

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 кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня
бакалавр

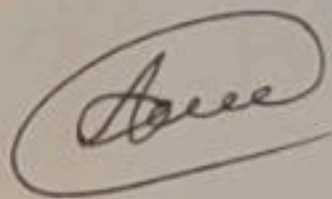
Галузь знань 27 – «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

на тему: « Модернізація трансмісії військового автомобіля типу
пікап з метою підвищення прохідності»

Виконав: студент групи АГК-30 

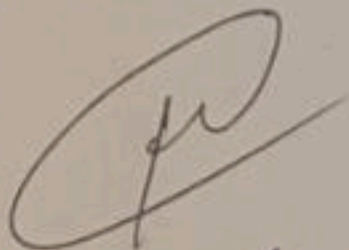
Владислав Лібега

Керівник:



Олександр ПИЛИПЕНКО

Завідувач кафедри:



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Рецензент



Микола Монсаровський

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 АіТТ

Володимир
ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

«28» 05 2024р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня бакалавр

Лібега Владислав Олександрович

1.Тема роботи: «Модернізація трансмісії військового автомобіля типу пікап з метою підвищення прохідності» затверджена наказом вищого навчального закладу від

«28» 05 2024 року № 220/с

Керівник роботи: д.т.н Олександр ПИЛИПЕНКО

2. Строк подання студентом завершеної роботи _____

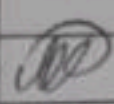
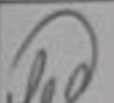
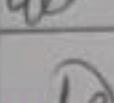
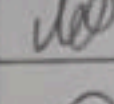
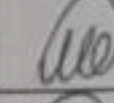
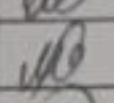
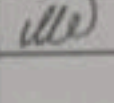
3. Вихідні дані до роботи: Дані для дослідження, креслення деталей

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Аналітичний огляд існуючих конструкцій пікапів. 2. Забезпечення прохідності автомобілів з різними типами трансмісії. 3. Трансмісія автомобілів з комбінованою енергетичною установкою (КЕУ). 4. Кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії. Загальний висновок. Список використаних джерел.

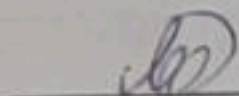
5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) –13 слайдів.

Дата видачі завдання «19» червня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

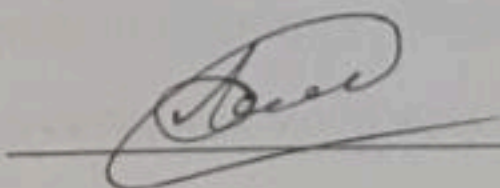
№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання виконання етапів	Примітка
1.	Аналітичний огляд існуючих конструкцій пікапів	18.03.2024	
2.	Забезпечення прохідності автомобілів з різними типами трансмісії	8.04.2024	
3.	Трансмісія автомобілів з комбінованою енергетичною установкою (КЕУ)	22.04.2024	
4.	Кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії	6.05.2024	
5.	Розробка кінематичної схеми трансмісії	24.05.2024.	
6.	Розробка креслення елементів трансмісії	13.06.2024	
7.	Рецензування	24.06.2024	
8.	Захист кваліфікаційної роботи	25.06.2024	

Студент



Владислав ЛІБЕГА

Керівник роботи



Олександр ПИЛИПЕНКО

Зміст

Вступ	6
1. Аналітичний огляд існуючих конструкцій пікапів	8
1.1 Конструкції та трансмісії пікапів та принцип їх робіт	8
1.2 Класифікація типів трансмісії	12
1.3. Характеристика прохідності пікапів.....	16
1.4. Висновок	17
2. Забезпечення прохідності автомобілів з різними типами трансмісії	20
2.1 Аналіз трансмісій автомобілів Mitsubishi l200, Nissan navara, Ford F-150	20
2.2 Порівняння прохідності автомобілів з різними типами трансмісії	23
2.3 Висновок	24
3. Трансмісія автомобілів з комбінованою енергетичною установкою (КЕУ) ...	27
3.1. КЕУ без тягових двигунів на колесах.....	27
3.2. КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса	30
3.3. КЕУ з тяговими електродвигунами на всі колеса	33
3.4. Висновок	35
4. Кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії	38
4.1. Кінематичний розрахунок трансмісії	38
4.1.1. Вихідні дані	38
4.1.2. ККД трансмісії	38
4.1.3. Розрахунок параметрів валів трансмісії	39

					М.А.А.Г.482.274.034-00 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Модернізація трансмісії військового автомобіля типу пікап з метою підвищення прохідності Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Лібега В.О.						
Перевір.		.Пилипенко О.М.					4	64
Реценз.						ДУ "Житомирська політехніка" гр. АГК-30		
Н. контр.								
Затверд.								

4.2.Силові розрахунки редуктора.....	40
4.2.1. Розрахунок прямозубої циліндричної ступені редуктора	40
Проектний розрахунок циліндричної прямозубої передачі	43
4.2.2. Розрахунок конічної зубчатої передачі	45
4.2.3. Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до диференціала	51
4.2.4. Розміри корпусу редуктора.....	52
4.3.Розрахунок диференціала	53
4.3.1.Проектний розрахунок	53
4.3.2. Роррахунок деталей на міцність.....	56
4.3.3. Розрахунок стяжних болтів корпусу диференціала	57
4.4.Висновок	58
Загальний висновок	60
Список використаних джерел.....	63

Вступ

В сучасному світі збройних сил транспортні засоби відіграють критичну роль у забезпеченні мобільності, ефективності та надійності військових операцій. Вони повинні працювати в різноманітних умовах, включаючи складний гірський терен, болотисті місцевості та інші важкодоступні райони.

Військові пікапи є одними з найуніверсальнішим транспортних засобів у військовому використанні завдяки своїй маневреності та функціональності. Проте їхні можливості щодо проходження важкодоступних місць можуть бути обмежені через конструкційні та технічні особливості.

Модернізація трансмісії військового автомобіля типу пікап з метою підвищення прохідності є важливим завданням для забезпечення ефективності та надійності цього типу транспортного засобу у різних умовах бойових операцій та теренів.

Однією з ключових складових такої модернізації є оптимізація системи передачі потужності, що включає вдосконалення трансмісійних механізмів, вибір оптимальних передач та розподіл моменту на вісі для забезпечення кращого тягового зусилля на кожному колесі. Вдосконалення трансмісії може передбачати використання більш міцних та легких матеріалів, що зменшують вагу механізмів і підвищують їхню надійність.

Впровадження нових технологій, таких як електронні системи управління трансмісією, дозволяє автоматично налаштовувати передачі відповідно до умов дороги та навантаження на автомобіль, що значно підвищує прохідність та ефективність транспортного засобу.

Важливим аспектом модернізації є підвищення дорожнього просвіту автомобіля, що забезпечує кращий кліренс і знижує ризик пошкоджень від важкодоступних перешкод. Це може бути досягнуто шляхом встановлення спеціальних підвіскових систем, які можуть автоматично регулювати висоту кузова залежно від дорожніх умов. Необхідно також врахувати можливість встановлення спеціальних шин з підвищеним захистом від проколів, що забезпечить довговічність та надійність в умовах бойових операцій.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, впровадження систем антиблокування гальм (ABS) та контролю стабільності (ESP) дозволяє покращити керуваність автомобіля на різних типах дорожніх покриттів, що є критично важливим для забезпечення безпеки та ефективності руху.

В кінцевому підсумку, модернізація трансмісії військового автомобіля типу пікап спрямована на забезпечення високої прохідності та мобільності в умовах, де військова техніка стикається з найбільш складними перешкодами. Це підвищить бойову готовність та операційну ефективність військових підрозділів, що використовують ці транспортні засоби, і забезпечить їхню здатність виконувати завдання у найскладніших умовах.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Аналітичний огляд існуючих конструкцій пікапів

1.1 Конструкції та трансмісії пікапів та принцип їх робіт

Трансмісія є однією з основних систем автомобіля, яка забезпечує передачу потужності від двигуна до коліс, дозволяючи транспортному засобу рухатися. Вона включає в себе кілька ключових компонентів, які працюють разом для забезпечення ефективної передачі крутного моменту та оптимальної роботи автомобіля в різних умовах.

До основних компонентів трансмісії відносяться:

Коробка передач

Зчеплення (для механічних трансмісій)

Карданний вал

Диференціали

Приводні вали

Коробка передач є центральним елементом трансмісії, який дозволяє змінювати співвідношення крутного моменту і швидкості обертання коліс (рис 1.1.).

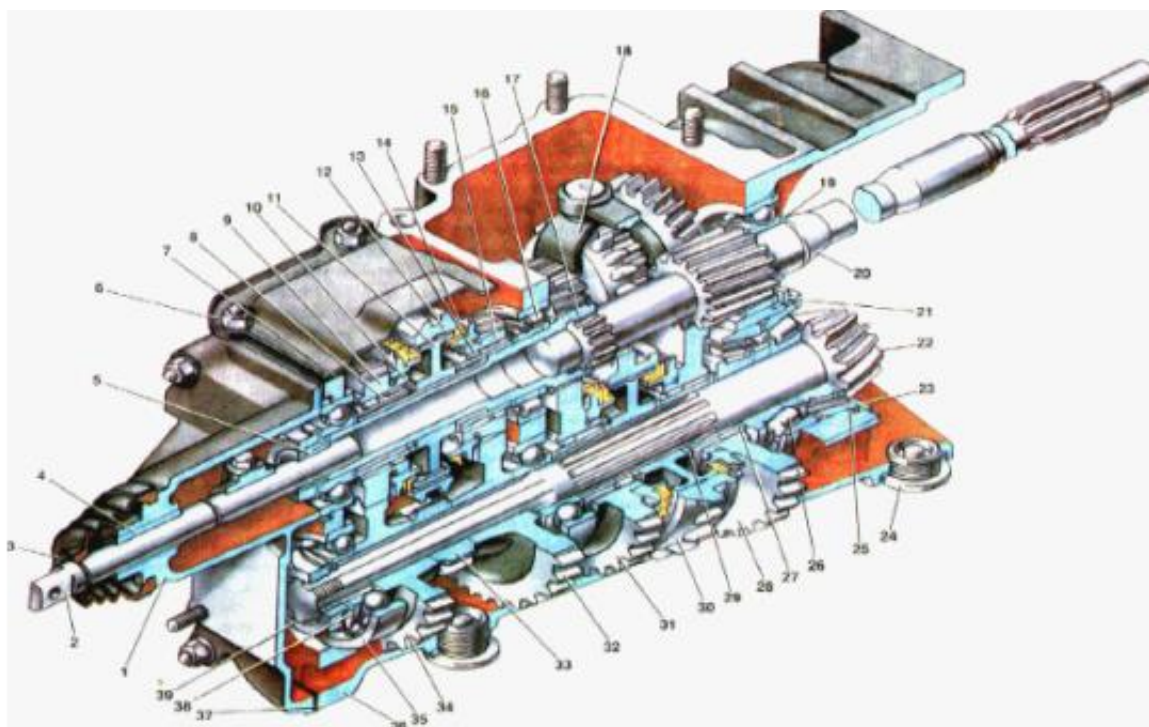


Рисунок 1.1. Коробка передач: 1 - задня кришка; 2 - шток повзуна; 3 - ущільнювач; 4 - задня втулка; 5 - передня втулка; 6 - кришка картера; 7 - прокладка; 8 - втулка; 9 - провідна шестерня четвертої передачі; 10 - шайба; 11 - маточина; 12 - муфта третьої і четвертої передач; 13 - голчастий підшипник; 14 - кільце блокувальне; 15 - шестерня третьої передачі; 16 - підшипник роликовий; 17 - проміжний вал; 18 - важіль; 19 - стопорне кільце; 20 - провідний вал коробки передач; 21 - кришка; 22 - шестерня (ведений вал) головної передачі; 23 - кришка переднього підшипника; 24 - зливна пробка; 25 - регулювальна прокладка; 26 - підшипник провідної шестерні; 27 - регулювальна прокладка; 28 - ведена шестерня першої передачі; 29 - шайба; 30 - ведена шестерня заднього ходу; 31 - ведена шестерня другої передачі; 32 - ведена шестерня третьої передачі; 33 - шестерня приводу спідометра; 34 - ведена шестерня четвертої передачі; 35 - задній підшипник; 36 - картер коробки передач; 37 - прокладка; 38 - шайба; 39 - гайка; 40 - шайба; 41 - шліцьовий вал провідної шестерні заднього ходу; 42 - проміжна ведуча шестерня заднього ходу; 43 - ведена шестерня заднього ходу; 44 - втулка осі; 45 - вісь шліцьового вала; 46 - сухар; 47 - пружина; 48 - заглушка; 49 - ведена шестерня приводу спідометра; 50 - ущільнювач; 51 - провідна шестерня; 52 - вал; 53 - корпус редуктора; 54 - шестерня; 55 - ведений вал.

Вона може бути механічною або автоматичною:

Механічна КПП складається з набору шестерень, які водій перемикає вручну за допомогою важеля перемикання передач і педалі зчеплення. Це дозволяє водію вибрати оптимальну передачу залежно від швидкості руху і навантаження на двигун.

Автоматична КПП здійснює перемикання передач автоматично без участі водія. Вона використовує гідротрансформатор, планетарний редуктор і систему клапанів для регулювання передачі потужності. Сучасні автоматичні коробки передач оснащені електронними блоками управління, які забезпечують більш точне і швидке перемикання передач.

Зчеплення використовується в механічних коробках передач для роз'єднання двигуна від трансмісії під час перемикання передач. Воно складається з ведучого і веденого дисків, пружин і механізму приводу. При

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

натисканні на педаль зчеплення диски роз'єднуються, дозволяючи змінювати передачу без пошкодження шестерень(рис1.2).



Рисунок 1.2 – Зчеплення автомобіля

Карданний вал передає крутний момент від коробки передач до диференціалу заднього моста (у випадку задньопривідних автомобілів) або до переднього і заднього диференціалів (у випадку повнопривідних автомобілів). Він складається з трубчастого вала з карданними шарнірами на кінцях, які дозволяють валу обертатися під кутом, компенсуючи рух підвіски.

Диференціал є важливим компонентом, який забезпечує передачу крутного моменту на колеса з різною швидкістю обертання. Це особливо важливо при поворотах, коли зовнішні колеса повинні обертатися швидше, ніж внутрішні (рис1.3).

