

$$P_n = \frac{1,8 \cdot 217}{0,5 \cdot 0,094} = 8310 \text{ Н}.$$

Сила пружності кожної пружини:

$$P_{np} = \frac{P_n}{i_{np}}, \text{ Н.} \quad (3.3)$$

$$P_{np} = \frac{8310}{9} = 923 \text{ Н}.$$

де $i=9$ – кількість пружин.

Розрахунок зусилля:

$$P_{np.розр} = 1,2 \cdot P_{np} \cdot k;$$

(3.4)

$$P_{np.розр} = 1,2 \cdot 923 \cdot 1,15 = 1274 \text{ Н};$$

де $k=1,2 \dots 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пружин та їх неоднакову довжину.

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр проволочки з якої повинні виготовлятися пружини:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{np.розр} \cdot D_c}{\pi \cdot [\tau]}}, \text{ мм} \quad (3.5)$$

де D_c – індекс пружини, $D_c = \frac{D}{d} = 6$;

$[\tau] = 600 \div 800 \text{ МПа}$ – допустимі напруження кручення витків пружини.

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 1274 \cdot 6}{3,14 \cdot 800}} = 5 \text{ мм.}$$

Середній діаметр D витка:

$$D = c \cdot d = 6 \cdot 5 = 30, \text{ мм}$$

Число роботи витків:

$$i_p = \frac{d^4 \cdot G \cdot \Delta f}{8 \cdot D^3 \cdot (P_{np.розр} - P_{np})} \cdot \quad (3.6)$$

Податливість одного витка пружини:

$$\lambda = \frac{8 \cdot c^3}{G \cdot d} = \frac{8 \cdot 6^3}{85 \cdot 10^3 \cdot 5} = 0,004$$

Повне число витків натискних пружин:

$$n_n = n + (1,5 \dots 2,0)$$

$$n_n = 3 + 2 = 5$$

Зовнішній діаметр пружини:

$$D_z = D + d = 30 + 5 = 35, \text{ мм}$$

3.1.3. Розрахунок заклепок

Припустимо, що всі заклепки знаходяться на фрикційних накладках, тоді зусилля, що діє на заклепки [4]:

$$P_{зак.} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{e_{\max}}}{R_{cp}} = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 217}{0,094} = 8310 \text{ Н.}$$

Напруження зрізу рівне:

$$\tau = \frac{P_{зак}}{F_{зр}} \leq [\tau].$$

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал заклепки – алюміній АЛ–2

$$\tau_{зр} = 130 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{зр}}{2} = \frac{130}{2} = 65 \text{ МПа}$$

Тоді площа:

$$F = \frac{P_{зак}}{[\tau]} = \frac{8310}{65} = 127,8 \text{ мм}^2.$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot m \cdot n,$$

де m – кількість закладок;

n – кількість площин зрізу – 2.

Приймаємо $d = 3 \text{ мм}$

$$m = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot n} = \frac{4 \cdot 127,8}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 2} = 9,04.$$

Для більш якісного кріплення накладок приймаємо число заклепок для кріплення накладок $m = 32$ [4].

3.1.4. Пружини гасіння коливань

Пружини гасителя крутильних коливань приймаємо 6 штук.

Параметри пружини приймаємо:

Діаметр проволочи $d_{np} = 4 \text{ мм}$

Середній діаметр витка $D_e = 18 \text{ мм}$.

Повне число витків – 5.

Жорсткість пружини - 250 Н/мм.

Максимальне зусилля на одну пружину гасителя:

$$P_{np,z} = \frac{M_{e_{\max}}}{2 \cdot z} = \frac{(1,2 \dots 1,3) \cdot M_{\kappa_{\max}}}{r \cdot z_{np,z}},$$

де r – радіус прикладання зусилля до пружини

$$r = 43 \text{ мм};$$

$z_{np,z}$ – число пружин гасіння;

						Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{np.2} = 6 \text{ штук.}$$

$$P_{np.2} = \frac{1,3 \cdot 217 \cdot 10^3}{43 \cdot 6} = 1093 \text{ Н.}$$

Беручи до уваги велику жорсткість пружин гасія, напруження пружин слід розраховувати з урахуванням кривизни валика

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{np.2} \cdot D_B}{\pi \cdot d_{np}^3} \cdot k_{\kappa.B} < [\tau] = 700 \div 900 \text{ МПа,} \quad (3.7)$$

де k – коефіцієнт, що враховує кривизну витка пружини

$$k_{\kappa\phi} = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}; \text{ де } c = \frac{D_\phi}{d_{np}} = 4,5 ;$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 1093 \cdot 18}{3,14 \cdot 4^3} \cdot 1,35 = 1057 > [\tau] = 900 \text{ МПа;}$$

$$k_{\kappa\phi} = \frac{4 \cdot 4,5 - 1}{4 \cdot 4,5 - 4} + \frac{0,615}{4,5} = 1,35.$$

Отже, приймаємо діаметр проволочки $d = 5 \text{ мм.}$

Тоді маємо:

$$\tau = \frac{8 \cdot 1093 \cdot 18}{3,14 \cdot 5^3} \cdot 1,45 = 581 \text{ МПа} < [\tau] = 900 \text{ МПа.}$$

Умова міцності задовольняється.

3.1.5. Маточина веденого диска

Шліци випробовуються на змикання та згин.

Напруження зминання:

$$\sigma_m = \frac{P_{ш}}{F \cdot \alpha_{ш}}, \quad (3.8)$$

$$\text{де } P_{ш} = \frac{M_{\kappa_{\max}} \cdot B}{\chi_{cp}} ;$$

$$\chi_{cp} = \frac{(d_3 + d_6)}{4} ;$$

$$F = 0,5 \cdot (d_3 - d_6) \cdot \ell_{ш} \cdot i_{ш} ,$$

де $\ell_{ш}$ – довжина шліців

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$i_{ш}$ – число шліців ;

$\alpha = 0,75$ – коефіцієнт, що враховує неточність прилягання шліца;

d_3 та d_6 – зовнішній і внутрішні діаметри шліців;

$$d_3 = 29 \text{ мм}$$

$$d_6 = 23 \text{ мм}$$

$$\ell_{ш} = 45 \text{ мм} ;$$

$$i_{ш} = 12$$

$$F = 0,5 \cdot (29 - 23) \cdot 45 \cdot 12 = 1620 ;$$

$$r_{cp} = \frac{(29 + 23)}{4} = 13 \text{ мм};$$

$$P_{ш} = \frac{217 \cdot 10^3 \cdot 1,87}{13} = 30046 \text{ Н} ;$$

$$\sigma_{м.} = \frac{30046}{1620 \cdot 0,75} = 24,7 \text{ МПа} < [\sigma_{зм.}] = 15 \dots 30 \text{ МПа}$$

Матеріал маточини – полірована сталь типу 40х

Напруження зрізу:

$$\tau = \frac{P_{ш}}{i_{ш} \cdot \ell_{ш} \cdot B_{ш} \cdot \alpha_{ш}} , \quad (3.9)$$

де $B_{ш}$ – ширина шліца, мм

$$\tau = \frac{30046}{12 \cdot 45 \cdot 4 \cdot 0,75} = 18,5 < [\tau] = 10 \dots 20 \text{ МПа} .$$

3.1.6. Важелі вимкнення зчеплення

Важеля вимкнення зчеплення, їх осі і опорні вилки виготовляють з малоуглецевої сталі, піддають ціануванню для надання робочим поверхням високої твердості (HRC 56–62).