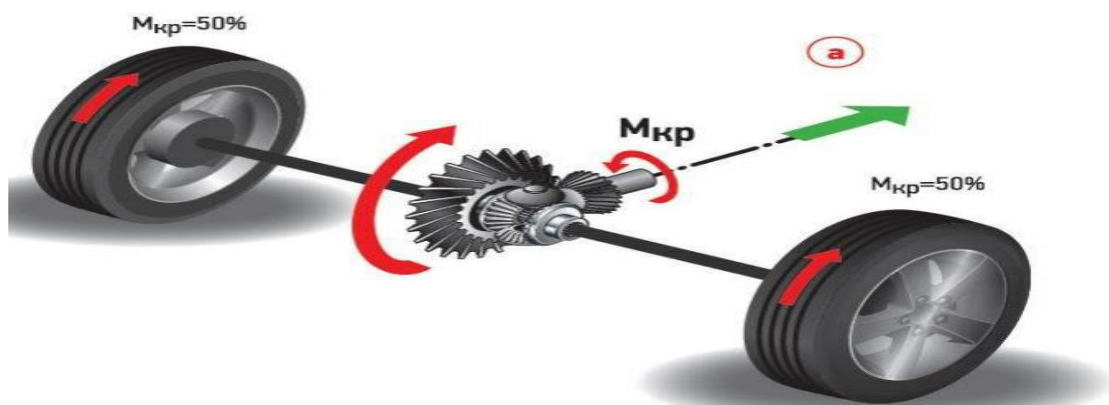


Рисунок 1.3 – Технологічний зв'язок диференціала із рушіями через півосі.

Приводні вали передають крутний момент від диференціала до коліс. Вони можуть бути виготовлені з високоміцних матеріалів, таких як сталь або композити, для забезпечення надійності і довговічності.

Приводні вали також можуть включати шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКШ), які дозволяють передавати крутний момент під кутом без втрати потужності (рис 1.4).



Рисунок 1.4 – Приводний вал із шркш

Трансмісія працює шляхом передачі потужності від двигуна до коліс через вищезазначені компоненти. Коли двигун працює, він створює крутний момент, який передається на маховик. В механічній трансмісії зчеплення використовується для з'єднання і роз'єднання двигуна з коробкою передач. При натисканні на педаль зчеплення диски роз'єднуються, дозволяючи водію змінювати передачу. При відпусканні педалі зчеплення диски знову з'єднуються, передаючи крутний момент на коробку передач.

В коробці передач крутний момент змінюється за допомогою набору шестерень, які забезпечують різні співвідношення передач. Перемикання передач змінює співвідношення крутного моменту і швидкості обертання валів, що дозволяє адаптувати роботу двигуна до різних умов руху. Крутний момент передається через карданний вал до диференціала, який розподіляє його між приводними валами і колесами.

У випадку повнопривідних автомобілів, додатковий диференціал може розподіляти потужність між передніми і задніми колесами, забезпечуючи оптимальне зчеплення і прохідність. Таким чином, трансмісія забезпечує

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

ефективну передачу потужності від двигуна до коліс, дозволяючи автомобілю рухатися з оптимальною швидкістю і зчепленням в різних умовах дороги.

1.2 Класифікація типів трансмісії

Трансмісії військових пікапів можуть бути класифіковані за кількома ознаками, що включають тип приводу, спосіб перемикування передач, конструкційні особливості, та наявність додаткових функцій. Кожен тип трансмісії має свої переваги і недоліки, що впливають на прохідність, ефективність і надійність автомобіля в різних умовах експлуатації.

Класифікація за типом приводу

Передньопривідні трансмісії (FWD): Потужність передається на передні колеса. Забезпечує хорошу маневреність та стабільність на сухих дорогах. Менша вага та простота конструкції у порівнянні з задньопривідними та повнопривідними системами(рис 1.5).

Недоліки: гірша прохідність в умовах бездоріжжя, менша здатність долати круті підйоми і глибокі колії.

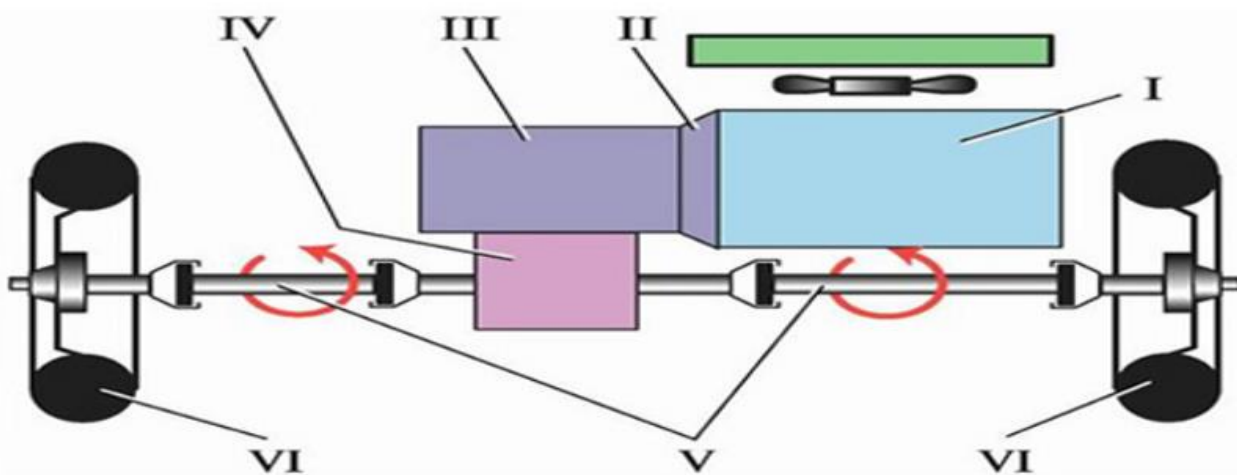


Рисунок 1.5 – Схема трансмісії передньопривідного автомобіля:

I - двигун; II - зчеплення; III - коробка передач; IV - головна передача і диференціал; V - правий і лівий приводні вали з шарнірами рівних кутів швидкостей; VI – провідні (передні) колеса

Задньопривідні трансмісії (RWD):Потужність передається на задні колеса.

Краще розподілення ваги між передньою та задньою осями, що підвищує тягу і прохідність на складних поверхнях. Переваги при буксируванні та перевезенні важких вантажів(рис1.6).

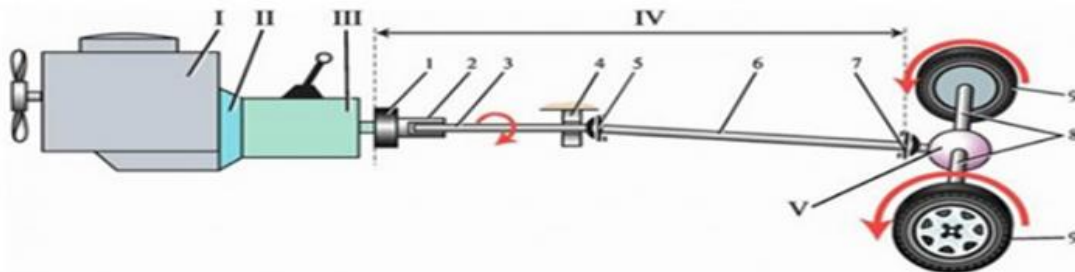


Рисунок 1.6 – Схема трансмісії задньопривідного автомобіля:

I - двигун; II - зчеплення; III - коробка передач; IV - карданна передача.

1-еластична муфта; 2 - шліцьове з'єднання; 3 - передній карданний вал; 4 - підвісний підшипник; 5 - передній карданний шарнір; 6 - задній карданний вал; 7 - задній карданний шарнір; V - задній міст з головною передачею і диференціалом; 8 - півосі; 9 - провідні (задні) колеса.

Недоліки: гірша керованість на слизьких поверхнях, особливо на льоду і мокрому асфальті.

Повнопривідні трансмісії (4x4, AWD) Потужність передається на всі чотири колеса. Забезпечує найвищий рівень прохідності і зчеплення в умовах бездоріжжя, на гірських і болотистих місцевостях. Може бути постійний або підключений повний привід (рис1.7).

Недоліки: складність конструкції, вища вартість обслуговування і більша вага.



Рисунок 1.7 – Трансмісія повнопривідного автомобіля

Сьогодні існують такі повнопривідні трансмісії:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1. 4 Matic: ця система встановлюється на легкові автомобілі Mercedes-Benz із міжколісними та міжосьовими диференціалами вільного типу, що дозволяє рівномірний розподіл крутного моменту двигуна по ведучим осям. Кожна з осей, використовуючи вільний диференціал, може обертатися з різною кутовою швидкістю. Також у системі передбачено контроль за курсовою стійкістю транспортного засобу, включаючи системи контролю тягового зусилля, антиблокувальні гальма і антибуксувальний механізм.

2. xDrive: ця трансмісія, розроблена фірмою BMW, відзначається багатодисковою фрикційною муфтою, яка моделює роботу диференціалу. Вона забезпечує можливість перерозподілу міжосьового крутного моменту у широкому діапазоні від 0 до 100%.

3. Quattro: ця система, розроблена фірмою Audi, включає вільний диференціал із електронним блокуванням, що автоматично унеможливорює пробуксовування провідних коліс на слизькій дорозі.

4. 4Motion: трансмісія від Volkswagen, яка забезпечує розподіл крутного моменту по осях в залежності від способу експлуатації автомобіля.

Класифікація за способом перемикання передач

Механічні трансмісії (МТ):Перемикання передач здійснюється вручну за допомогою важеля і зчеплення. Простота конструкції, висока надійність, менші витрати на обслуговування. Водій має повний контроль над вибором передачі, що може бути корисним у складних умовах.

Автоматичні трансмісії (АТ):Перемикання передач відбувається автоматично завдяки гідротрансформатору і планетарному редуктору. Комфортність і зручність у використанні, особливо у міських умовах і в довгих поїздках. Сучасні автоматичні коробки передач можуть мати до восьми і більше передач, що підвищує економічність.

Недоліки: вища складність і вартість обслуговування, можливість перегріву при важких умовах експлуатації.

Роботизовані трансмісії (АМТ):Поєднують механічну коробку передач з автоматизованим управлінням зчепленням і перемиканням передач.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Забезпечують автоматичне перемикання передач з меншими втратами потужності у порівнянні з традиційними автоматичними коробками передач.

Недоліки: можлива затримка при перемиканні передач, вища вартість у порівнянні з механічними коробками передач.

Варіаторні трансмісії (CVT): Використовують безступінчасте регулювання передачі потужності через систему шківів і ременів. Забезпечують плавну зміну передач і оптимальні обороти двигуна у будь-яких умовах.

Недоліки: обмежена здатність переносити високий крутний момент, що може бути критично для важких умов експлуатації.

Класифікація за конструкційними особливостями

Трансмісії з роздавальною коробкою: Використовуються в повнопривідних системах для розподілу потужності між переднім і заднім мостами. Дозволяють включати і відключати повний привід в залежності від умов дороги. Можуть включати понижену передачу для підвищення тягових можливостей у важких умовах.

Трансмісії з лімітованими диференціалами (LSD): Використовують фрикційні пластини або в'язкі муфти для обмеження різниці в швидкості обертання коліс. Підвищують зчеплення і прохідність на слизьких і нерівних поверхнях.

Трансмісії з блокуючими диференціалами: Можуть повністю блокувати диференціал для рівномірного розподілу потужності між колесами.

Використовуються для підвищення прохідності в екстремальних умовах.

Додаткові функції трансмісій

Системи керування трансмісією (TMS): Електронні системи, які контролюють і регулюють роботу трансмісії для забезпечення оптимальної роботи у різних умовах. Можуть включати режими для різних умов їзди, таких як сніг, бруд, пісок.

Системи регулювання тиску в шинах (TPMS): Дозволяють регулювати тиск у шинах для покращення прохідності і зчеплення на різних поверхнях.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Можуть автоматично регулювати тиск у залежності від умов дороги і навантаження на автомобіль.

Системи антиблокування гальм (ABS) і контролю стабільності (ESP): Підвищують безпеку і керованість автомобіля, особливо на слизьких і нерівних поверхнях. Дозволяють зберігати контроль над автомобілем під час екстреного гальмування або в умовах низького зчеплення.

1.3.Характеристика прохідності пікапів

Прохідність автомобілів, особливо військових пікапів, є критично важливим параметром, що визначає їх здатність долати складні ділянки дороги, такі як болотисті місцевості, гірський терен, піщані дюни та інші важкодоступні місця. Аналітика по прохідності включає розгляд методів та засобів, які можуть підвищити здатність автомобіля до пересування в таких умовах.

Одним із ключових напрямків підвищення прохідності є вдосконалення трансмісійних систем автомобіля. Це може включати кілька важливих аспектів:

Посилення компонентів трансмісії: Використання більш міцних матеріалів для виготовлення карданних валів, диференціалів і коробок передач. Застосування передових технологій обробки поверхонь для зменшення зносу і підвищення довговічності компонентів .

Розподіл моменту між колесами: Вдосконалення системи розподілу крутного моменту між передньою і задньою колесами для забезпечення оптимального зчеплення в будь-яких умовах. Використання адаптивних систем, які автоматично регулюють розподіл моменту в залежності від умов дороги і навантаження.

Повнопривідні системи забезпечують значне підвищення прохідності завдяки кращому розподілу потужності між колесами. Існує кілька типів таких систем:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Постійний повний привід (AWD):Потужність постійно розподіляється на всі чотири колеса.

Переваги: постійний контроль і зчеплення, висока стабільність на дорогах з поганим покриттям.

Недоліки: вища витрата пального через постійний привід усіх коліс.

Підключаємий повний привід (4x4):Потужність може бути розподілена на дві або чотири осі в залежності від потреби. Водій може вручну або автоматично включати повний привід при необхідності.

Переваги: економія пального при використанні тільки двох осей, можливість підвищити прохідність у важких умовах.

Недоліки: Менший контроль і зчеплення в порівнянні з постійним повним приводом, необхідність ручного включення.

Підвищення дорожнього просвіту (кліренсу) є ще одним важливим методом підвищення прохідності:

Використання підйомних комплектів (ліфт-кітів):Спеціальні комплекти для підйому підвіски автомобіля, що збільшує кліренс і дозволяє встановити більші колеса.