Умови міцності важеля:

$$\sigma_p = \frac{Q_{\max} \cdot f \cdot \ell}{z_p \cdot e \cdot W_u} \leq 300 \div 400 \text{ МПа}, \quad (3.10)$$

де ℓ – відстань від точки прикладання сили до небезпечного перетину
 $\ell = 49 \text{ мм};$

W_u – момент згину небезпечного перерізу;

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$Q_{\max}$ – сумарна сила пружності нахилених пружин при виникненні зчеплення.

$$Q_{\max} = 6 \cdot P_{np}$$

$$Q_{\max} = 8310H$$

f та e – плечі важелів 14 та 60 мм.

z_p – кількість важелів, $z_p = 3 \div 4$;

$$W_u = \frac{e \cdot h}{6} - \frac{e \cdot d^2}{6} = \frac{20 \cdot (10^2 - 6^2)}{6} = 213 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma_{32} = \frac{8310 \cdot 14 \cdot 49}{4 \cdot 60 \cdot 231} = 102,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_3] = 300 \text{ МПа}.$$

Матеріал – сталь 45.

3.1.7. Розрахунок привода

Розрахунок виконується для визначення передаточного числа, яке повинно бути таким, щоб забезпечити зручність і легке керування [4].

Передаточне число гідравлічного приводу:

$$U_{III} = \left(\frac{a}{e} \right) \cdot \left(\frac{c}{f} \right) \cdot \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} \right),$$

$$U_{III} = \left(\frac{260}{50} \right) \cdot \left(\frac{60}{14} \right) \cdot \left(\frac{(50-16)^2}{30^2} \right) = 28,6.$$

Повний хід педалі:

$$S_n = S \cdot U_{III} + \Delta \frac{a}{e} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \leq 150 \div 180 \text{ мм},$$

де S_n – повний хід педалі;

S – хід нажимного диска;

Δ – зазор між важелями і муфтою виключення зчеплення; $\Delta = 2$ мм.

$$S = i \cdot \delta \cdot t,$$

де δ – зазор між поверхнями тертя у вимкненому зчепленні;

Для однодискових зчеплень рекомендується приймати $\delta = 0,75 \div 1,0$ мм.

i – число поверхонь тертя;

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

m – деформація диска $m=1,0 \dots 1,5$ мм, для пружного диска, а не пружного $m=0,15 \dots 0,25$ мм.

$$S = 2 \cdot 1 + 1,5 = 3,5$$

$$S_n = 3,5 \cdot 28,6 + 3 \cdot \frac{260}{50} \cdot \frac{(50 - 16)^2}{50^2} = 120_{\text{мм}} \leq 150 \div 180_{\text{мм}}$$

Зусилля педалі при положенні повністю вимкненого зчеплення:

$$Q = \frac{P_{\max}}{I_{\text{ГП}} \cdot \eta_n} \leq 150 \text{Н} \quad (3.11)$$

для гідравлічного зчеплення $\eta_n = 0,8 \div 0,9$

$$Q = \frac{8310}{28,6 \cdot 0,9} = 322 > 150 \text{Н} - \text{звідси видно, що умова не виконується.}$$

Для виконання цієї умови задається зусилля на педалі $=140 \text{Н}$ і знаходимо передаточне число.

$$I_{\text{ГП}} = \frac{P}{R_{\text{нед.}}} = \frac{8310}{140} = 59,3, \text{ приймаємо } I_{\text{ГП}}=60.$$

Уточнюємо значення зусилля на педалі:

$$R_{\text{нед.}} = \frac{8310}{60} = 138 < 150 \text{Н}$$

Привід з підсилювачем приймають в тому випадку коли робота, що здійснюється при вимкненні зчеплення перевищує 30Дж. Зусилля на педалі в цьому випадку обмежують до 100–150Н.

Роботу визначаємо за формулою:

$$W = \frac{(P + P_{\max}) \cdot z_n \cdot S}{z \cdot \eta_{\text{пр.}}} \quad (3.12)$$

$(P + P_{\max})$ – середня значення сил пружності пружини в процесі виникнення зчеплення;

z – число пружин

S – хід нажимного диску

η_n – ККД приводу

$$W = \frac{(624 + 831) \cdot 9}{2 \cdot 0,9} = 31,2 \text{ Дж}$$

В даному випадку приймаємо рішення про відсутність підсилювача.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

3.2. Коробка передач

Виходячи з результатів розрахунку передаточних чисел та вибравши тип коробки передач – трьох-вальну, визначаємо кількість зубів всіх шестерень та визначаємо відстань між осями валів [4].

На основі результатів тягового розрахунків автомобіля і аналізу конструкції коробки передач, визначаємо передаточні числа відповідно 1-ї, 2-ї, 3-ї, 4-ї, 5-ї передач.

$$U_{k_1} = 2,89$$

$$U_{k_2} = 2,21$$

$$U_{k_3} = 1,72$$

$$U_{k_4} = 1,303$$

$$U_{k_5} = 1$$

Міжосьову відстань підраховуємо за формулою:

$$a_w = c \cdot \sqrt[3]{M_{e_{\max}}} \quad (3.13)$$

де c – коефіцієнти рівний для автобуса малого класу 15

$$a_w = 15 \cdot \sqrt[3]{217} = 90 \text{ мм}$$

Модуль зачеплення:

$$m = (0,032 \div 0,04) \cdot a_w = (0,032 \div 0,04) \cdot 90 = 2,88 \div 3,6$$

Приймає $m=2,5$ – для косозубих передач.

Сумарна кількість зубців:

$$z_{\Sigma} = \left(\frac{2a_w}{m_n} \right) \cdot \cos \beta$$

$$z_{\Sigma} = \left(\frac{2 \cdot 90}{2,5} \right) \cdot \cos 20 = 67,6$$

Приймаємо 68.

Число зубців шестерень:

$$z_n = \frac{z_{\Sigma}}{U + 1}$$

$$\text{I передача } z_1 = \frac{68}{2,89 + 1} = 17$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$\text{II передача } z_2 = \frac{68}{2,21 + 1} = 21$$

$$\text{III передача } z_3 = \frac{68}{1,72 + 1} = 25$$

$$\text{IV передача } z_4 = \frac{68}{1,303 + 1} = 29$$

$$\text{V передача } z_5 = \frac{68}{1 + 1} = 34$$

Число зубців вторинного вала:

$$z_{\Sigma} = z_{n.6} + z_{6.6}$$

$$z_{6.6} = z_{\Sigma} - z_{n.6}$$

$$\text{I передача } z_1 = 68 - 17 = 51$$

$$\text{II передача } z_2 = 68 - 21 = 47$$

$$\text{III передача } z_3 = 68 - 25 = 43$$

$$\text{IV передача } z_4 = 68 - 29 = 39$$

$$\text{V передача } z_5 = 68 - 34 = 34$$

3.3. Диференціал

Приймаємо симетричний конічний диференціал. Механізм диференціала включає: конус, сателіти та ось сателітів диференціала, шестерні. Число сателітів диференціала – два. Диференціал має нероз'ємний конус, що дає йому жорсткості [4].

Для збирання диференціала конус має вікна. Для мащення сателітів осі в місці посадки с сателітами передбачає спіральні канавки, що притримують мастило.

До переваг цього конічного диференціала слід віднести наступне:

Забезпечення стійкості при русі по слизькій дорозі і гальмуванні двигуном завдяки рівності тангенціальних реакцій на ведучих колесах.

Простота будови, невеликі розміри і маса, надійність, високий ККД.

Недоліком являється обмеження прохідності.