Переваги: покращення прохідності, зменшення ризику пошкодження дна автомобіля.

Недоліки: можливе погіршення керованості і стабільності на високих швидкостях.

1.4.Висновок

З метою підвищення прохідності військового автомобіля типу пікап вимагає системного підходу до модернізації ключових компонентів автомобіля, зокрема трансмісії. З огляду на те, що такі транспортні засоби використо-
вуються в умовах, де стандартні характеристики не забезпечують необхідний рівень надійності і ефективності, модернізація трансмісії стає невід'ємною частиною забезпечення боєздатності військових підрозділів.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні аспекти модернізації трансмісії є:

Оптимізація компонентів трансмісії: Вдосконалення коробки передач для забезпечення надійної роботи у важких умовах. Використання міцних матеріалів та передових технологій для виготовлення карданних валів і диференціалів.

Впровадження повнопривідних систем: Використання як постійних, так і підключених повнопривідних систем для підвищення прохідності на різних типах місцевості.

Підвищення кліренсу і вдосконалення підвіски: Використання підйомних комплектів і регульованих підвісок для збільшення дорожнього просвіту. Забезпечення кращої прохідності через можливість адаптації підвіски до різних умов експлуатації.

Мета роботи

Основною метою роботи є розробка і впровадження ефективних рішень для модернізації трансмісії військових пікапів, що дозволить значно підвищити їх прохідність і надійність у складних умовах експлуатації.

Відповідно до мети роботи необхідно вирішити основні завдання:

1. Проаналізувати існуючі конструкції і принципи роботи трансмісій
2. Проаналізувати забезпечення прохідності військових автомобілів, типу пікап, з різними типами трансмісіями
3. Модернізація трансмісії для підвищення прохідності автомобілів
4. Кінематичний і силовий розрахунок елементів трансмісії

Дослідження і впровадження ефективних методів модернізації трансмісій військових пікапів є важливим кроком до підвищення боєздатності військових підрозділів. Удосконалення прохідності таких автомобілів дозволяє забезпечити:

Підвищену мобільність військових підрозділів

Зниження ризику пошкодження техніки:

Забезпечення безпеки особового складу

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, модернізація трансмісії військових пікапів є ключовим напрямком для підвищення їх функціональності і надійності. Виконання поставлених завдань у рамках цієї роботи дозволить досягти значних успіхів у цій сфері, забезпечивши військові підрозділи сучасною і ефективною технікою для виконання бойових завдань у будь-яких умовах.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.Забезпечення прохідності автомобілів з різними типами трансмісії

2.1 Аналіз трансмісій автомобілів Mitsubishi l200, Nissan navara, Ford F-150

Для оцінки прохідності військових автомобілів типу пікап, таких як Mitsubishi L200, Nissan Navara і Ford F-150, важливо розглянути їхні трансмісійні системи. Кожен з цих автомобілів оснащений унікальними трансмісійними системами, що впливають на їхню здатність справлятися з різними дорожніми умовами.

Mitsubishi L200

Механічна трансмісія:

Тип: шестиступенева механічна коробка передач.

Переваги: забезпечує більший контроль над автомобілем, що є критичним у військових умовах, завдяки простій і надійній конструкції, дешевшому обслуговуванню та ремонту, а також можливості точнішого перемикання передач для кращого контролю використання пального.

Недоліки: викликає втому водія через постійне перемикання передач під час тривалих поїздок, менш зручна в умовах інтенсивного руху або маневрування в обмеженому просторі, і вимагає певних навичок для ефективного використання, що може бути проблемою для менш досвідчених водіїв у військових умовах.

Автоматична трансмісія:

Тип: п'ятиступенева автоматична коробка передач.

Переваги: Зручнішою в керуванні, особливо під час довгих поїздок, сучасні функції, такі як адаптивне управління перемиканням передач, які покращують загальний досвід водіння, комфорт завдяки відсутності необхідності постійного перемикання передач, що зменшує втому водія, і

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

плавність ходу, яка забезпечує м'яке і непомітне перемикання передач, підвищуючи комфорт під час їзди, особливо на нерівних дорогах.

Недоліки: Вища вартість обслуговування через складну конструкцію, менша точність контролю передач і потужності порівняно з механічною трансмісією, а також ризик перегріву при важких умовах експлуатації або тривалих навантаженнях.

Система повного приводу Super Select 4WD-II:

Переваги: дозволяє перемикатися між режимами 2WD, 4H, 4HLc та 4LLc, що забезпечує гнучкість і адаптивність до різних дорожніх умов (дорога, бездоріжжя, сніг), підвищення прохідності на різних типах місцевості, а також підвищена стійкість і контроль в умовах поганого зчеплення.

Недоліки: вища витрата пального через додаткове навантаження на трансмісію та потреба в додатковому обслуговуванні і регулярному контролі через складність системи.

Nissan Navara

Механічна трансмісія:

Тип: шестиступенева механічна коробка передач.

Переваги: високий рівень контролю передач і потужності, стійкість до високих навантажень і суворих умов експлуатації, нижча вартість обслуговування та ремонту, а також можливість точного перемикання передач для оптимального використання потужності.

Недоліки: вимагає активного управління з боку водія, менш зручна у використанні, особливо у міських умовах з частими зупинками, і потребує певного рівня навичок для ефективного керування.

Автоматична трансмісія:

Тип: восьмиступенева автоматична коробка передач.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переваги: автоматичне перемикання передач яке зменшує втому водія, вона оснащена додатковими функціями для оптимізації перемикання передач, забезпечує більш плавний перехід між передачами і кращу економію палива завдяки більшому діапазону передач.

Недоліки: вища вартість обслуговування порівняно з механічною трансмісією, більша кількість компонентів, які можуть вийти з ладу, особливо в суворих умовах, і ризик перегріву при інтенсивному використанні або важких умовах експлуатації.

Система повного приводу 4WD:

Переваги: включає режими 2WD, 4H та 4L, де нижня передача (4L) підвищує прохідність у складних умовах бездоріжжя, режими приводу адаптуються до різних умов, включаючи складні ділянки, а стійкість покращує контроль на складних поверхнях.

Недоліки: вища витрата пального, складніша конструкція, що вимагає додаткового обслуговування, та збільшення ваги автомобіля, що може вплинути на маневреність.

Ford F-150

Автоматична трансмісія:

Тип: Десятиступенева автоматична коробка передач.

Переваги: забезпечує плавний хід і оптимальне перемикання передач, сприяючи економії палива, зручність, що полегшує керування і знижує втому водія, сучасні функції для покращення ефективності та комфорту, а також оптимальний розподіл потужності для різних умов експлуатації.

Недоліки: висока вартість виробництва та обслуговування, більша кількість компонентів, які можуть виходити з ладу, і ризик перегріву при інтенсивному використанні.

Система Advanced 4WD:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переваги: можливість вибору оптимального режиму для конкретних умов (сніг, пісок, бруд, буксирування), автоматичний розподіл потужності для підвищення стійкості і прохідності на складних ділянках, покращення прохідності на різних типах місцевості, та зниження необхідності ручного управління системою, що підвищує комфорт.

Недоліки: Складність, що може потребувати додаткового обслуговування, вища витрата пального через додаткове навантаження на трансмісію, та вища вартість виробництва та обслуговування.

2.2 Порівняння прохідності автомобілів з різними типами трансмісії

Прохідність автомобілів Mitsubishi L200, Nissan Navara та Ford F-150 залежить від типу трансмісії, системи повного приводу та загальних конструктивних особливостей. Для детального порівняння враховуватимемо такі аспекти: ефективність передачі потужності, зручність використання, надійність в екстремальних умовах, адаптація до різних типів дорожнього покриття та загальні технічні характеристики.

Mitsubishi L200:

Прохідність на бездоріжжі: Завдяки механічній трансмісії та системі повного приводу Super Select 4WD-II, L200 демонструє відмінну прохідність на складних ділянках.

Зручність використання: Автоматична трансмісія полегшує керування, але може поступатися в контролі порівняно з механічною в екстремальних умовах.

Економія палива: Можливість перемикавання на 2WD для економії палива на рівних дорогах.

Nissan Navara:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прохідність в екстремальних умовах: Механічна трансмісія та режими 4H/4L забезпечують високу прохідність на складних ділянках бездоріжжя.

Комфорт і зручність: Автоматична трансмісія покращує комфорт під час тривалих поїздок.

Адаптивність: Можливість адаптуватися до різних умов експлуатації завдяки різним режимам повного приводу.

Ford F-150:

Максимальна прохідність: Завдяки сучасній системі повного приводу з різноманітними режимами для різних умов, F-150 демонструє найвищу прохідність серед розглянутих моделей.

Комфорт і економія: Десятиступенева автоматична трансмісія забезпечує плавний хід та економію палива.

Інтегровані технології: Різнорічності режими водіння дозволяють адаптувати автомобіль до будь-яких умов.

2.3 Висновок

Аналізуючи прохідність військових автомобілів Mitsubishi L200, Nissan Navara та Ford F-150, можна зробити наступні висновки та пропозиції щодо модернізації:

Mitsubishi L200:

Переваги: Висока ефективність передачі потужності та надійність механічної трансмісії, відмінна прохідність завдяки системі Super Select 4WD-II.

Недоліки: Механічна трансмісія може викликати втому водія під час тривалих поїздок, автоматична трансмісія менш надійна в екстремальних умовах.

Nissan Navara:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переваги: Висока прохідність завдяки режимам 4H та 4L, можливість вибору між механічною та автоматичною трансмісіями.

Недоліки: Вища вартість обслуговування автоматичної трансмісії, механічна трансмісія вимагає більше фізичних зусиль від водія.

Ford F-150:

Переваги: Максимальна прохідність завдяки передовій системі повного приводу та інтегрованим режимам водіння, зручність і комфорт автоматичної трансмісії.

Недоліки: Висока вартість обслуговування та складність ремонту автоматичної трансмісії, більша витрата палива в порівнянні з конкурентами.

Для покращення прохідності та ефективності військових автомобілів, розглянемо модернізацію Mitsubishi L200, зосередившись на компоненті трансмісії. Вибір L200 обґрунтовано його збалансованими характеристиками та можливістю подальшого вдосконалення.

Модернізація Mitsubishi L200 з впровадженням комбінованої енергетичної установки (КЕУ):

Проблеми:

Механічна трансмісія викликає втому водія під час тривалих поїздок.

Відсутність додаткових функцій для полегшення керування в складних умовах.

Потреба в зниженні витрат на паливо та підвищенні енергоефективності.

Причини для модернізації КЕУ:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підвищення економічності та енергоефективності: Використання комбінованої енергетичної установки дозволяє значно зменшити витрати на паливо завдяки використанню електродвигунів та рекуперації енергії.

Покращення прохідності та надійності: Системи з тяговими електродвигунами забезпечують більш точний контроль розподілу потужності на колеса, що покращує прохідність в складних умовах та бездоріжжі.

Зменшення втоми водія: Автоматизація багатьох процесів у комбінованій трансмісії зменшує потребу в ручному перемиканні передач та постійному контролі над трансмісією, що знижує втому водія під час тривалих поїздок.

Екологічні переваги: Комбіновані енергетичні установки зменшують викиди шкідливих речовин, що є важливим фактором в умовах суворих екологічних вимог.

Гнучкість та адаптивність: КЕУ дозволяють адаптувати роботу трансмісії залежно від умов експлуатації, що забезпечує оптимальну ефективність та прохідність.

Модернізація Mitsubishi L200 шляхом впровадження комбінованої енергетичної установки значно покращить економічність, енергоефективність, комфорт та надійність автомобіля у військових умовах. Використання КЕУ дозволить підвищити прохідність завдяки точному розподілу потужності, знизити втому водія завдяки автоматизації процесів керування та зменшити витрати на паливо і викиди шкідливих речовин.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.Трансмiсія автомобiлiв з комбiнованою енергетичною установкою (КЕУ)

3.1. КЕУ без тягових двигунiв на колесах

Вибiр Mitsubishi L200 для модернiзацiї шляхом впровадження комбiнованої енергетичної установки (КЕУ) обґрунтований декiлькама ключовими факторами:

Висока прохiднiсть: Система Super Select 4WD-II надає Mitsubishi L200 виняткову прохiднiсть на бездорiжжi, що є критично важливим для вiйськових автомобiлiв.

Надiйнiсть механiчної трансмiсiї: Механiчна трансмiсія вiдзначається високою надiйнiстю, проте потребує вдосконалення для зниження втоми водiя пiд час тривалих поїздок.

Можливiсть вдосконалення: Впровадження КЕУ може значно покращити експлуатацiйнi характеристики, такi як економiчнiсть та прохiднiсть.

Порiвняння з конкурентами:

Nissan Navara: Висока прохiднiсть та можливiсть вибору мiж механiчною та автоматичною трансмiсiями, проте вища вартiсть обслуговування автоматичної трансмiсiї.

Ford F-150: Максимальна прохiднiсть та зручнiсть автоматичної трансмiсiї, але висока вартiсть обслуговування та складнiсть ремонту.

Mitsubishi L200 представляє збалансований вибiр для модернiзацiї, оскiльки поєднує надiйнiсть i прохiднiсть з можливiстю вдосконалення для зниження втоми водiя, пiдвищення економiчностi та адаптацiї до рiзних умов експлуатацiї. Це робить його оптимальним кандидатом для впровадження КЕУ, що забезпечить покращення характеристик автомобiля у вiйськових умовах.

КЕУ без тягових двигунiв на колесах являє собою систему, де електродвигуни розташованi окремо вiд колiс i передають потужнiсть через традицiйнi механiчнi компоненти трансмiсiї. Така конфiгурацiя дозволяє

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата		

зберегти існуючі механічні компоненти автомобіля, одночасно підвищуючи його ефективність та економічність.