Підраховуємо коефіцієнт розподілу моменту між колесами (ведучими) автомобіля.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$K_M = \frac{U + k\delta}{1 + U}$$

де U – внутрішнє передаточне число диференціала для симетричного диференціала $U=1$

$k\delta$ – коефіцієнт блокування для диференціалів з малим внутрішнім тертям $k\delta = 0 \dots 0,2$ приймаємо 0

$$K_M = \frac{1 + 0}{1 + 1} = 0,5$$

Задаємо число зубців сателіта $z_1 = 12$ для напіввісьової шестерні

$$z_2 = \frac{z_1}{U_1} = \frac{12}{1} = 12$$

Потім визначаємо кут ділительних конусів:

$$\sigma_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right)$$

$$\sigma_1 = \arctg\left(\frac{12}{12}\right) = 45^\circ$$

$$\sigma_2 = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$$

По емпіричній формулі визначаємо орієнтовне значення зовнішнього колового модуля

$$m_e = \sqrt[3]{0,1 \cdot M_{e_{\max}} \cdot U_{III}} \quad (3.23)$$

$$m_e = \sqrt[3]{0,1 \cdot 217 \cdot 4,83} = 4,71 \text{ мм}$$

Визначаємо діаметр напіввісьової шестерні

$$d_{e_2} = m_e \cdot z_2$$

$$d_{e_2} = 4,71 \cdot 12 = 56,57 \text{ мм}$$

Довжина спільної утворюючої:

$$R = \frac{d_{e_2}}{2 \cdot \sin \sigma_2}$$

$$R = \frac{56,57}{2 \cdot \sin 45} = 40,00 \text{ мм}$$

Діаметр сателіт:

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$d_{e_1} = m_e \cdot z_1$$

$$d_{e_1} = 4,71 \cdot 12 = 56,57 \text{ мм}$$

Ширина зубчастих виступів:

$$B \leq 0,3R_e$$

$$B \leq 0,3 \cdot 20,55 = 6 \text{ мм}$$

Ширина зубчастих виступів 6 мм

Визначаємо коефіцієнт зміщення по емпіричній формулі:

$$x = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{1}{U^2}\right)$$

$$x = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{1}{12^2}\right) = 0,34 \text{ мм}$$

Знаходимо висоту головки і ніжки зуба шестерні і сателіта на зовнішньому ділильному діаметрі:

$$h_{ae} = m_e \cdot (0,85 + x)$$

$$h_{ae} = 4,71 \cdot (0,85 + 0,34) = 5,00 \text{ мм}$$

$$h_{fe} = m_e \cdot (1,05 - x)$$

$$h_{fe} = 4,71 \cdot (1,05 - 0,34) = 4,3 \text{ мм}$$

Колова сила, що діє на один сателіт:

$$P = \frac{M_{\kappa_{\max}} \cdot I_{\kappa n} \cdot I_{\Gamma \Pi}}{c_i \cdot n_e} \quad (3.24)$$

$$P = \frac{217 \cdot 10^3 \cdot 4,38 \cdot 2,89}{55 \cdot 2} = 27536,7 \text{ Н}$$

Шип хрестовини сателіта випробовує напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{P_c}{d \cdot \ell_i} < [\sigma_{зм}] = 70 \text{ МПа} \quad (3.25)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{27536}{22 \cdot 30} = 41,72 < [\sigma_{зм}] = 70 \text{ МПа}$$

$d = 22 \text{ мм}$ – розмір шипа

$\ell = 30 \text{ мм}$

Напруження зрізу

$$\tau_{zp} = \frac{4 \cdot P_c}{\pi \cdot d^2} < [\tau_{zp}] = 120 \text{ МПа} \quad (3.26)$$

$$\tau_{zp} = \frac{4 \cdot 27536}{3,14 \cdot 22^2} = 72 \text{ МПа} < [\tau_{zp}] = 120 \text{ МПа}$$

Напруження зминання в місці кріплення в конусі диференціала під дією колової сили.

Діюча сила:

$$P_D = \frac{M_{\kappa_{\max}} \cdot I_{\kappa_{n1}} \cdot I_{\Gamma\Pi}}{\ell_2 \cdot n_e} \quad (3.27)$$

$$P_D = \frac{217,6 \cdot 2,89 \cdot 4,88}{30 \cdot 2} = 45780 \text{ Н}$$

Напруження зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{45780}{30 \cdot 22} = 69,36 < [\sigma_{zm}] = 70 \text{ МПа}$$

3.3. Привід ведучих коліс

Приймаємо напіврозвантажену вісь. Це найбільш проста конструкція і тому широко застосовується на автомобілях малого класу [4].

При умові руху по шосейній дорозі виникають складні навантаження згину та кручення.

$$\sigma = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{zg}^2 + M_{kr}^2}}{\pi \cdot d^3} \text{ МПа} \quad (3.28)$$

де $M = z_n \cdot v \cdot \sqrt{1 + \varphi_{\max}^2}$ – момент згину Н·м.

z_n – нормальна реакція дороги Н.

v – відстань від пластини обертання колеса до небезпечного перерізу напівосі, м.

$\varphi_{\max} = 0,8 \dots 0,9$ – максимальне значення коефіцієнта зчеплення коліс з поверхнею дороги

$M_{kr} = z_n \cdot \varphi_{\max} \cdot r_d$ – момент котрий передає напіввісь, Н·м.

r_d – динамічний радіус колеса

d – діаметр напіввісі

						Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

σ – напруження згину $=100\dots140\text{МПа}$

$$z_k = 0,5 \cdot G_2 = 0,5 \cdot 12998 = 6499\text{Н}$$

$$M_{32} = 6499 \cdot 0,1 \cdot \sqrt{1 + 0,85^2} = 852\text{Н} \cdot \text{м}$$

$$e = 100\text{мм}$$

$$M_{кр} = 6499 \cdot 0,85 \cdot 0,31 = 1712\text{Н} \cdot \text{м}$$

$$140 = \frac{32 \cdot \sqrt{852^2 + 1712^2}}{\pi \cdot d^3} \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{852^2 + 1712^2}}{\pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,051\text{м} = 51\text{мм}$$

Під дією на автомобіль бокової сили в напіввісі виникають тільки напруження згину.

$$\sigma_{32} = 32 \cdot \frac{z_k \cdot (e + \varphi_{\max} \cdot \chi_d)}{\pi \cdot d^3} \quad (3.29)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6499 \cdot (0,1 + 0,85 \cdot 0,31)}{\pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,055\text{м} = 55\text{мм}$$

Під час проходження з великою швидкістю через однакову перегороду в піввісі виникають навантаження згину.

$$\sigma_{32} = 32 \cdot \frac{z_n \cdot \gamma_v \cdot e}{\pi \cdot d^3}$$

де $\gamma_v = (1,7\dots2,0)$ – коефіцієнт динамічності для автобусів малого класу

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,85 \cdot 6499 \cdot 0,1}{\pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,044\text{м} = 44\text{мм}$$

Приймаємо діаметр піввісі $d=55\text{мм}$

Знайдений діаметр перевіряємо на закручування.

Кут закручування:

$$\theta = \frac{M_{\text{розр}} \cdot \ell}{G \cdot I_p} \cdot \frac{180}{\pi} < 9^\circ \text{ на } 1\text{м довжини} \quad (3.30)$$

де $M_{\text{розр}}$ – розрахунковий момент крутного моменту, що передається напіввіссю Н·м.

β – коефіцієнт запасу зчеплення $1,6\dots2,0$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$U_{к1}$ та U_o – передаточні числа першої і головної передачі з тягового розрахунку $U_{к1}=2,89$; $U_o=4,38$.

K_m – коефіцієнт розподілення моменту між ведучими колесами $K_m=0,5$.

$\ell = 0,80$ м – довжина напіввісі.

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \text{ – полярний момент інерції.}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot 55^4}{32} = 89705 \text{ мм}^4.$$

G – модуль зсуву матеріальна (для сталі $G=85$ ГПа).

$$M_{роз.} = 1,8 \cdot 217 \cdot 2,89 \cdot 4,38 \cdot 0,5 = 2472 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\theta = \frac{10^3 \cdot 2472 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{89705 \cdot 85 \cdot 10^3} \cdot \frac{180}{3,14} = 1,48 < 9^\circ.$$

Умова виконується.

3.5. Проектування підвіски

3.5.1. Вибираємо схему гідравлічної підвіски

Досвід роботи з гідравлічними підвісками показав, що їх можливості рекомендовані. Оптимальні характеристики можуть бути в повній мірі реалізовані при наявності статичного регулювання кузова і пристосування, що включають кљовки та крени автомобіля.

Гідравлічна підвіска забезпечує зміну положення кузова, по бажанню водія кузов може бути встановлено в одне з трьох положень. Гідропневматична система складається з наступних елементів та агрегатів: бака для рідини, гідронасоса, розвантажувального пристрою, насоса, фільтра, зворотного клапана, гідроаккумулятора, регуляторів положення кузова, гідропневматичних ресор та крана керування положення кузова [4].

3.5.2. Розрахунок гідронасоса і пристроїв регулювання тиску в гідросистемі

Визначаємо максимальний статичний тиск рідини в гідропневматичному пружному елементі з умови можливості регулювання положення кузова.

Тиск задається шестеренчастим насосом [4].

						Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо максимальну частоту обертання насоса при роботі двигуна на холостому ході – $n_{x.x} = 750 \frac{\text{об.}}{\text{хв.}}$

Різкість виключення і відключення тиску насоса $P_{\text{від.}} - P_{\text{вкл.}} = 10 \text{ кг/см}^2$ перепад тисків необхідний для нормальної роботи регулятора $\Delta p = 20 \text{ кг/см}^2$

По характеристиці $p_{x.x} = 60 \text{ кг/см}^2$

Тоді згідно співвідношенню:

$$P_u + \Delta P \leq P_{\text{вкл.}} < P_{\text{откл.}} \leq P_{x.x}, \quad (3.31)$$

отримаємо рівність $p_o + 20 \leq 50$, тобто максимальний статичний тиск рідини в кружному елементі P_p повинен бути менше або рівний 30 кг·с/см^2 .

Отримуємо, що по паспорту насос розвиває тиск до 150 ат, а в даному випадку тиск рідини в пружному елементі не повинен перевищувати 30 кг·с/см^2 .

3.5.3. Конструювання та розрахунок гідропневматичних пружних елементів

Активна площа поршня:

$$F = \frac{P_{\text{max}}}{P_{x.x} - \Delta p} = \frac{150}{60 - 20} = 3,75 \text{ см}^2$$

Визначаємо діаметр поршня:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,75}{3,14}} = 4,7 \text{ см}$$

Приведена висота газового стовпа.

$$H_n = \frac{0,25 \cdot g \cdot n}{\pi^2 \cdot i_n \cdot p_o^2} \quad (3.32)$$

де n – показник політропи

i_n – передаточне число важелів підвіски

p_o – частота власних коливань – $1,25 \text{ Гц}$

$$H_n = \frac{0,25 \cdot 9,8 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 2 \cdot 1,25^2} = 31 \text{ см}$$

Визначаємо витрату рідини через регулятор автомобіля з умови заданої установки перестановки кузова.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$v_n = 1,5 \text{ см/с}$$

Вихідні данні: дві гідропневматичні ресори, площа витіснювача кожної $F = 10 \text{ см}^2$. Передаточне число передач 2. Тиск рідини в ресорах для не завантаженого автомобіля: $p_o = 70 \text{ кг·с/см}^2$

Для завантаженого $p = 90 \text{ кг/см}^2$

Повний об'єм гідропневматичного бака кожної ресори $V_n = 600 \text{ см}^3$, об'єм розділювача $V_{роз} = 50 \text{ см}^3$, об'єм газу в гідропневматичних балонах.

Витрата рідини:

$$Q_n = \frac{v_n \cdot F_{вр} \cdot z_p}{i_n}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.33)$$

$F_{вр}$ – площа витіснювача гідропневморесори

z_p – кількість ресор

i_n – передаточне число підвіски

$$Q_n = \frac{1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 10 \text{ см}^2 \cdot 2}{2} = 15 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}$$

Об'єм рідини, що приходить через регулятор для відновлення положення кузова за мірою навантаження:

$$\Delta V = V_o \cdot z_p \cdot \left(1 - \frac{p_o}{p}\right), \text{ см}^3 \quad (3.34)$$

де V_o – об'єм газу в гідропневморесорі навантаженого автомобіля p_o , p – тиск в гідропневматичних ресорах відповідно не завантаженого і завантаженого автомобіля.

$$\Delta V = 400 \cdot 2 \cdot \left(1 - \frac{70}{90}\right) = 178 \text{ см}^3$$

$$t_B = \frac{Q_B}{\Delta V} = \frac{175 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}}{15 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}} = 12 \text{ с}$$

$$t_r = \frac{\Delta V_r}{Q_r} = 20 \text{ с}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

3.5.4. Розрахунок цапфи

Допустиме навантаження на передню вісь $G_a = 6499H$

Вага осі – $I_u = 600H$

Вага колеса – $I_R = 170H$

Шини 185/80 R15

Диск в шинах $p_1 = 0,25 \text{ МПа}$

Динамічний радіус шини $\chi_d = 310 \text{ мм}$

3.5.5. Визначення коефіцієнтів

Параметри шини для цього розрахунку слід взяти з довідника.

Ці параметри наступні:

$D = 668 \text{ мм}$

$\chi_{ct} = 507 \text{ мм}$

$P_e = 0,45 \text{ МПа}$

$R_N = 6150H$

Для переднього колеса:

$$N_U = \frac{C_u}{2} = 3249H$$

$$p \cdot u = 0,45 \text{ МПа}$$

$$f_3 = \left(\frac{D}{2} \right) - \chi_{cm} = \left(\frac{668}{2} \right) - 307 = 27 \text{ мм}$$

$$C_R = \frac{N_R}{f_3} = \frac{6150}{27} = 228 \text{ Н/мм}^2 = 22800 \text{ Н/см}^2$$

$$C_{i_U} = \left(\frac{P_{i_U}}{P_R} \right) \cdot C_R = \left(\frac{0,25}{0,45} \right) \cdot 22800 = 12660 \text{ Н/см} = 1266 \text{ Н/мм}$$

Коефіцієнти динамічності можуть бути визначені по кривій приведеній на малюнку 1.2.

$$\frac{C_{i_Q}}{N_U} = \frac{1266}{2821} = 0,45 \text{ см}^{-1} \text{ і відповідно } k = 1,45 \text{ та } k_2 = 2,4$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Коефіцієнти бокових сил приведені включаються в залежності від навантаження колеса $N_{\text{л}}$

$$M_{F1}=0,33; M_{F2}=0,86$$

3.5.6. Розрахунок межі витривалості

Визначення сил в пятні контакту з дорогою колеса. При визначенні N_{U_o} та N' слід мати на увазі вагу колеса $U_R = 170H$.

Верхнє значення вертикальної реакції, сили:

$$N_{U_o} = k \cdot N_U - U_R = 1,45 \cdot 3249 = 4711$$

Нижнє значення вертикальної сили:

$$N'_U = N_{\text{л}} - U_R = 3249 - 170 = 3079H$$

Поперечна сила:

$$S_{i_U} = M_{F1} \cdot N_U = 0,38 \cdot 3249 = 1234H$$

Визначення згинального моменту:

$$M_{e_o} = N'_{U_o} \cdot a + S_{i_u} \cdot \chi_o = 4711 \cdot 1,85 + 1234 \cdot 0,31 = 9097 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Нижнє значення моменту:

$$M_{e_n} = N'_v - S_{i_u} \cdot \chi_o = 1,85 \cdot 3079 - 1234 \cdot 0,31 = 6078,69H \cdot \text{м}$$

Розрахунок діючих напружень згину з урахуванням, того що діаметр цапфи $\phi = 35 \text{ мм}$

Момент опору $3,5 \text{ см}^3$

$$W_e = 0,098 \cdot d^3 \quad (3.35)$$

Верхнє значення напружень: $\sigma_{co} = \frac{M_{e_o}}{W_e} = \frac{4711}{3,5} = 134,6 \text{ МПа}$

Нижнє значення: $\sigma_{en} = \frac{M_{en}}{W_e} = \frac{3069}{3,5} = 87,9 \text{ МПа}.$

Визначення допустимих навантажень:

$$\sigma_{ms} = \frac{\sigma_e + \sigma_n}{2} = \frac{134,6 + 87,9}{2} = 111,2 \text{ МПа}$$

Визначення допустимих напружень:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{B_o} \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2}{(\beta \cdot N_e \cdot \beta_k \cdot g)} \quad (3.36)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

при цьому $\sigma_{B_{\omega}} = 0,5 \cdot \sigma_0$

v_1 – коефіцієнт зменшення допустимих напружень, що враховує діаметр деталі вище 10мм; $v_1=0,88$.