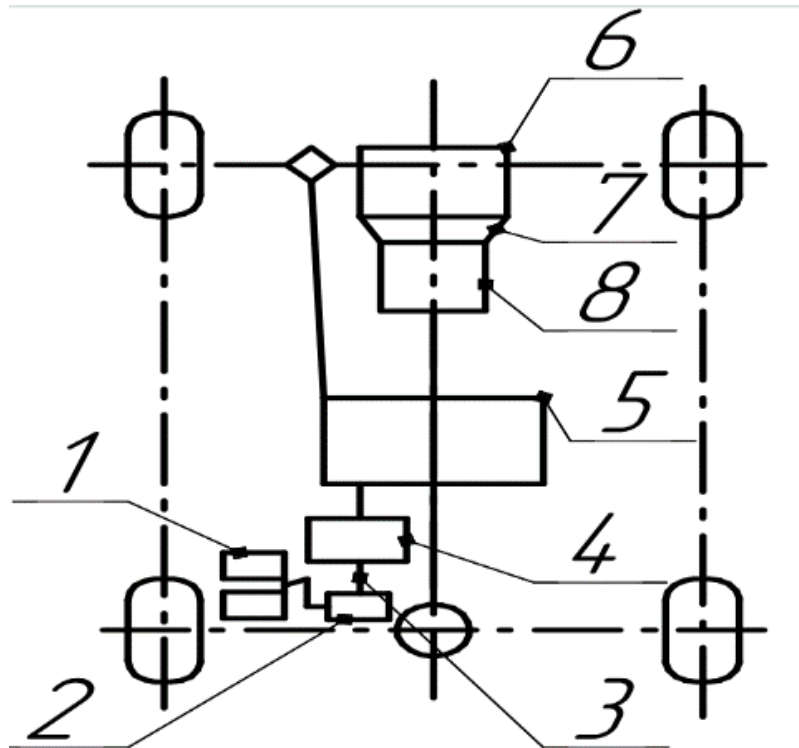


Рисунок 3.1.- КЕУ без тягових двигунів на колесах

Компоненти:

- 1.АКБ : Зберігає електроенергію для живлення електродвигунів. Заряджається під час роботи ДВЗ або через рекуперацію енергії.
- 2.Блок управління (інвертор): Перетворює постійний струм з АКБ в змінний струм для електродвигуна.Забезпечує зворотний процес під час рекуперації енергії, заряджаючи АКБ.
- 3.Силова електролінія: З'єднує АКБ з інвертором та електродвигунами. Передає електричну енергію між компонентами системи.
- 4.Оборотна електромашинна: Працює як генератор та електродвигун, забезпечуючи допоміжну потужність або генеруючи електроенергію.
- 5.Розподільча коробка: Розподіляє потужність між колесами автомобіля.Забезпечує оптимальний розподіл крутного моменту в залежності від умов руху.
- 6.ДВЗ: Основне джерело енергії для приводу автомобіля.

7.Зчеплення: З'єднує та роз'єднує ДВЗ з трансмісією.Забезпечує плавне перемикавання передач та управління потужністю.

8.КПП: Змінює передаточне число, дозволяючи адаптувати крутний момент до умов руху.Забезпечує оптимальне використання потужності ДВЗ та електродвигуна.

Принципи роботи:

Режими роботи КЕУ:

1.Електричний режим:Автомобіль рухається на електроенергії, використовуючи тільки електродвигун.Використовується на низьких швидкостях або в міських умовах для зменшення витрат палива та викидів.

2.Гібридний режим:ДВЗ і електродвигун працюють разом для досягнення оптимальної потужності та економії палива.Забезпечує максимальну продуктивність при мінімальному споживанні палива.

3.Рекуперація енергії:Під час гальмування або сповільнення автомобіля, кінетична енергія перетворюється в електричну і заряджає АКБ.Підвищує загальну ефективність системи, зменшуючи витрати енергії на гальмування.

4.Режим зарядки АКБ:ДВЗ працює для генерації електроенергії та зарядки АКБ під час руху або стоянки.Підтримує рівень заряду АКБ, забезпечуючи готовність до використання електричного режиму.

Перемикання між режимами:

Система автоматично обирає найбільш ефективний режим залежно від умов руху, рівня заряду АКБ та потреби в потужності.

Інтелектуальне управління забезпечує плавний перехід між режимами, підвищуючи комфорт водіння та загальну ефективність.

Переваги:

1.Простота конструкції:Менше компонентів, інтегрованих безпосередньо в колеса, що спрощує обслуговування та ремонт.Використання існуючих

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трансмійних компонентів зменшує витрати на модернізацію. Механічні компоненти залишаються доступними для обслуговування та заміни.

2. Економія палива: Використання електродвигуна на низьких швидкостях зменшує споживання палива. Система рекуперації енергії підвищує загальну ефективність автомобіля. Гібридні режими дозволяють оптимально використовувати енергію ДВЗ та електродвигуна.

3. Зменшення викидів: Електричний режим дозволяє зменшити викиди шкідливих речовин, особливо в міських умовах. Гібридна система сприяє зниженню загального рівня викидів CO₂ та інших забруднювачів.

Недоліки:

1. Втрата енергії: Наявність механічних з'єднань і передач спричиняє втрати енергії, що знижує загальну ефективність системи. Додаткові механічні компоненти можуть збільшувати тертя та механічні втрати.

2. Менша гнучкість у розподілі потужності: У порівнянні з системами, де електродвигуни інтегровані в колеса, ця конфігурація не дозволяє точно контролювати потужність на кожному колесі окремо. Відсутність індивідуального керування кожним колесом може обмежувати адаптивність в складних дорожніх умовах.

3. Вага та простір: Додаткове обладнання, таке як електродвигуни і АКБ, збільшує вагу автомобіля та вимагає додаткового місця для розміщення. Розміщення АКБ та інверторів може вимагати переосмислення конструкції автомобіля для оптимального розподілу ваги та збереження внутрішнього простору.

3.2. КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса

КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса представляє собою систему, в якій електродвигуни розташовані на задніх колесах, а система передачі потужності забезпечує

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

комбінований привід, що використовує як електричну, так і механічну потужності для приводу автомобіля.

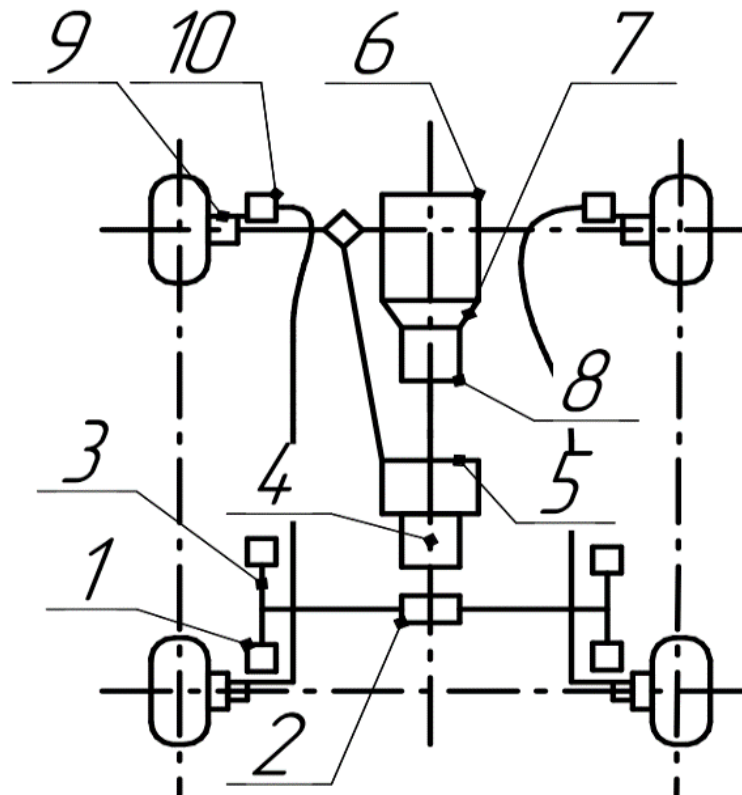


Рисунок 3.2.- КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса

Компоненти:

- 1.АКБ
- 2.Блок упрвління(інвертор)
- 3.Силова електролінія
- 4.Оборотна електромашина
- 5.Розподільча коробка
- 6.ДВЗ
- 7.Зчеплення
- 8.КПП
- 9.Колісний редуктор: Зменшує швидкість обертання електродвигунів і збільшує крутний момент для передачі на задні колеса
- 10.Електродвигун: Тяговий двигун, який забезпечує привід задніх коліс.

Принципи роботи:

КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса працює наступним чином:

1. Електричний режим: Під час руху на низьких швидкостях або в міських умовах автомобіль використовує електродвигуни на задніх колесах, що дозволяє економити паливо та зменшувати викиди.

2. Гібридний режим: При підвищенні швидкості або при необхідності додаткової потужності, в роботу вступає ДВЗ, який передає потужність на передні колеса через КПП та розподільчу коробку.

3. Рекуперація енергії: Під час гальмування або сповільнення кінетична енергія перетворюється в електричну і використовується для зарядки акумулятора через оборотну електромашину.

4. Режим зарядки: ДВЗ може також працювати як генератор для зарядки акумулятора під час руху або стоянки.

Переваги

1. Висока прохідність: Завдяки тяговим електродвигунам на задніх колесах і комбінованому приводу на передні колеса автомобіль може ефективно долати складні дорожні умови.

2. Ефективність та економія палива: Використання електродвигунів на низьких швидкостях дозволяє знизити споживання палива.

3. Гнучкість: Можливість перемикання між електричним та гібридним режимами забезпечує оптимальну роботу в різних умовах.

4. Зменшення викидів: Використання електроприводу знижує викиди шкідливих речовин.

Недоліки

1. Складність конструкції: Комбінована система вимагає складних інтеграційних рішень для координації роботи ДВЗ і електродвигунів.

2. Вища вартість обслуговування: Обслуговування та ремонт автоматичної трансмісії та електричних компонентів можуть бути дорожчими порівняно з традиційними системами.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Вага та простір: Додаткові компоненти, такі як АКБ та електродвигуни, збільшують вагу автомобіля та вимагають додаткового простору для розміщення.

4. Підвищена вимога до системи керування: Координація роботи ДВЗ і електродвигунів вимагає складних систем керування для забезпечення ефективної та безпечної роботи автомобіля..

3.3. КЕУ з тяговими електродвигунами на всі колеса

КЕУ з тяговими електродвигунами на всі колеса являє собою гібридну систему, де кожне колесо автомобіля оснащено окремим електродвигуном. Це дозволяє забезпечити незалежний контроль над кожним колесом, що значно підвищує ефективність, маневреність і прохідність автомобіля. У таких системах двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) може використовуватися як допоміжне джерело енергії або генератор для зарядки акумуляторів.

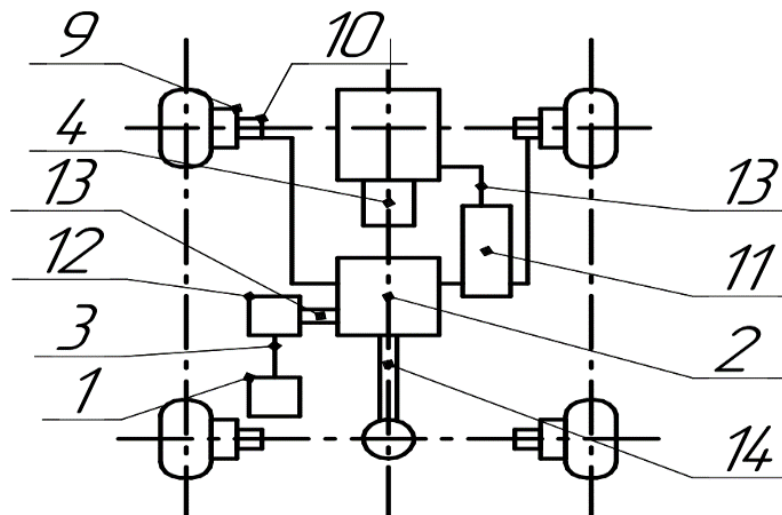


Рисунок 3.3.- КЕУ з тяговими електродвигунами на всі колеса

Компоненти:

- 1.АКБ
- 2.Блок управління(інвертор)
- 3.Силовая електролінія
- 4.Оборотна електромашина
- 9.Колісний редуктор

10.Електродвигун

11.Блок керування ДВЗ: Контролює роботу двигуна внутрішнього згоряння.

12.Блок перетворення: Перетворює електричну енергію для живлення електродвигунів.

13.Електрична лінія керування : Передає сигнали керування від блоку управління до електродвигунів

14.резисторна електрична лінія: Забезпечує стабільність електричних параметрів.

Принципи роботи

1. Електричний режим: У звичайних умовах автомобіль рухається за рахунок електродвигунів на всіх колесах, що дозволяє досягти високої ефективності і знижує споживання палива.

2. Гібридний режим: При підвищеному навантаженні або низькому заряді акумулятора в роботу вступає ДВЗ, який діє як генератор для зарядки акумулятора або безпосередньо приводить автомобіль в рух.

3. Рекуперація енергії: Під час гальмування або сповільнення кінетична енергія перетворюється в електричну і використовується для зарядки акумулятора через оборотну електромашину.

4. Режим зарядки: ДВЗ може працювати для генерації електроенергії та зарядки акумулятора під час руху або стоянки.

Переваги

1. Максимальна прохідність: Незалежний привід на всі колеса забезпечує оптимальний розподіл потужності, що покращує прохідність автомобіля в будь-яких умовах.

2. Висока ефективність: Електродвигуни мають високий ККД, що знижує загальні енергетичні витрати.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Точний контроль: Незалежне керування кожним колесом дозволяє досягти високої маневреності і стабільності на дорозі.

4. Зниження викидів: Використання електродвигунів знижує викиди шкідливих речовин, що відповідає сучасним екологічним вимогам.

5. Енергоефективність: Рекуперація енергії під час гальмування дозволяє зменшити витрати енергії.

Недоліки

1. Висока вартість: Складність конструкції та велика кількість електронних компонентів збільшують вартість виробництва та обслуговування.

2. Вага: Додаткові електродвигуни та акумулятори збільшують загальну вагу автомобіля, що може вплинути на його динамічні характеристики.

3. Складність управління: Координація роботи великої кількості електродвигунів вимагає складних систем керування.

3.4. Висновок

Аналіз різних типів КЕУ для модернізації Mitsubishi L200 показав, що кожна конфігурація має свої унікальні переваги та недоліки. Вибір оптимальної системи залежить від конкретних вимог до експлуатації та бажаних характеристик автомобіля. Однак, з урахуванням військових потреб та умов експлуатації, можна зробити певні висновки щодо оптимальної модернізації.

КЕУ без тягових двигунів на колесах

Переваги: Простота конструкції, економічність модернізації та обслуговування, підвищена надійність завдяки меншій кількості компонентів.