$v_2=0,9$ – отримано при глибині шліфування нерівностей

$R_t = 10$ мкм та $\sigma_{t_{\min}} = 1000$ МПа

Коефіцієнт концентрації напружень:

$B_{t^d} = \alpha_E \cdot f_{\omega} \cdot v$ – розрахуємо як функцію приведених розмірів та прийнятого мінімального часу опору $\sigma_{e_{\min}} = 1000$ МПа [4].

При глибині концентратора:

$$t = \frac{(D - d)}{2} = \frac{(45 - 35)}{2} = 2,5 \text{ мм} \text{ і параметрах } \frac{d}{D} = \frac{35}{45} = 0,777 \text{ та } \frac{r}{t} = \frac{2,5}{2,5} = 1$$

за малюнком, отримуємо $R_g = 3,9$

Коефіцієнт матеріалу слід вибирати як функцію приведену відносно зменшення напруження.

Вводимо розміри в мм:

$$x = \left(\frac{2}{d} + \frac{2}{z} \right) = \left(\frac{2}{35} + \frac{2}{2,5} \right) = 0,857$$

Звідси $f_{\omega} = 0,95$ та $\beta_{\kappa} = 5,8 \cdot 0,95 = 3,61$

При запасі міцності $\beta = 1,2$, допустимі напруження:

$$\sigma_{B.D} = \frac{0,5 \cdot \sigma_{\Delta} \cdot 0,88 \cdot 0,9}{1 \cdot 3,61 \cdot 1,2} = 0,09 \cdot \sigma_{\Delta}$$

Використовуючи умову $\sigma_{m.e} \leq [\sigma_{e.don}]$, можна розрахувати мінімальні напруження, котрі може викликати матеріал і на основі цього вибрати покращену сталь.

$$\sigma_{e_{\min}} = \frac{\sigma_{m.e}}{0,09} = \frac{1112}{0,09} = 1440 \text{ МПа}$$

Вибираємо сталь 50Х з миттєвим опором

$\sigma_B = 1300 \dots 1500$ МПа

Використовуючи $\beta = 1,2$, отримуємо $\sigma_{e_{\min}} = 1440$ МПа

З урахуванням фактично маючим коефіцієнтом, межею міцності $\sigma_{e_{\min}} = 1500$ МПа

					Арк.
					45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$g_1 = \frac{1,2 \cdot 1500}{1400} = 1,25$$

3.5.7. Статична міцність найбільший згинальний момент при русі через залізно-дорожній переїзд

$$M_{\epsilon_2} = (k_2 \cdot N_U - N_R) a + M_{F_1} \cdot N_U \cdot \chi_\phi = (2,4 \cdot 3249 - 170) \cdot 1,85 + 0,38 \cdot 3249 \cdot 0,31 = 459 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Найбільший момент при русі на розбитій дорозі:

$$M_{\epsilon_3} = (k_1 \cdot N_U - U_R) a + M_{F_2} \cdot N_U \cdot \chi_\phi = (1,45 \cdot 3249 - 170) \cdot 1,85 + 0,86 \cdot 3249 \cdot 0,31 = 926 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Оскільки $M_{\epsilon_3} > M_{\epsilon_2}$ розрахунок далі ведемо по M_{ϵ_3}

Визначення запасу міцності:

$$\sigma_{\epsilon p} \leq \sigma_{\epsilon \text{ доп}}; \quad \frac{M_{\epsilon_3}}{W_{\epsilon}} \leq \frac{\sigma_{\epsilon_3}}{V} = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{V} \quad (3.37)$$

$$g = \frac{1,2 \cdot \sigma_s \cdot W_{\epsilon}}{M_{\epsilon_3}} = \frac{1,2 \cdot 1350 \cdot 3,5}{926} = 6,1$$

Запас міцності значно перевищує необхідну для забезпечення статичної міцності величини $g - 1,5$ було б достатньо при використанні сталі 40х буде мати межу текучості $\sigma_1 \geq 900 \text{ МПа}$, що свідчить $g = 3,5$.

3.5.8. Розрахунок вала маточини

Допустиме навантаження на задню вісь [4].

$$C_h = 12998 \text{ Н}$$

$$\text{Вага осі } U_h = 650 \text{ Н}$$

$$\text{Вага колеса } U_{\kappa} = 180 \text{ Н}$$

Характеристики шин осі-віще:

$$\text{Тиск в шинах } \rho_1 = 0,25 \text{ МПа}$$

Максимальний крутний момент в двигуні:

$$M_{d_{\max}} = 217 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Передаточні числа коробки передач: 2,89; 2,21; 1,72; 1,303; 1.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Передаточне число головної передачі та 4,38 ККД $\eta = 0,88$

Розміри з'єднання вала з маточиною: $d = 55 \text{ мм}$; $d_1 = 35 \text{ мм}$; $d_o = 60 \text{ мм}$;
 $a = 20 \text{ мм}$

Визначення коефіцієнтів, для визначення вертикальної жорсткості шин, використовуємо розраховану вище жорсткість $C_R = 2280 \text{ Н/мм}$.

$$C_1 \cdot h = \frac{\rho_1 \cdot h \cdot C_R}{\rho_R} = \frac{2,5 \cdot 2800}{4,5} = 1266 \text{ Н/см} = 126,6 \text{ Н/мм}$$

$$\text{А при значенні } N_n = \frac{C_h}{2} = 6150;$$

$$\frac{C_1 \cdot h}{N_n} = 0,205 \text{ м}^{-1}$$

Визначаємо коефіцієнти динамічності для шин $k_1 = 1,25$ та $k_2 = 2,2$

Коефіцієнти бічних сил визначаємо як функцію N_n

$$M_{F_1} = 0,32; M_{F_2} = 0,82$$

3.5.9. Розрахунок на опір

Напруження розтягу:

$$F_s = \frac{M_a}{(\psi^2 \cdot \text{tg} \cdot (\rho + \alpha)) + M \cdot \psi_a}$$

$M_a = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент для затяжки шестигранник гайок вала маточини:

Розміри гайки M_2

Середній радіус різьби $\psi_a = 11,5 \text{ мм}$, радіус тертя при затягуванні гайки $\psi_a = 16,8 \text{ мм}$ та $\mu = 0,14$

$$\text{де } \text{tg} \varphi = \mu = 0,14 \text{ та } \text{tg} \alpha = \frac{\text{крок різьби}}{\psi \cdot \pi \cdot \psi^2} = 0,208$$

$$\rho = 8; \alpha = 1^\circ 12' \text{ і відповідно при } \text{tg}(8^\circ + 1^\circ) \cdot \psi' = 0,1614$$

$$F_s = \frac{30000}{(1,15 \cdot 0,1614 + 0,14 \cdot 1,68)} = 71,4 \text{ к} \cdot \text{Н}$$

$$\sigma_{z_1} = \frac{F_3}{A_\omega} = \frac{71400,0}{8,79} = 81,2 \text{ МПа}$$

де A_ω – площа поперечного перетину

Момент, що підпадає вал циклічним згинальним напруженням.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$N_{\epsilon_o} = (k_1 \cdot N_h - U_R) \cdot a + M_{F_1} \cdot N_n \cdot \varphi_o = (1,25 \cdot 6150 - 170)0,2 + 0,32 \cdot 6150 \cdot 3,1 = 7604,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору :

$$W_{\epsilon} = 0,098 \cdot d^3 = 0,098 \cdot 6^3 = 21,6 \text{ см}^3$$

$$\text{звідси } \sigma_{\epsilon_1} = \frac{M_{\epsilon_o}}{W_{\epsilon_o}} = \frac{7604,3}{21,6} = 352 \text{ МПа} \quad (3.38)$$

Напруження згину менші ніж довготривалі діючі напруження розтягу.

Напруження кручення.

Крутний момент на валу:

$$M_{t_i} = \frac{M_{d_{\max}} \cdot i_3 \cdot i_d \cdot \eta}{2} = \frac{217 \cdot 1,72 \cdot 4,38 \cdot 0,88}{2} = 489,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{а при } W_t = 0,196 \cdot d^3 = 0,196 \cdot 3,5^3 = 8,4 \text{ см}^3$$

Напруження кручення:

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{t_i}}{W_t} = \frac{489,2}{8,4} = 58,2 \text{ МПа} \quad (3.39)$$

Умову приведення маємо наступну:

$$\sigma_o = 0,8 \cdot \sigma_B - \text{приймаємо}$$

Коефіцієнт концентрації напруження: $\beta_{\kappa_{\epsilon}} = 1,7$ та $k_t = 1,6$

$$\alpha_n = \frac{\sigma_{\epsilon_o} \cdot \beta_{\kappa_t}}{(\tau_t \cdot S_{\epsilon_h} \cdot \beta_{\kappa_{\epsilon}})} = \frac{0,5 \cdot \sigma_{\epsilon} \cdot \beta_{\kappa_t}}{(0,58 \cdot \sigma_B \cdot \beta_{\kappa_{\epsilon}})} = \frac{0,5 \cdot \sigma \cdot 1,6}{0,58 \cdot 0,8 \cdot \sigma_B \cdot 1,7} = 1$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\epsilon_1} = \sqrt{(\sigma_{\epsilon} + \sigma_{z_1})^2 + (\alpha_a \cdot \tau + 1)^2} = \sqrt{(3,52 + 81,2)^2 + (1 - 5,82)^2} = 1000,7 \text{ МПа}$$

Щоб визначити ми приймаємо $\sigma_{\min} = 1000 \text{ МПа}$ глибина мікронерівностей $R_t = 10 \text{ мкм}$. Тоді $v_2 = 0,88$ та $v_1 = 0,9$

Приймаємо $\vartheta = 1,2$

$$\sigma_{\epsilon_o} = 0,5 \cdot \sigma_{\epsilon}$$

$$\sigma_t \geq \frac{(\sigma_t \cdot \beta_{\kappa_{\epsilon}} \cdot \vartheta)}{0,5 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2} = \frac{13 \cdot 1,7 \cdot 1,2}{0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,88} = 669,6 \text{ МПа}$$

Вибираємо матеріал.

Приймаємо сталь 30х при НВ 241–285

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

3.5.10. Перевірка на статичну міцність

Рух по розбитій дорозі.

В відповідності з малюнком бічних сил маємо:

$S_2 = M \cdot F_2 \cdot N_h$, а при M_{t_n} і передаточному числі другої передачі:

$$M_{B_3} = (N_h \cdot k_i - U_R) \cdot a + M_{\kappa_2} \cdot N_n \cdot \psi_o = (1,25 \cdot 6150 - 170) \cdot 0,2 + 0,82 \cdot 6150 \cdot 0,31 = 3066 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В тому числі напруження згину:

$$\sigma_{\sigma_3} = \frac{M_{\sigma_3}}{W_h} = \frac{3066}{21,6} = 141,9 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\sigma_3} = \sqrt{(\sigma_{\sigma_3} + \sigma_{z_1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t_u})^2} = \sqrt{(14,1 + 8,12)^2 + (1 + 8,74)^2} = 242 \text{ МПа}$$

Запас міцності: $\frac{\sigma_{\sigma_3}}{\sigma_{V_s}} = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 70}{24,2} = 5,2$.

Рушання з місця.

В системі приводу відсутній пружний елемент, ось чому слід враховувати коефіцієнт динамічності за рахунок жорсткості включення приводу $k_1 = 2$

У відповідності з попереднім розрахунком проводиться порівняння моментів M_{t_3} (що утворюється двигуном), M_{t_e} (максимально допустиме з чинними властивостями) для того щоб вести далі розрахунок по меншому з них.

$$M_{t_3} = \frac{M_{d_{\max}} \cdot i_1 \cdot i_p \cdot \eta_1 \cdot k_n}{2} = \frac{2170 \cdot 2,89 \cdot 4,83 \cdot 0,88 \cdot 2}{2} = 2417,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{t_e} = \mu_c \cdot N_B \cdot \psi_{cm} = 1,1 \cdot 6150 \cdot 30,7 = 2076,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження кручення визначаємо з використанням M_{t_3}

$$\tau_{t_3} = \frac{M_{t_3}}{W_L} = \frac{241,72}{8,4} = 287 \text{ МПа}$$

Згинальний момент:

						Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\mu_{t_3} = \frac{2417}{30,7 \cdot 6150} = 0,128 \cdot 10 = 1,28 \text{ — коефіцієнт зчеплення колеса з до-}$$

Звідси напруження згину:

$$\sigma_{\epsilon_3} = \frac{M_{\epsilon_3}}{W_{\epsilon_3}} = \frac{217,6}{21,6} = 10,07 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{e_3} = \sqrt{(\sigma_{e_3} + \sigma_{z_1})^2 + (\alpha_{e_3} \cdot \tau_{t_0})^2} = \sqrt{(10,07 + 8,12)^2 + (28,7)^2} = 30,11 \text{ МПа}$$

Запас міцності: $\varrho = \frac{15 \cdot 1,2 \cdot 70}{30,11} = 4,18.$

Рис.3.1. Розроблена підвіска автомобіля категорії М2 [4]

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

3.6. Рульове керування

Силове передаточне число рульового механізму:

$$U_p = \frac{\sum M_{\kappa\kappa}}{P_{p\kappa}} = \frac{\sum M_{\kappa\kappa} \cdot P_{\kappa\kappa}}{M_{p\kappa} \cdot \ell} \quad (3.40)$$

Якщо знехтувати витратами на подолання тертя:

$$U_p = \frac{\sum P_{\kappa\kappa}}{P_{p\kappa}} \quad (3.41)$$

де $\sum P_{\kappa\kappa}$ – сумарна сила опору повороту керованих коліс

$P_{p\kappa}$ – умовне зусилля яке створює водій на рульове колесо для подолання протидії повороту.

$R_{p\kappa} = 0,2 \dots 0,25 \text{ м}$ – радіус повороту рульового колеса

C – радіус повороту управляючого колеса для автобусів малого класу
 $C = 0,03 \dots 0,06 \text{ м}$

Силове передаточне число рульового керування U_p знаходиться в рамках $100 \dots 30$.

$$U_p = 20 \cdot \frac{0,2}{0,3} = 13,3$$

3.6.1. Рульовий механізм

Якщо водій до рульового колеса під час повороту керованих коліс нерухомого автомобіля прикладає зусилля, що перевищує 400Н, то в цьому випадку необхідно використати підсилювач [4].

$$P_{p\kappa} = \frac{\sum M_{\kappa\kappa}}{U_{\omega} \cdot \eta_{p\kappa} \cdot \eta_{pm} \cdot R_{p\kappa}}, \text{ Н} \quad (3.42)$$

де $\eta_{pm} = 0,7 \dots 0,9$ ККД рульового механізму

$\eta_{p\kappa} = 0,85 \dots 0,95$ ККД рульового приводу

Сумарний момент опору $\sum M_{\kappa\kappa}$ визначають за формулою:

$$\sum M_{\kappa\kappa} = 1,25 \cdot G \cdot (f \cdot c + \varphi \cdot z_{\text{ковз.}}) \quad (3.43)$$