Недоліки: Обмежена гнучкість у розподілі потужності, втрати енергії через механічні передачі, менша прохідність в екстремальних умовах.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок: Ця конфігурація підходить для випадків, коли важлива простота та економічність, але обмежує здатність автомобіля до високої прохідності.

КЕУ з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса

Переваги: Кращий контроль і розподіл потужності, підвищена ефективність, покращена прохідність завдяки незалежному управлінню задніми колесами.

Недоліки: Складність обслуговування, вищі витрати на модернізацію, збільшення ваги автомобіля.

Висновок: Це проміжне рішення забезпечує кращий контроль і ефективність, але вимагає більш високих витрат і складності обслуговування.

КЕУ з тяговими електродвигунами на всі колеса

Переваги: Максимальна прохідність і контроль завдяки незалежному приводу на кожне колесо, покращений комфорт, підвищена надійність, висока енергоефективність, зменшення викидів шкідливих речовин.

Недоліки: Висока вартість впровадження, складність управління системою, збільшення ваги і потреба в додатковому просторі.

Висновок: Ця конфігурація є оптимальною для військових умов завдяки максимальній прохідності, надійності та енергоефективності. Незважаючи на високу початкову вартість, її переваги значно переважають над недоліками.

Впровадження системи з тяговими електродвигунами на всі колеса є оптимальним рішенням для модернізації Mitsubishi L200 з метою підвищення його військового потенціалу.

Ця інноваційна система забезпечить автомобілю значну перевагу в умовах військових операцій, гарантуючи високу прохідність, комфорт та надійність. Незважаючи на значні початкові витрати, переваги, які принесе така модернізація, переважатимуть, забезпечуючи військовим підрозділам

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідну ефективність і продуктивність для успішного виконання завдань в екстремальних та непередбачуваних ситуаціях. Це підвищить оперативну ефективність військових підрозділів і забезпечить покращений захист та комфорт для особового складу.

					М А А Г . 4 8 2 . 2 7 4 . 0 3 4 - 0 0 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.Кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії

4.1.Кінематичний розрахунок трансмісії

4.1.1.Вихідні дані

$T_{\text{emax}} = 450 \text{ Нм}$ - максимальний крутний момент двигуна;

$n_{\text{emax}} = 3500 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчастого вала при T_{emax} ;

$t = 11000 \text{ год}$ – необхідний термін служби;

$K_d = 1,8$ – коефіцієнт динамічності;

$u_{\text{гп}} = 4,2$ – передатне число головної передачі;

$u_{\text{I-VI}} = \text{I}-4,31; \text{II}-2,33; \text{III}-1,436; \text{IV}-1,00; \text{V}-0,789; \text{VI}-0,634$ - передатні числа коробки передач;

прототип автомобіля– Mitsubishi L200;

колісна формула–4х4.

4.1.2.ККД трансмісії

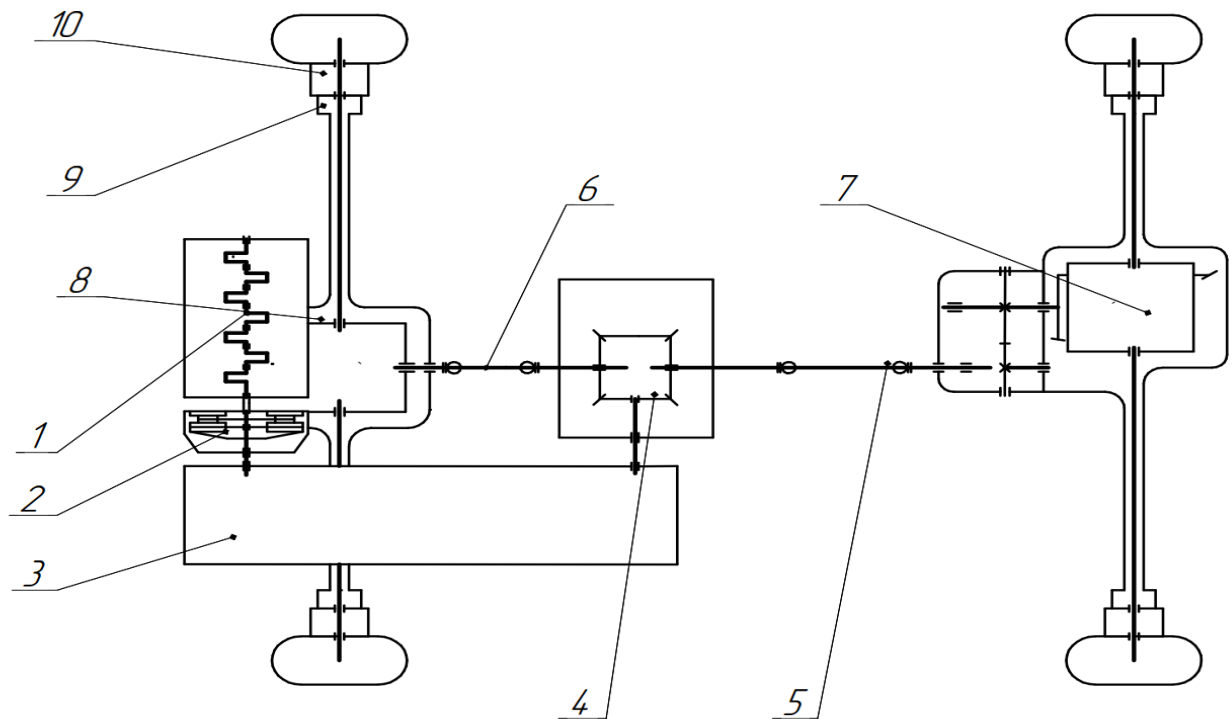


Рисунок 4.1.Схема Mitsubishi L200 з КЕУ

Компоненти:

1.ДВЗ 2.Зчеплення 3.МКПП 4.Роздавальна коробка. 5.Задній карданний вал 6.Передній карданний вал 7.Задній диференціал 8. Передній диференціал 9. Редуктори 10.Тягові електродвигуни

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

ККД трансмісії від двигуна до ТЕ для автомобіля Mitsubishi L200 можна розрахувати на основі ККД окремих компонентів трансмісії:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_1^2 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = 0,975^2 \cdot 0,995^3 \cdot 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,8 \quad (4.1)$$

де по [1], стр.7-8:

$\eta_1 = 0,975$ – ККД циліндричної передачі коробки передач

$\eta_2 = 0,995$ – ККД карданного шарніра.

$\eta_3 = 0,9$ – ККД проміжної опори.

$\eta_4 = 0,97$ – ККД диференціала.

$\eta_5 = 0,98$ – ККД підшипників.

4.1.3. Розрахунок параметрів валів трансмісії

Відповідно до кінематичної схеми визначаємо крутний момент T , частоту обертання n на валах приводу.

1) Колінчастий вал двигуна.

$$T_1 = T_e = 450 \text{ Нм};$$

$$n_1 = n_e = 3500 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

2) Ведучий вал.

$$T_2 = T_p = T_1 \cdot u_{k1} \cdot \eta_{\text{тр}} = 450 \cdot 4,31 \cdot 0,8 = 2424,37 \text{ Нм}; \quad (4.2)$$

де: $u_{k1} = 4,31$ – передаточне число I передачі коробки передач;

$$n_2 = n_p = \frac{n_1}{u_{k1}} = \frac{3500}{4,31} = 812,06 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (4.3)$$

3) Проміжний вал.

$$T_3 = T_2 \cdot u_I \cdot \eta_3 = 2424,37 \cdot 1,923 \cdot 0,9 = 4195,85 \text{ Нм}; \quad (4.4)$$

де: $u_I = 1,923$ – передаточне число I-ої, циліндричної ступені редуктора;

$\eta_3 = 0,9$ – ККД проміжної опори.

$$n_3 = \frac{n_2}{u_I} = \frac{812,06}{1,923} = 422,28 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (4.5)$$

4) Ведений вал

$$T_4 = T_3 \cdot u_{II} \cdot \eta_5 = 4195,85 \cdot 3,286 \cdot 0,98 = 13511,8 \text{ Нм}; \quad (4.6)$$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $u_{II} = 3,286$ – передаточне число II-ої, кінчної ступені редуктора

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{II}} = \frac{422,28}{3,286} = 128,5 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (4.7)$$

5)Піввісь заднього моста.

$$T_5 = \frac{1}{2} \cdot T_4 \cdot (1 + k_\sigma) = \frac{1}{2} \cdot 13511,8 \cdot (1 + 0,1) = 7431,5 \text{ Нм}; \quad (4.8)$$

де $k_\sigma = 0,1$ – коефіцієнт блокування міжколісного симетричного диференціала;

$$n_5 = n_4 = 128,5 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (4.9)$$

4.2.Силіві розрахунки редуктора

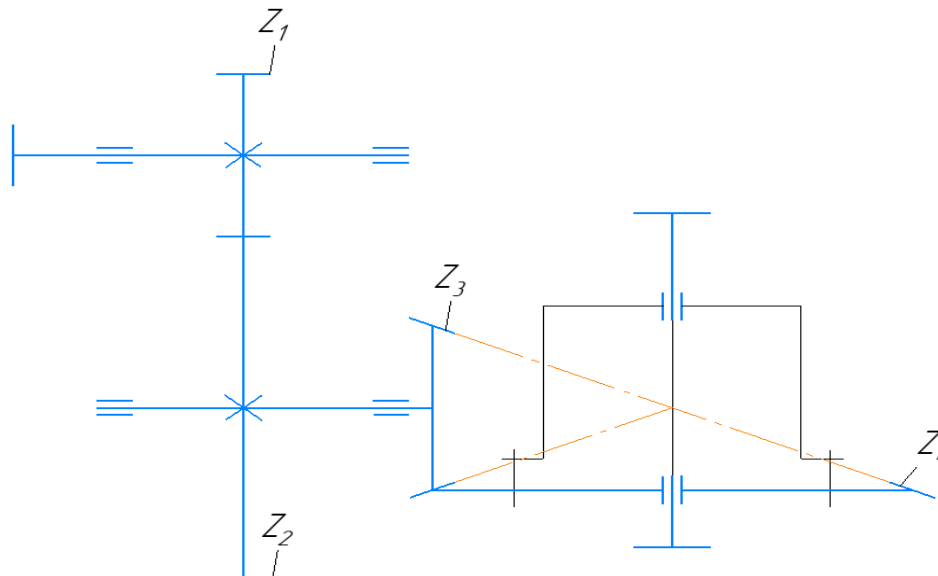


Рисунок 4.2 – Кінематична схема головної передачі

4.2.1. Розрахунок прямозубої циліндричної ступені редуктора

Числа циклів роботи зубчастих коліс

Коефіцієнт еквівалентності для розрахунку на контактну втому, враховуючи, що частота обертання не змінюється зі зміною навантаження:

$$K_{HE} = \sum_0^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{\frac{k}{2}} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma}, [3], \text{ стр. 48 – 49 та } [5], \text{ стр. 181};$$

T_i, T – відповідно крутні моменти, та максимальний з моментів, що враховуються при розрахунках на втому;

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$k = 6$ – показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на контактну втому;

t_i – відповідний вказаним моментам час роботи;

t_Σ – необхідний сумарний строк служби;

– коеф.еквівалентності потрібен для переведу змінного режиму навантаження в еквівалентний постійний.

Аналогічно коефіцієнт еквівалентності для розрахунку на втому при згині:

$$K_{FE} = \sum_0^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{k_F} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma};$$

– берем $k_F = 9$ – показник степеня кривої втоми для розрахунку сталевих зубчастих коліс на втому при згині при твердості матеріалу коліс $HB > 350$;

– для заданого змінного режиму навантаження:

$$K_{HE} = 1^3 \cdot 0,04 + 0,55^3 \cdot 0,76 + 0,25^3 \cdot 0,2 = 0,17; \quad (4.10)$$

$$K_{FE} = 1^9 \cdot 0,04 + 0,55^9 \cdot 0,76 + 0,25^9 \cdot 0,2 = 0,043. \quad (4.11)$$

Сумарні числа циклів шестерні і колеса по [5], стр.178,181:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 812,06 \cdot 11000 = 12,2 \cdot 10^7; \quad (4.12)$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_3 \cdot t = 60 \cdot 422,28 \cdot 11000 = 12,2 \cdot 10^7. \quad (4.13)$$

Еквівалентні числа циклів по [3], стр.285 та [5], стр.181,182:

$$N_{HE_1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,17 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 2,08 \cdot 10^7; \quad (4.14)$$

$$N_{HE_2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,17 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 2,08 \cdot 10^7; \quad (4.15)$$

$$N_{FE_1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,043 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 0,526 \cdot 10^7; \quad (4.16)$$

$$N_{FE_2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,043 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 0,526 \cdot 10^7. \quad (4.17)$$

Вибір матеріалу зубчастих коліс.

Відповідно до навантаження на передачу, приймаємо матеріал зубчастих коліс: Сталь 25ХГТ.

Визначення допустимих напружень

По [5], стр.171, для шестерні:

– твердість поверхні: 62HRC, [4], стр.18;

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– межі міцності та текучості: $\sigma_{B1}=1150\text{МПа}$, $\sigma_{T1}=950\text{МПа}$.

Для колеса:

– твердість поверхні: 59HRC , [4], стр.18;

– межі міцності та текучості: $\sigma_{B2}=1150\text{МПа}$, $\sigma_{T2}=950\text{МПа}$.

Допустимі контактні напруження.

Границі контактної витривалості по [3], стр.285:

$$\sigma_{Hlimb_1} = 23 \cdot HRC_1 = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа}; \quad (4.18)$$

$$\sigma_{Hlimb_2} = 23 \cdot HRC_2 = 23 \cdot 59 = 1357 \text{ МПа}; \quad (4.19)$$

– базові числа циклів шестерні і колеса по [3], стр.285 та [4], стр.18:

$$N_{H0i} = 30 \cdot HB_i^{2,4}, \text{ при умові: } N_{H0i} \leq 12 \cdot 10^7;$$

$$N'_{H01} = 30 \cdot HB_1^{2,4} = 30 \cdot 641^{2,4} = 16,35 \cdot 10^8 \Rightarrow$$

$$\text{Приймаємо } N_{H01} = 12 \cdot 10^7; \quad (4.20)$$

$$N'_{H02} = 30 \cdot HB_2^{2,4} = 30 \cdot 598^{2,4} = 13,84 \cdot 10^8 \Rightarrow$$

$$\text{Приймаємо } N_{H02} = 12 \cdot 10^7; \quad (4.21)$$

– допустимі контактні напруги за [2], стр. 284:

$$\sigma_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb_1} \cdot K_{HL1} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1426 \cdot 1,339 \cdot 0,95}{1,2} = 1512 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \quad (4.22)$$

$$\sigma_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb_2} \cdot K_{HL2} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1357 \cdot 1,339 \cdot 0,95}{1,2} = 1438 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \quad (4.23)$$

де: $Z_R = 0,95$ – коефіцієнт що враховує шорсткість спряжених поверхонь;

$S_H = 1,2$ – коефіцієнт безпеки.

$\sigma_H = 2360 \text{ МПа}$; – допустиме граничне контактне напруження по [2], стр.286:

Допустимі напруження згину.

Границі витривалості при згині по [3], стр.176:

$$\sigma_{Flimb_1} = 750 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb_2} = 750 \text{ МПа};$$

– базове число циклів по [3], стр.182: $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на втому при згині по [3], стр.287–288:

$$K_{FE_i} = \sqrt[k]{\frac{N_{F0_i}}{N_{FE_i}}},$$

при умові: $1 \leq K_{FE_i} \leq 2,5$; [4], стр.18;

$$K'_{FL_1} = \sqrt[k]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,26 \cdot 10^6}} = 0,97 \quad (4.24)$$

Приймаємо $K_{FL_1} = 1$

$$K'_{FL_2} = \sqrt[k]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,26 \cdot 10^6}} = 0,97 \quad (4.25)$$

Приймаємо $K_{FL_2} = 1$

– допустимі напруги згину по [3], стр. 286:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F_{limb1}} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1 \cdot 0,923}{1,55} = 447 \text{ Мпа} \quad (4.26)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F_{limb2}} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1 \cdot 0,923}{1,55} = 447 \text{ Мпа} \quad (4.27)$$

де $S_F = 1,55$ – коефіцієнт безпеки по [5], стр.176;

$K_{FC} = 0,923$ – коефіцієнт коригування по навантаженню;

–допустиме граничне напруження згину по [3], стр.288:

$$\sigma_{F_{max}} = \frac{\sigma_{F_{limbM}}}{S_F} = \frac{6 \cdot HB_2}{S_F} = \frac{6 \cdot 598}{2} = 1794 \text{ МПа} \quad (4.28)$$

де $S_F=2$ –коефіцієнт безпеки по [3], стр. 288 та [6], стр. 192.

Проектний розрахунок циліндричної прямозубої передачі

Міжосьова відстань

$$a_\omega \geq K_a \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_{H2}^2}}$$

$K_a = 49,5$ - для прямозубих коліс;

$\psi_a = 0,4$;

$K_{H\beta} = 1,19$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{\omega} = 49,5 \cdot (4,2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,19 \cdot 2424,37 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 4,2^2 \cdot 1438^2}} = 149,95 \text{ мм} \quad (4.29)$$

$a_{\omega} = 160$ мм – за стандартом.

Попередні розміри колеса.

Ділильний діаметр

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot u}{u+1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 4,2}{4,2+1} = 258,46 \approx 258 \text{ мм}; \quad (4.30)$$

$$d_2 = 2a_{\omega} - d_1 \Rightarrow d_1 = 2a_{\omega} - d_2 = 2 \cdot 160 - 258 = 62 \text{ мм}; \quad (4.31)$$

Ширина зубчастого фінця

$$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}; \quad (4.32)$$

Модуль передачі

$$m' \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d_2' \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 2424,37}{258 \cdot 64 \cdot 447} = 4,47 \text{ мм}; \quad (4.33)$$

приймаємо $m = 6$ мм

Діаметри окружностей вершин d_a і впадин d_f зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 62 + 2 \cdot 6 = 74 \text{ мм}; \quad (4.34)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 62 - 2,5 \cdot 6 = 47 \text{ мм}; \quad (4.35)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 258 + 2 \cdot 6 = 270 \text{ мм}; \quad (4.36)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 258 - 2,5 \cdot 6 = 243 \text{ мм}; \quad (4.37)$$

Число зубів колеса та шестерні

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{62}{6} = 10,33; \quad (4.38)$$

Приймаємо 10

$$u = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 u = 10 \cdot 4,2 = 42; \quad (4.39)$$

Приймаємо 42

Сумарне число зубів.

$$Z_{\Sigma} = z_2 + z_1 = 42 + 10 = 52; \quad (4.40)$$

Фактичне передаточне число.

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{10} = 4,2 \quad (4.41)$$

Відносне значення передаточне число

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta u = \frac{[u_{\phi}-u]}{u} \cdot 100\% = \frac{[4,2-4,2]}{4,2} \cdot 100\% = 0\% \leq 4\% \quad (4.42)$$

У межах норми.

Сили в зачепленні

Колова сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2424,37}{0,218} = 22241,92 \text{ Н} \quad (4.43)$$

Радіальна сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 18744 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 6822 \text{ Н} \quad (4.44)$$

4.2.2. Розрахунок конічної зубчатої передачі

Числа циклів роботи зубчастих коліс

Сумарні числа циклів шестерні і колеса по [5], стр.178,181:

$$N_{\Sigma 3} = 60 \cdot n_3 \cdot t = 60 \cdot 812,06 \cdot 11000 = 12,2 \cdot 10^7; \quad (4.45)$$

$$N_{\Sigma 4} = 60 \cdot n_4 \cdot t = 60 \cdot 128,5 \cdot 11000 = 1,78 \cdot 10^7. \quad (4.46)$$

Еквівалентні числа циклів по [3], стр.285 та [5], стр.181,182:

$$N_{HE_3} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,17 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 2,08 \cdot 10^7; \quad (4.47)$$

$$N_{HE_4} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,17 \cdot 1,78 \cdot 10^7 = 0,3 \cdot 10^7; \quad (4.48)$$

$$N_{FE_3} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,043 \cdot 12,2 \cdot 10^7 = 0,53 \cdot 10^7; \quad (4.49)$$

$$N_{FE_4} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,043 \cdot 1,78 \cdot 10^7 = 0,77 \cdot 10^6. \quad (4.50)$$

Вибір матеріалу зубчастих коліс. Визначення допустимих напружень

Відповідно до навантаження на передачу, приймаємо матеріал зубчастих коліс: Сталь 25ХГТ.

По [5], стр.171, для шестерні:

- твердість поверхні: 62HRC, [4], стр.18;
- межі міцності та текучості: $\sigma_{B3}=1150\text{МПа}$, $\sigma_{T3}=950\text{МПа}$.

Для колеса:

- твердість поверхні: 59HRC, [4], стр.18;
- межі міцності та текучості: $\sigma_{B4}=1150\text{МПа}$, $\sigma_{T4}=950\text{МПа}$.

Допустимі контактні напруження.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Границі контактної витривалості по [3], стр.285:

$$\sigma_{Hlimb_3} = 23 \cdot HRC_3 = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа}; \quad (4.51)$$

$$\sigma_{Hlimb_4} = 23 \cdot HRC_4 = 23 \cdot 59 = 1357 \text{ МПа}; \quad (4.52)$$

– базові числа циклів шестерні і колеса по [3], 62стр.285 та [4], стр.18:

$$N_{H0i} = 30 \cdot HB_i^{2,4}, \text{ при умові: } N_{H0i} \leq 12 \cdot 10^7;$$

$$N'_{H03} = 30 \cdot HB_3^{2,4} = 30 \cdot 641^{2,4} = 16,35 \cdot 10^8 \Rightarrow$$

$$\text{Приймаємо } N_{H03} = 12 \cdot 10^7; \quad (4.53)$$

$$N'_{H04} = 30 \cdot HB_4^{2,4} = 30 \cdot 598^{2,4} = 13,84 \cdot 10^8 \Rightarrow$$

$$\text{Приймаємо } N_{H04} = 12 \cdot 10^7; \quad (4.54)$$

– коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на контактну втому по [3], стр.285:

$$K_{HLi} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0i}}{N_{HEi}}},$$

при умові: $1 \leq K_{HLi} \leq 1,8$;

$$K'_{HL3} = \sqrt[m]{\frac{N_{H03}}{N_{HE3}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{2,08 \cdot 10^7}} = 1,34 \quad (4.55)$$

$$K'_{HL4} = \sqrt[m]{\frac{N_{H04}}{N_{HE4}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{0,3 \cdot 10^7}} = 1,8 \quad (4.56)$$

– допустимі контактні напруги за [2], стр. 284:

$$\sigma_{H3} = \frac{\sigma_{Hlimb_3} \cdot K_{HL3} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1426 \cdot 1,34 \cdot 0,95}{1,2} = 1513 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \quad (4.57)$$

$$\sigma_{H4} = \frac{\sigma_{Hlimb_4} \cdot K_{HL4} \cdot Z_R}{S_H} = \frac{1357 \cdot 1,8 \cdot 0,95}{1,2} = 1934 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \quad (4.58)$$

де: $Z_R = 0,95$ – коефіцієнт що враховує шорсткість спряжених поверхонь;

$S_H = 1,2$ – коефіцієнт безпеки.

$\sigma_H = 2360 \text{ МПа}$; – допустиме граничне контактне напруження по [2], стр.286:

Допустимі напруження згину.

Границі витривалості при згині по [3], стр.176:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{Flimb_3} = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb_4} = 1000 \text{ МПа};$$

– базове число циклів по [3], стр.182: $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

– коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на втому при згині по [3], стр.287–288:

$$K_{FE_i} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0_i}}{N_{FE_i}}},$$

при умові: $1 \leq K_{FE_i} \leq 2,5$; [4], стр.18;

$$K'_{FL_3} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE_3}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,3 \cdot 10^6}} = 0,97 \quad (4.59)$$

Приймаємо $K_{FL_3} = 1$

$$K'_{FL_4} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,77 \cdot 10^6}} = 1,2 \quad (4.60)$$

Приймаємо $K_{FL_1} = 1,2$

Навантаження реверсивне, тому визначаємо коефіцієнт реверсивності, враховуючи рекомендації [5], стр.174 та [1], стр.87–88.

$$K_{FC} = \frac{1,2}{1,3} = 0,923 \quad (4.61)$$

– допустимі напруги згину по [3], стр. 286:

$$\sigma_{F3} = \frac{\sigma_{Flimb_3} \cdot K_{FL_3} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{1000 \cdot 1 \cdot 0,923}{1,55} = 596 \text{ МПа} \quad (4.62)$$

$$\sigma_{F4} = \frac{\sigma_{Flimb_4} \cdot K_{FL_4} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{1000 \cdot 1,2 \cdot 0,923}{1,55} = 715 \text{ МПа} \quad (4.63)$$

де $S_F = 1,55$ – коефіцієнт безпеки по [5], стр.176; –допустиме граничне напруження згину по [3], стр.288:

$$\sigma_{F_{\max}} = \frac{\sigma_{Flimb_M}}{S_F} = \frac{6 \cdot HB_2}{S_F} = \frac{6 \cdot 598}{2} = 1794 \text{ МПа} \quad (4.64)$$

де $S_F=2$ –коефіцієнт безпеки по [3], стр. 288 та [6], стр. 192.

Проектний розрахунок конічної кругової передачі

Приймаємо число зубів шестерні по [6], стр. 191:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Z_3 = 12 \Rightarrow$ число зубів колеса:

$$Z_4 = Z_3 \cdot u_{01} = 12 \cdot 3,286 = 39,53 \Rightarrow \text{приймаємо } Z_2 = 40;$$

—фактичне передаточне число:

$$u_{01\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{12} = 3,33 \quad (4.65)$$

Кути ділильних конусів по [7], стр. 18 – 20, таб. 2:

$$\delta_2 = \arctg u_{0\phi} = \arctg 3,33 = 73,17^0; \quad (4.66)$$

$$\delta_1 = 90^0 - \delta_2 = 90^0 - 73,17^0 = 16,83^0. \quad (4.67)$$

Еквівалентне число зубів шестерні:

$$Z_{vmin} = Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_1} = \frac{12}{\cos^3 35 \cdot \cos 16,83^0} = 16 \quad (4.68)$$

$\Rightarrow$ умова непідрізання виконана;

де, β – середній кут нахилу зуба (для кругового зуба [8 табл. 3.12] $\beta = 30 - 40$ приймаємо 35)

$Y_{F3} = 3,40$ – коефіцієнт форми зуба по [4], стр. 23, табл. 2.9 при коефіцієнті зміщення:

$$x_3 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u_{0\phi}^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{Z_3}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,33^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 35}{12}} = 0,59. \quad (4.69)$$

Берем коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

$$\psi_{be} = 0,285;$$

—коефіцієнт нахилу зуба шестерні:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_1}{140} \geq 0,7 \Rightarrow Y_\beta = 1 - \frac{35}{140} = 0,75 \Rightarrow \text{приймаєм } Y_\beta = 0,75; \quad (4.70)$$

—коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

$$\psi_{bd} = \psi_{be} \cdot \frac{\sqrt{u_{0\phi}^2 + 1}}{2 - \psi_{be}} = 0,285 \cdot \frac{\sqrt{3,33^2 + 1}}{2 - 0,285} = 1,15; \quad (4.71)$$

Середній коловий модуль з умови втомної міцності по напругам згину по [6], стр.191:

$$m'_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos \beta \cdot Y_{F3} \cdot K_F \cdot Y_\beta}{[\sigma]_{F3} \cdot \psi_{bd} \cdot Z_3^2}} =$$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2424,37 \cdot 10^3 \cdot \cos 35^\circ \cdot 3,40 \cdot 1 \cdot 0,75}{596 \cdot 1,15 \cdot 12^2}} = 7,31 \text{ мм}; \quad (4.72)$$

Для конічних передач з круговим зубом при необхідності нормується зовнішній модуль, проте округлення модулів конічних передач до стандартного значення можна не проводити;

$$m_e = \frac{m_{tm}}{(1 - 0,5 \cdot \psi_{be})} = \frac{7,31}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)} = 8,52 \text{ мм}; \quad (4.73)$$

–зовнішні ділильні діаметри:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 8,52 \cdot 12 = 102,24 \text{ мм}; \quad (4.74)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 8,52 \cdot 40 = 340,8 \text{ мм}; \quad (4.75)$$

–зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 8,52 \cdot \sqrt{12^2 + 40^2} = 180,74 \text{ мм}; \quad (4.76)$$

–ширина вінців:

$$b' = \psi_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 180,74 = 51,51 \text{ мм} \Rightarrow \text{приймаємо } b = 52 \text{ мм}; \quad (4.77)$$

–середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot Z_1 = 7,31 \cdot 12 = 87,72 \text{ мм}; \quad (4.78)$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot Z_2 = 7,31 \cdot 40 = 292,4 \text{ мм}. \quad (4.79)$$

Перевірка зубів на втому

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = 2 \cdot \frac{T_2}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 2424,37 \cdot 10^3}{87,72} = 55275 \text{ Н}; \quad (4.80)$$

Радіуси основи зубчастого колеса:

$$r_{01} = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \cos \delta_1} = \frac{87,72}{2 \cdot \cos 16,83^\circ} = 45,8 \text{ мм}; \quad (4.81)$$

$$r_{02} = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \cos \delta_2} = \frac{292,4}{2 \cdot \cos 73,17^\circ} = 504,9 \text{ мм}; \quad (4.82)$$

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot E}{b_{\omega 2} \cdot \sin \alpha_{cp} \cdot \cos \alpha_{cp}} \cdot \left(\frac{1}{r_{01}} + \frac{1}{r_{02}} \right)} =$$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$= 0,418 \cdot \sqrt{\frac{55275 \cdot 210}{52 \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} \cdot \left(\frac{1}{45,8} + \frac{1}{504,9} \right)} =$$

$$= 1453,75 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 1513 \text{ МПа} \quad (4.83)$$

міцність забезпечена;

де: $E = 210 \text{ ГПа}$ —модуль пружності сталі;

$\alpha_{cp} = 20$ — кут зачеплення в середньому перерізі вінця зубчастого колеса;

$b_\omega = b_2 = 52 \text{ мм}$ —довжина зуба по осі ділильного конуса.