де G – сила тяжіння, що приходить на керовані колеса, Н.

f – коефіцієнт опору кочення для твердого покриття $f = 0,06$

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	51

$\varphi = 0,6 \dots 0,85$ – коефіцієнти зчеплення колеса з дорогою

$$\varphi_{\text{коз}} = 0,31 \cdot 0,12 = 0,04$$

$$\sum M_{\text{к.к}} = 1,25 \cdot 12998 \cdot (0,03 \cdot 0,03 + 0,8 \cdot 0,04) = 534,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_{\text{р.к}} = \frac{534,5}{20 \cdot 0,80 \cdot 0,9 \cdot 0,2} = 185,6 \text{ Н} \cdot \text{м} < 400 \text{ Н}$$

Для визначення параметрів рейкового механізму потрібно: вибрати кількість – $z_1 = 6 \dots 10$, приймаємо $z_1 = 8$

Визначаємо нормальний крок рейки:

$$P_n = \pi \cdot m$$

де $m = 3,0 \dots 3,5$ – модуль зубчастого колеса

$$P_n = 3,14 \cdot 3,0 = 9,42$$

Кількість зубців рейки

$$z = \frac{L}{P_n + 0,5} \quad (3.44)$$

де L – довжина нарізаної частини рейки

$$L = OA_3 \cdot \sin 2\alpha_{\text{max}} \quad (3.45)$$

де $\alpha_{\text{max}} = 40^\circ$ – максимальний кут повороту керованих коліс, град.

$OA_{3-м}$ – один з розмірів рульової трапеції

$$OA_3 = 200 \text{ мм},$$

$$L = 200 \text{ мм} \cdot \sin 2 \cdot 40^\circ = 196 \text{ мм}$$

$$z = \frac{196}{9,42 + 0,5} = 21$$

Вираховуємо кількість зубців рейки та уточнюємо довжину нарізаної частини: $L = (z - 0,5) \cdot P_n = (21 - 0,5) \cdot 9,42 = 193 \text{ мм}$.

Далі визначаємо висоту h і товщину S_n зуба:

$$h = (2 \cdot h_o + G) \cdot m$$

де $h_o = 1,0$ – коефіцієнт висоти зуба головки

$G = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору

$$h = (2 \cdot 1,0 + 0,25) \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}$$

$$S = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 3 = 4,71 \text{ мм}$$

Результати вимірювань заносимо в табл. 3.1.

						Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кути повороту керованих коліс

	Внутрішній $\alpha_{вн}$		5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
Кут повороту коліс	Зовнішній $\alpha_{зовн}$	Теоретичний	5°	10°	14°	18°	21°6'	25°	28°	30°
		Графічний	5°	10°	14°48'	18°36'	22°12'	27°	30°	34°

3.7. Гальмівний механізм

Критичне значення M_{τ} визначається з умови взаємодії між колесами та поверхнею дороги [4].

$$M_{\tau} = \varphi_{розр.} \cdot z_{\tau} \cdot \varphi_{\delta} \quad (3.48)$$

$\varphi_{розр.}$ – розрахунковий коефіцієнт зчеплення

$$\varphi_{розр.} = \frac{K_{\tau} \cdot (a - \varphi)}{(K_{\tau} + 1) \cdot h_g} \quad (3.49)$$

де $K_{\tau} = \frac{P_{\tau_1}}{P_{\tau_2}}$ – коефіцієнт розподілення гальмівних сил P_{τ_1} та P_{τ_2} між ко-

лесами відповідно задньої та передньої осі.

a, φ, h_g – координати центра мас

Приймаємо $a = \varphi$; $K_{\tau} = 1,3 \dots 1,6$ – для легкових

$$\varphi_{розр.} = \frac{1,4 \cdot (0,01)}{(1,4 + 1) \cdot 0,8} = 0,6$$

z_{τ} – вертикальна реакція полотна дороги

$$z_{\tau_1} = \frac{G_a}{2} \cdot \left(\frac{\varphi + \varphi_{розр.} \cdot h_g}{L} \right); \quad z_{\tau_2} = \frac{G_a}{2} \cdot \left(\frac{a - \varphi_{розр.} \cdot h_g}{L} \right)$$

$$M_{\tau_1} = 0,6 \cdot 6150H = 3690H \cdot m$$

$$M_{\tau_2} = 3690H \cdot m$$

де $G_a = M \cdot g$ – сила ваги від повної маси автомобіля, Н.

L – база автомобіля

$$z_{\tau_1} = \frac{25996}{2} \cdot \left(\frac{1,45 + 0,6 \cdot 0,8}{2,9} \right) = 12773H$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$z_{\tau_2} = \frac{25996}{2} \cdot \left(\frac{1,45 - 0,6 \cdot 0,8}{2,9} \right) = 12773H$$

В разі гальмування стоянковим гальмом:

$$M_{\tau} = \frac{25996}{2,9} \cdot (0,88 \cdot \sin 9,1^{\circ} + 0,45 \cdot \cos 9,1^{\circ}) \cdot 0,6 \cdot 0,31 = 533H \cdot m$$

Момент тертя $M_{тр}$, котрий необхідно утворити в гальмівному механізмі:

$$M_{тр.} = \mu \cdot h \cdot R_{\sigma} \frac{2 \cdot P_a}{a^2 - \mu^2 \cdot b^2} \quad (3.51)$$

де P_a – приводне зусилля

R_{σ} – робочий радіус гальмівного механізму

a і b – геометричні параметри барабана

$\mu = 0,3$ – коефіцієнт тертя

β_1 та β_2 – кут охоплення насадок гальмівних колодок

$$M_{тр.} = 0,3 \cdot 0,8 \cdot 0,1 \cdot \frac{2 \cdot 300 \cdot 0,5}{0,5^2 - 0,3^2 \cdot 0,4^2} = 30H \cdot m$$

3.8. Гальмівний привід

Передаточне число [4]:

$$U_{\kappa} = \frac{S_{пед.роб}}{\sum S_{\kappa}}, \quad (3.52)$$

де $S_{пед.роб}$ – робочий хід педалі 70–75 мм, для легкових автомобілів.

$\sum S_{\kappa}$ – сумарне переміщення кінців колодок.

$S_{\kappa} = 3 \dots 6$ мм.

$$U_{\kappa} = \frac{75}{5} = 15.$$

При гідравлічному приводі для легкових автомобілів $U_p = 30 \dots 40$

$$U_p = \frac{d_1^2}{d_2^2} \cdot \frac{1}{c} \cdot \frac{1}{\eta_{np}}.$$

де d_1 та d_2 – діаметри відповідно головного та колісного циліндра.

$\eta_{np} = 0,95 \dots 0,97$ – ККД гідравлічного приводу.

Приймаємо $d_1 = 20$ мм.

$$d_0 = \sqrt{\frac{U_p \cdot c \cdot \eta_{np}}{d_1^2 \cdot \ell}} = \sqrt{\frac{35 \cdot 10 \cdot 0,96}{20 \cdot 30}} = 10 \text{ мм}.$$

РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНІ ЗАХОДИ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ЗНИЖЕННЯ ТРУДОЄМКОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛЯ

4.1. Підвищення надійності і зниження трудоємкості ТО і Р автомобіля

В ході виконання бакалаврської роботи при проектуванні автомобіля, були введені деякі заходи по вдосконаленню конструкції автомобіля, що в свою чергу підвищить надійність, довговічність автомобіля та знизить трудоємність технічного обслуговування і ремонту.

Так при зниженні маси автомобіля $\approx 250\text{кг}$, ми добилися економії пального на 10–12%. Для зниження маси автомобіля ми приймали конструкційні матеріали, що володіють малою густиною та достатньою міцністю.