Еквівалентні числа зубів:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta} = \frac{12}{\cos 16,83^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 15,35; \quad (4.84)$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta} = \frac{40}{\cos 73,17^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 169,16; \quad (4.85)$$

—розрахункові напруги згину, [6], стр.191:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{m_{tm} \cdot b_\omega \cdot Y_{F1} \cdot K_F \cdot Y_\beta} = \frac{55275}{7,31 \cdot 52 \cdot 3,4 \cdot 1,2 \cdot 0,75} =$$

$$= 90,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 596 \text{ МПа}; \quad (4.86)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{m_{tm} \cdot b_\omega \cdot Y_{F2} \cdot K_F \cdot Y_\beta} = \frac{55275}{7,31 \cdot 52 \cdot 3,52 \cdot 1,2 \cdot 0,75} =$$

$$= 87,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 715 \text{ МПа}. \quad (4.87)$$

Міцність забезпечена.

Перевірка міцності зубів при короткочасних перевантаженнях

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_\Pi} = 1247 \cdot \sqrt{1,8} = 1590,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 2360 \text{ МПа}; \quad (4.88)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} \cdot K_\Pi = 90,5 \cdot 1,8 = 162,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax} = 1794 \text{ МПа}; \quad (4.89)$$

де $K_\Pi = K_d = 1,8$ — коеф. перевантаження.

Міцність забезпечена.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сили в зачепленні

Колова сила: $F_t = 55275 \text{ Н}$;

—радіальна сила на шестерні рівна осьовій на колесі:

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta \cdot \sin \delta_1) = \\ &= \frac{55275}{\cos 35} \cdot (\operatorname{tg} 20 \cdot \cos 16,83 - \sin 35 \cdot \sin 16,83) = 12213,4 \text{ Н}; \end{aligned} \quad (4.90)$$

—осьова сила на шестерні рівна радіальній на колесі:

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{r2} &= \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{55275}{\cos 35} \cdot (\operatorname{tg} 20 \cdot \sin 16,83 + \sin 35 \cdot \cos 16,83) = 44077,3 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (4.91)$$

4.2.3. Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до диференціала

Приймаємо:

—матеріал болтів Сталь 45, клас міцності 6.6;

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа}, \sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

$[\tau]_{\text{зр}} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90 \text{ МПа}$ —допустиме напруження зрізу, [3], стр.116;

—схема установки болтів: без зазору;

$$D_0 = 260 \text{ мм} \text{—діаметр кола болтів};$$

$Z=8$ —число болтів.

Число болтів вибирається з таких міркувань:

1. Міцність: Вибір 8 болтів забезпечує достатню міцність кріплення та рівномірний розподіл навантаження між болтами, що важливо для надійності з'єднання.
2. Симетрія: Парне число болтів забезпечує симетричність розміщення, що сприяє рівномірному розподілу сил і зменшенню вібрацій.

Внутрішній діаметр різьби болта:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T_p \cdot K_d}{D_0 \cdot \pi \cdot [\tau]_{\text{зп}} \cdot Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13511,8 \cdot 10^3 \cdot 1,8}{260 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 8}} = 11,86 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.92)$$

берем болти М7, для яких $d_1 = 12 \text{ мм}$.

4.2.4. Розміри корпусу редуктора

Приймаємо литий корпус, матеріал Сталь L20, розміри якого знаходимо по [8], стр.417. Товщина стінки основи:

$$\delta'_{\text{корп}} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_T} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 24321,24} = 14,04 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.93)$$

Приймаємо $\delta_{\text{корп}} = 14 \text{ мм}$;

де $T_T = K_d \cdot T_{\text{ном}} = 1,8 \cdot 13511,8 = 24321,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ —найбільший крутний момент на валу;

—товщина стінки кришки:

$$\delta'_{\text{кр}} = 0,9 \cdot \delta_{\text{корп}} = 0,9 \cdot 14 = 12,6 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.95)$$

приймаємо $\delta_{\text{кр}} = 13 \text{ мм}$;

—товщина вуха біля основи:

$$\delta_{\text{в}} = 2,5 \cdot \delta_{\text{кр}} = 2,5 \cdot 13 = 32 \text{ мм} \Rightarrow$$

приймаємо $\delta_{\text{в}} = 32 \text{ мм}$; (4.96)

—діаметр стяжного болта:

$$d'_c = \sqrt[3]{T_T} = \sqrt[3]{24321,24} = 27,18 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.97)$$

приймаємо болти М18, для яких $d_c = 27 \text{ мм}$;

—діаметр болта:

$$d'_\phi = \sqrt[3]{2 \cdot T_T} = \sqrt[3]{2 \cdot 24321,24} = 34,25 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.98)$$

приймаємо болти М24, для яких $d_\phi = 36 \text{ мм}$;

—товщина лапи болта:

$$\delta_\phi = 1,5 \cdot d_\phi = 1,5 \cdot 36 = 60 \text{ мм}. \quad (4.99)$$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.Розрахунок диференціала

4.3.1.Проектний розрахунок

Приймаємо симетричний міжколісний диференціал автомобіля по схемі:

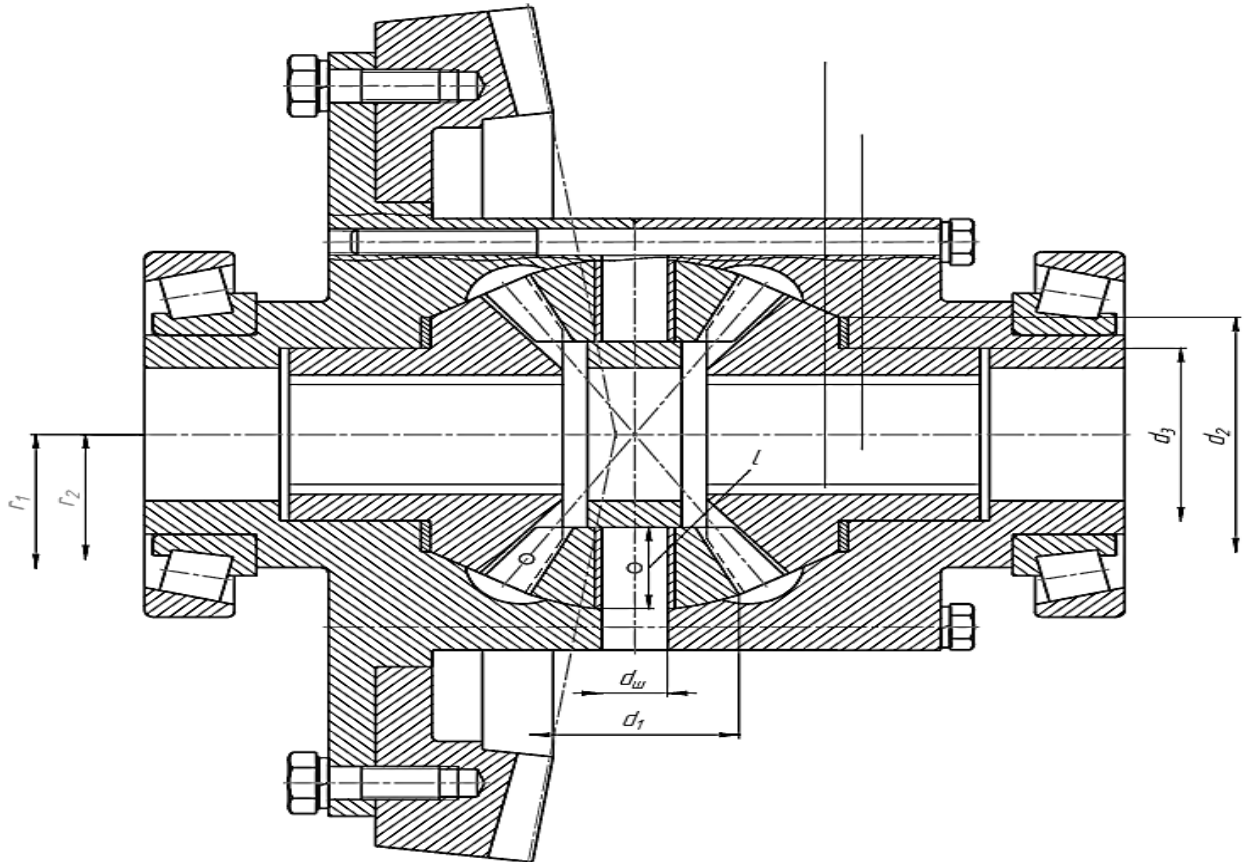


Рисунок 4.3.-Симетричний міжколісний диференціал

Розрахунковий крутний момент дорівнює моменту на веденому колесі головної передачі:

$$T_p = 13511,8 \text{ Нм.}$$

Матеріал і допустимі напруження для сателітів та півосьових шестерень ті ж, що й для зубчастих коліс головної передачі – Сталь 25ХГТ;

– допустиме статичне напруження згину:

$$[\sigma]_{F_{ст}} = [\sigma]_{F_{max}} = 1794 \text{ МПа.}$$

Приймаємо:

$k_\sigma = 0,1$ —коефіцієнт блокування;

$n_c = 2$ —число сателітів;

$Z_1 = 11, Z_2 = 18$ – числа зубів по [6], стр.200;

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

–внутрішнє передаточне число: $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{18}{11} = 1,636$.

Перевірка умови складання по [14], стр.151: $\frac{2 \cdot Z_2}{n_c} = k$,

де k-ціле число $\Rightarrow 2 \cdot \frac{18}{2} = 18$ -умова виконується

Кути ділительних конусів:

$$\delta_2 = \arctg\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \arctg\left(\frac{18}{11}\right) = 58,560; \quad (4.100)$$

$$\delta_1 = 90^0 - \delta_2 = 90^0 - 58,56^0 = 31,44^0; \quad (4.101)$$

–еквівалентне число зубів сателітів:

$$Z_{vmin} = Z_{v1} = Z_1 \cdot \cos\delta_1 = 11 \cdot \cos 31,44^0 = 12,89 < 17 \Rightarrow \quad (4.102)$$

–умова невідрізання не виконана;

–передачу робимо зі зміщенням;

$Y_{F1} = 3,78$ –коефіцієнт форми зуба по [5], стр.147, рис.8.20 при коефіцієнті зміщення:

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{Z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,636^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{11}} = 0,378. \quad (4.103)$$

$K_{F\alpha}=1$ –коефіцієнт розподілу навантаження по [3], стр.297;

$\psi_{be}=0,33$ –коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані по [6], стр.190;

–по значенню цього виразу знаходимо:

$K_{F\beta}=1,08$ –коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр.321, рис.24.5.

$K_{Fv}=1,0$ –динамічний коефіцієнт по [6], стр.199 для розрахунку на статичну міцність;

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1 = 1,08 \quad (4.104)$$

–коефіцієнт режиму навантаження;

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{be} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,33 \cdot \sqrt{1,636^2 + 1}}{2 - 0,33} = 0,379. \quad (4.105)$$

Середній коловий модуль зубчастих коліс диференціала з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба по [6], стр.199:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$m'_{tm} = \sqrt[3]{\frac{T_p \cdot 10^3 \cdot (1 + k_\sigma) \cdot Y_{F1} \cdot K_F \cdot K_d}{0,85 \cdot [\sigma]_{FCT} \cdot n_c \cdot \psi_{bd} \cdot Z_1^2}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{13511,8 \cdot 10^3 \cdot (1+0,1) \cdot 3,78 \cdot 1,08 \cdot 1,4}{0,85 \cdot 1794 \cdot 2 \cdot 0,379 \cdot 11^2}} = 8,92 \text{ мм}; \quad (4.106)$$

—зовнішній модуль:

$$m'_e = \frac{m'_{tm}}{1 - 0,5 \cdot \psi_{be}} = \frac{8,92}{1 + 0,5 \cdot 0,33} = 7,66 \text{ мм} \quad (4.107)$$

Враховуючи, що при конструюванні диференціала розміри та маса мають вирішальне значення, а також те, що округлення модуля кінчних передач до стандартного значення можна не проводити, берем:

$$m_e = 7,66 \text{ мм};$$

—фактичне значення середнього модуля:

$$m_{tm} = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{be}) = 7,66 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,33) = 6,396 \text{ мм}; \quad (4.108)$$

Основні геометричні параметри зубчастих коліс. Зовнішні ділільні діаметри:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 6,396 \cdot 11 = 70,36 \text{ мм}; \quad (4.109)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 6,396 \cdot 18 = 115,13 \text{ мм}; \quad (4.110)$$

—зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 7,66 \cdot \sqrt{11^2 + 18^2} = 80,79 \text{ мм}; \quad (4.111)$$

—ширина вінців:

$$b = \psi_{be} \cdot R_e = 0,33 \cdot 80,79 = 26,7 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.112)$$

приймаємо $b=27 \text{ мм}$;

—середні ділільні діаметри:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot Z_1 = 6,396 \cdot 11 = 70,356 \text{ мм}; \quad (4.113)$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot Z_2 = 6,396 \cdot 18 = 115,128 \text{ мм}; \quad (4.114)$$

—зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 7,66 = 16,852 \text{ мм}; \quad (4.115)$$

—зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e = 6,6 \text{ мм}; \quad (4.116)$$

—зовнішня висота ніжки зуба:

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 6,6 = 7,92 \text{ мм}; \quad (4.117)$$

–зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 70,36 + 2 \cdot 6,6 \cdot \cos 31,440 = 81,62 \text{ мм}; \quad (4.118)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 115,13 + 2 \cdot 6,6 \cdot \cos 58,560 = 122,02 \text{ мм}; \quad (4.119)$$

–зовнішні діаметри впадин зубців:

$$\begin{aligned} d_{fe1} &= d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 70,36 - 2,4 \cdot 6,6 \cdot \cos 31,440 = 56,84 \text{ мм}; \end{aligned} \quad (4.120)$$

$$\begin{aligned} d_{fe2} &= d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 115,13 - 2,4 \cdot 6,6 \cdot \cos 58,560 = 106,87 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (4.121)$$

Діаметр шипа хрестовини:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{T_p \cdot K_{H\beta}}{n_c \cdot r_{cp} \cdot \sigma_q}} = \sqrt{\frac{11161,27 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{2 \cdot 57,56 \cdot 80}} = 37,33 \text{ мм} \Rightarrow \quad (4.122)$$

відповідно ряду Ra40 берем $d_{ш} = 38 \text{ мм}$;

де: r_{cp} – відстань від центра хрестовини до середини сателіта;

$$r_{cp} = r_2 = \frac{d_{m2}}{2} = \frac{115,128}{2} = 57,56 \text{ мм}; \quad (4.123)$$

$\sigma_q = 80 \text{ МПа}$ – допустима напружка зминання для легкових автомобілів;

$K_{H\beta} = 1,15$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.

4.3.2. Рорахунок деталей на міцність

Перевірка шипа хрестовини на зминання та зріз. Розрахункове напруження зминання по [9], стр.266:

$$\begin{aligned} \sigma_{змш} &= \frac{T_p}{r_1 \cdot d_{ш} \cdot l \cdot n_c} = \\ &= \frac{13511,8 \cdot 10^3}{110 \cdot 45 \cdot 27 \cdot 2} = 51,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{змш} = 60 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (4.124)$$

де $l=27 \text{ мм}$ – довжина посадочної частини сателіта, визначена на кресленні.

Тиск торця сателіта та півосьової шестерні на корпус диференціала, який визначається напруженнями зминання:

$$\sigma_{зм1} = \frac{4 \cdot T_p}{r_2 \cdot n_c \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d_{ш}^2) \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1} =$$

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$= \frac{4 \cdot 13511,8 \cdot 10^3}{44,28 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot (49,38^2 - 35^2) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 31,44^\circ} =$$

$$= 11,92 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зм1}} = 20 \text{ МПа}; \quad (4.125)$$

де: $r_2 = r_{\text{cp}} = 41,45$ мм—радіус дії тангенціальних сил на зуб сателіта та півосьової шестерні;

$d_1 = 49,38$ мм—зовнішній діаметр контактної поверхні сателіта з корпусом диференціала;

$\alpha = 20^\circ$ —кут зачеплення.

$$\sigma_{\text{зм2}} = \frac{2 \cdot T_p}{r_2 \cdot \pi \cdot (d_2^2 - d_3^2) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1} =$$

$$= \frac{2 \cdot 13511,8 \cdot 10^3}{41,45 \cdot 3,14 \cdot (75,92^2 - 53^2) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 31,44^\circ} =$$

$$= 5,59 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зм2}} = 10 \text{ МПа}; \quad (4.126)$$

де: $d_2 = 75,9$ мм; $d_3 = 53$ мм—діаметри контактних поверхонь півосьової шестерні з корпусом диференціала, визначені на кресленні.

—номінальне напруження згину, [5], стр.161:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot F_t \cdot K_F}{0,85 \cdot b \cdot m_{tm}} =$$

$$= \frac{3,78 \cdot 13511,8 \cdot 1,08}{0,85 \cdot 19 \cdot 4,605} = 712,6 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 900 \text{ МПа}; \quad (4.127)$$

Статичне напруження згину при дії максимального моменту:

$$\sigma_{F_{\text{ст}}} = \sigma_{F1} \cdot \left(\frac{T_{\text{max}}}{T_p} \right) = \sigma_{F1} \cdot K_d =$$

$$= 867,5 \cdot 1,9 = 1648,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_{\text{ст}}} = 1794 \text{ МПа}. \quad (4.128)$$

Всі умови міцності виконуються.

4.3.3. Розрахунок стяжних болтів корпусу диференціала

Приймаємо:

— матеріал болтів Сталь 45, клас міцності 6.6;

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа}, \sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

$[\tau]_{\text{зр}} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90 \text{ МПа}$ —допустиме напруження зрізу;

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

–схема установки болтів без зазору;

$D_0 = 150\text{мм}$ –діаметр кола болтів;

$Z=8$ –число болтів.

Внутрішній діаметр різьби болта по [3], стр.116:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T_p \cdot K_d}{D_0 \cdot \pi \cdot [\tau]_{\text{зр}} \cdot Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13511,8 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{150 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 8}} = 14,93\text{мм} \Rightarrow \quad (4.129)$$

берем болти M16×1,5, для яких $d_1 = 14,52\text{ мм}$.

4.4.Висновок

У результаті проведеного кінематичного та силового розрахунку елементів трансмісії автомобіля Mitsubishi L200 з тяговими електродвигунами на всі колеса для підвищення його військового потенціалу були досягнуті наступні висновки:

Кінематичний розрахунок:

Проведено кінематичний аналіз системи передачі, враховуючи вихідні дані та параметри навантаження валів привода. Визначено передавальні відношення та частоти обертання для кожного елемента трансмісії.

Враховано специфіку тягових електродвигунів, встановлених на кожне колесо, що дозволяє значно підвищити маневреність та прохідність автомобіля, особливо в умовах складної місцевості.

Розрахунок редуктора:

Розраховано параметри прямозубої циліндричної ступені редуктора, що включало визначення необхідних геометричних та кінематичних параметрів. Забезпечено оптимальне передавальне відношення для досягнення бажаних робочих характеристик.

Виконано розрахунок конічної зубчатої передачі, що дозволило визначити параметри зубчастих коліс для забезпечення необхідного передавального відношення та надійності роботи передачі.

Розраховано болти кріплення зубчастого колеса до диференціала, що гарантує їхню міцність та стійкість до навантажень.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок диференціала:

Проведено проектний розрахунок диференціала, який включав вибір типу диференціала, його конструкційних особливостей та кінематичних параметрів.

Виконано розрахунок деталей на міцність, що дозволило забезпечити достатню надійність та довговічність елементів диференціала під дією робочих навантажень.

Розраховано стяжні болти корпусу диференціала, що забезпечує міцність та стійкість з'єднання деталей диференціала при експлуатаційних навантаженнях.

Проведені розрахунки дозволили розробити оптимальні параметри елементів трансмісії, що забезпечують надійність та ефективність роботи системи в цілому. Використані методики розрахунку та аналізу підтверджують відповідність розроблених конструкцій технічним вимогам та експлуатаційним умовам. Усі елементи трансмісії здатні витримувати робочі навантаження, що гарантує їхню тривалу та безвідмовну експлуатацію, а також суттєво підвищує бойову ефективність Mitsubishi L200 у військових операціях.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний висновок

У роботі було розглянуто та проаналізовано різні аспекти конструкцій пікапів, їхню прохідність з різними типами трансмісії, а також особливості трансмісії автомобілів з комбінованими енергетичними установками (КЕУ). Проведено кінематичний та силовий розрахунок ключових елементів трансмісії, таких як редуктор та диференціал, для автомобіля Mitsubishi L200.

Основні висновки по кожному розділу:

1) Аналітичний огляд існуючих конструкцій пікапів

Зроблено дослідження в якому було виявлено, що різні виробники пікапів пропонують унікальні конструктивні рішення, які впливають на їхню прохідність, вантажопідйомність та надійність. Зокрема, пікапи Mitsubishi L200, Nissan Navara та Ford F-150 демонструють високі показники надійності та адаптивності до складних дорожніх умов. Ці моделі відзначаються збалансованою конструкцією, яка забезпечує як комфорт при їзді, так і високу прохідність в екстремальних умовах.

2) Забезпечення прохідності автомобілів з різними типами трансмісії

Зроблено аналіз автомобілів різними типами трансмісії. В ході аналізу було виявлено, що тип трансмісії має значний вплив на загальну ефективність та комфорт експлуатації пікапа. Автомобілі з механічною трансмісією забезпечують високу надійність та точність керування, проте можуть бути менш комфортними для водія при тривалих поїздках. Автоматичні трансмісії забезпечують більший комфорт та зручність в керуванні, але можуть мати вищі витрати на обслуговування та складніший ремонт. Комбіновані трансмісії поєднують переваги обох типів, що дозволяє забезпечити оптимальний баланс між надійністю, комфортом та зручністю експлуатації.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3)Трансмісія автомобілів з КЕУ

На основі проведеного аналізу трьох пікапів, Mitsubishi L200 представляє збалансований вибір для впровадження комбінованої енергетичної установки (КЕУ). Цей автомобіль поєднує високу надійність та прохідність, а також має великий потенціал для вдосконалення.

Зроблено огляд трьох основних конфігурацій КЕУ: без тягових двигунів на колесах, з тяговими двигунами на задніх колесах та комбінованим приводом на передні колеса, а також з тяговими електродвигунами на всі колеса. Кожна з цих конфігурацій має свої унікальні переваги та недоліки. Конфігурація з тяговими електродвигунами на всі колеса забезпечує максимальну прохідність, ефективність та зниження викидів, проте вимагає значних початкових інвестицій. Враховуючи специфіку військових завдань, цей варіант є оптимальним, оскільки забезпечує найвищу прохідність та надійність в екстремальних умовах.

4)Кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії

Проведені аналітичні огляди, а також кінематичний та силовий розрахунок елементів трансмісії для Mitsubishi L200 підтверджують, що комбіновані енергетичні установки та оптимальні передаточні числа трансмісії здатні значно покращити прохідність, надійність та комфорт автомобіля. Впровадження систем з тяговими електродвигунами на всі колеса є оптимальним рішенням для підвищення військового потенціалу та ефективності автомобіля в складних умовах експлуатації. Це забезпечить військовим підрозділам необхідну ефективність, продуктивність та надійність, що дозволить успішно виконувати різноманітні завдання в екстремальних та непередбачуваних ситуаціях.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Редуктор коліс: Редуктор коліс Mitsubishi L200 забезпечує ефективний розподіл крутного моменту на колеса, що покращує прохідність автомобіля та знижує навантаження на двигун. Розрахунок редуктора показав його високу ефективність та надійність при експлуатації у важких умовах. Використання високоякісних матеріалів та точний розрахунок параметрів забезпечують тривалу експлуатацію та мінімальні витрати на обслуговування.

Диференціал: Розрахунок диференціала показав, що він забезпечує рівномірний розподіл крутного моменту між колесами одного моста, що є критично важливим для покращення прохідності та керованості автомобіля. Використання високоякісних матеріалів та точний розрахунок напружень у компонентах диференціала забезпечують його надійність та довговічність.

Модернізація трансмісії Mitsubishi L200 шляхом впровадження КЕУ забезпечить військовим підрозділам необхідну ефективність, продуктивність та надійність. Це дозволить підвищити оперативну ефективність, покращити захист та комфорт для особового складу, а також забезпечити високу прохідність та адаптивність автомобіля до різних умов експлуатації. Незважаючи на високі початкові витрати, впровадження такої системи забезпечить значні переваги у довгостроковій перспективі, що є критично важливим для військових операцій та підвищення загальної бойової готовності.

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Список використаних джерел

1. Дунаєв П. Ф., Леліков О. П.: Деталі машин. Курсове проектування: 5-е вид., Доп.-М.: Машинобудування, 2007.-560с.
2. Короткий автомобільний довідник НІІАТ-11-е вид., перероб. та доп.-М.: Транспорт, 1995.-465с.
3. В.Т. Павлице: Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – 2-е вид. перероб.-Львів: Афіша, 2003.-560с.
4. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
5. Іванов М.Н.: Деталі машин. -12-е вид., Виправл.-М.: Вищ. шк., 2008.-408с.
6. Лукін П. П. Гаспарянц Г. А. та ін: Конструювання та розрахунок автомобіля. Машинобудування, 1984.-376с.
7. В. Д. Мягков та ін: Допуски та посадки. Довідник У 2-х ч. -6-е вид., перероб. та дод. -Л.: Машинобудування, 1983. Ч. 2. -448с.
8. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник). Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. 236 с.
9. Гутаревич Ю. Ф. Зеркалов Д.В., Говорун А.Г Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. К.: Арістей, 2006. 292 с.
10. Гаспарянц Г. А.: Конструкція, основи теорії та розрахунку автомобіля. Москва: Машинобудування, 1978.-351с.
11. С. А. Чернавський: Курсове проектування деталей машин.-2-е вид., Пере-раб. і доп.-М.: Машинобудування, 1987.-416с.
12. Анурєв В.І.: Довідник конструктора-машинобудівника: У 3 т. Т. 2.-8-е перероб. і доп.-М.: Машинобудування, 2001.-912с.
13. «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології», 20-21 листопада 2017 р ХНАДУ, Харків, 2017, С. 25 – 27

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Київ: Знання-Прес, 2003. 511 с

15. Halderman J.D. Automotive technology./ Boston: Prentice Hall, 2011. Electronic Book.

16. <https://www.onlymanuals.com/mitsubishi/l200>

17. <https://carmanualshub.com/mitsubishi-l200-pdf-workshop-and-repair-manuals/>

18. <https://www.manualslib.com/manual/1201856/Mitsubishi-L200.html?page=3#manual>

					МАОГ.482.274.034-00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64