Також використовували найбільш раціональну компоновку автомобіля з переднім розташуванням двигуна. При такій компоновці ми знизили масу автомобіля приблизно на 10% і трудоємність на 13%, собівартість на 6% при одночасному покращенні стійкості та керованості.

Для значного зменшення маси автомобіля використали пластмаси, що каліно зниження маси автомобіля. Ми забезпечили зменшення трудоємності виготовлення деталей, підвищили їх корозійну стійкість, зменшили теплопровідність. Пластмаси ми використали як декоративними: оббивка салону, ручка підйому скла, панелі приладів, так і конструкційними матеріалами для деталей, що сприймають різні навантаження. Особливу увагу приділили композиційним матеріалам, котрі представляють собою пластмаси, армовані волокнами різного виду (стекло пластики, вуглепластики, боропластики). Армовані пластики мають густину приблизно в 4 рази меншу за густину сталі, пр. рівній зі сталлю масою, володіють значно більшою міцністю і здатністю поглинання енергії. Так як деякі деталі ресор, карданних валів використовують композиційні матеріали, то найбільш використаними є ці композиційні матеріали.

Паливну економічність ми підвищили за рахунок раціонального вибору передавальних чисел трансмісії.

Також результатом зменшення енергетичних витрат ми домоглися зменшення опору кочення шин на 10%, що дало економію пального в середньому на 3%.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Паливна економічність автомобіля в великій мірі залежить від аеродинамічного опору кузова і автомобіля в цілому.

Затрати потужності на подолання аеродинамічного опору пропорційні фактору обтічності автомобіля і квадрату швидкості. В наслідок покращення обтічності автомобіля ми знизили аеродинамічний опір на 10%, що надало нам економію палива на 3%.

Також ми використали коаксіальний вижим зчеплення, це дало змогу зменшити габарити зчеплення і підвищити надійність передачі крутного моменту від двигуна до трансмісії, плавність і повноту включення зчеплення, хороший відвід теплоти від поверхонь тертя, мінімальні затрати зусиль на керування, знизили рівень шуму в салоні.

В автомобілі ми також використали двохвальну коробку передач, що спростило конструкцію і підвищило надійність.

Всі зубчасті колеса передач переднього ходу – косо-зубі і знаходяться в постійному зачепленні. Включення передач здійснюється за допомогою синхронізаторів. Зубчасті колеса заднього ходу прямозубі.

Всі зубчасті колеса вторинного валу виконані в одному блоці. Конструкція такої коробки досить проста і технологічна.

Також на автомобілі використана в якості головної передачі – гіпоїдну одинарну передачу. Це дозволило знизити центр мас автомобіля.

Вона має мінімальні розміри і масу, невисоку ціну, вона відносно проста в експлуатації.

Гіпоїдна одинарна передача при різних однакових рівнях умов має більш високу міцність в порівнянні з конічними передачами.

Характерним для зачеплення гіпоїдних передач являється наявність наряду зі ковзання в поперечному напрямку, повздовжнього ковзання.

4.2. Методи забезпечення працездатності підвісок автомобілів категорії М2

Всі перевірки підвіски потрібно проводити знизу автомобіля, встановленого на підйомнику або оглядовій ямі.

При кожному технічному обслуговуванні треба обов'язково перевіряти стан захисних чохлів шарових опор підвіски, на чохлах не повинно бути ме-

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ханічних пошкоджень, а на деталях підвіски - тріщин, деформації важелів, розтяжок штанги стабілізатора і її стійок, деталей кузова в місцях кріплення вузлів і деталей підвіски.

Перевіряємо стан прорезинених шарнірів, гумових подушок, шарових підвіски, а також стан (осідання) верхніх опор телескопічних стійок підвіски.

Прорезинені шарніри і гумові подушки підлягають заміні при розривах і односторонньому трісканні гуми.

На гумових деталях підвіски не допускається:

ознаки старіння гуми;
механічні пошкодження.

На прорезинених шарнірах не допускається:

ознаки старіння, тріщини;
відрив гумового масиву від арматури.

Далі перевірка слідує у такому порядку:

1. Перевіряємо стан захисних чохлів шарових опор. Якщо чохли пошкоджені, заміняємо;

2. Похитуючи колесо у вертикальній площині, перевіряємо шарові опори на наявність люфтів. Якщо є люфти кульових пальців заміняємо опори.

3. Знімаємо кришки верхніх опор телескопічних стійок і робимо поверхневий огляд верхніх опор. У разі сильної деформації потрібно її замінити.

4. Перевіряємо резинові втулки на сайлентблокові в місцях кріплення важелів до кузова.

5. Перевіряємо стан прорезинених шарнірів в місцях кріплення стійок стабілізатора поперечної стійкості до важелів і штанги стабілізатора, а також резинових подушок в місцях кріплення штанги до кузова.

6. Перевіряємо стан захисного чохла телескопічної стійки.

Несправні деталі потрібно замінити.

Задня підвіска має таку ж характеристику огляду, тобто при перевірці уважно оглядаємо:

- резинові втулки нижніх шарнірів;
- подушки верхніх шарнірів амортизатора;
- амортизатор (витікання рідини не допускається);
- прорезинені шарніри кріплення балки задньої підвіски до кронштейна на кузові.

						Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В ході виконання бакалаврської роботи на тему: «Розробка конструкції підвіски передніх коліс пасажирського автомобіля категорії М2 на ТОВ «GR MASH» м. Київ» можемо зробити наступні висновки:

Розглянуто класифікацію наявних типів підвісок, які застосовуються на сучасних автомобілях, їх призначення. Виявлено основні переваги та недоліки різних типів підвісок.

У результаті проведеного дослідження була розроблена конструкція підвіски передніх коліс, яка відповідає вимогам та потребам пасажирського автомобіля категорії М2.

Під час розробки конструкції підвіски були враховані такі фактори, як безпека, комфорт, стійкість та керованість автомобіля.

Для досягнення поставлених цілей було застосовано високоякісні матеріали та новітні технології в області автомобільного інженерінгу.

Було обрано найбільш оптимальну конструкцію, що враховує специфіку автомобіля категорії М2.

Виконано чисельні розрахунки для перевірки працездатності та надійності розробленої конструкції підвіски передніх коліс.

Застосування розробленої конструкції підвіски передніх коліс пасажирського автомобіля категорії М2 дозволяє підвищити рівень безпеки, комфорту та стійкості автомобіля під час руху.

Дана бакалаврська робота може бути використана в подальших дослідженнях та розробках у галузі автомобільної інженерії.

						Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja/rozdil27-pryznachennja-budova-i-vydy-pidvisok-avtomobilja>
2. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – Київ, 1998 – 16 с.
3. Канарчук В.Є. та ін. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996. - 348 с.
4. 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.
5. Грабар І.Г., Рибалкін Є.М., Опанасюк Є.Г., Ільченко А.В. Атлас конструкторів агрегатів, вузлів та систем автомобіля: Навчальний посібник. – Житомир: ЖІТІ, 1999. – 288 с.
6. Железна А.О. Дипломні (курсіві) проекти. Вимоги до оформлення документації, навчальний посібник.- Житомир: ЖІТІ, 2000. – 244 с.
7. Сирота В.І., Сахно В.П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – 2-ге видання, виправлене та доповнене. – К.: Арістей, 2008.-288 с.
8. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник – К.: Арістей, 2005.-187 с.
9. Технічна експлуатація автомобілів: Під. ред. проф. Говорущенко Н.Я. - Харків: Вид-во «Вища школа» при Харк. ун-ті, 1984. - 312 с.
10. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехніка транспорту. Частина 2. – Харків, 1998. – 219 с.
11. Засоби і методи діагностування підвіски та ходової частини автомобіля в умовах станцій технічного обслуговування / О.Ф. Дащенко, В.Г. Максимов, С.Г. Чабан, А.І. Янченко, М.О. Колесніченко – О.: Наука і техніка, 2012. – 269 с.

						Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		